

ВЕСТНИК

САМАРСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
АЭРОКОСМИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА
имени академика С. П. КОРОЛЁВА
(национального исследовательского
университета)

№ 5 (47)

Часть 2

Специальный выпуск, подготовленный по материалам
международной научно-технической конференции
«Проблемы и перспективы развития двигателестроения»
(г. Самара, 25-27 июня 2014 г).

2014

УДК 05
ББК Я5

ВЕСТНИК
САМАРСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО АЭРОКОСМИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЁВА (национального исследовательского университета)

VESTNIK
of the
SAMARA STATE AEROSPACE UNIVERSITY

№ 5 (47)
Часть 2
2014

Главный редактор

Шахматов Е. В., д.т.н., профессор, СГАУ

Editor in Chief

Shakhmatov Ye. V., Doctor of Science (Engineering), Professor, SSAU

Заместители главного редактора

Балакин В. Л., д.т.н., профессор, СГАУ

Прокофьев А. Б., д.т.н., профессор, СГАУ

Deputies Chief Editor

Balakin V. L., Doctor of Science (Engineering), Professor, SSAU

Prokofiev A. B., Doctor of Science (Engineering), Professor, SSAU

Ответственный секретарь

Прохоров А. Г., к.т.н., доцент, СГАУ

Executive Editor

Prokhorov A. G., Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, SSAU

Редакционная коллегия

Аншаков Г. П., член-корр. РАН

Астафьев В. И., д.ф.-м.н., профессор, СамГТУ

Барвинок В. А., член-корр. РАН

Богатырев В. Д., д.э.н., профессор, СГАУ

Гречников Ф. В., член-корр. РАН

Казанский Н. Л., д.т.н., профессор, СГАУ

Кирилин А. Н., д.т.н., профессор,

ФГУП «ГНПРКЦ «ЦСКБ-Прогресс»

Комаров В. А., д.т.н., профессор, СГАУ

Кузьмичёв В. С., д.т.н., профессор, СГАУ

Лукачёв С. В., д.т.н., профессор, СГАУ

Сойфер В. А., член-корр. РАН

Шорин В. П., академик РАН

Editorial Board

Anshakov G. P., Corresponding Member of the
Russian Academy of Science

Astafiev V. I., Doctor of Science (Physics and
Mathematics), Professor, SSTU

Barvinok V. A., Corresponding Member of the
Russian Academy of Science

Bogatyrkov V. D., Doctor of Science (Economics),
Professor, SSAU

Grechnikov F. V., Corresponding Member of the
Russian Academy of Science

Kazansky N. L., Doctor of Science (Engineering),
Professor, SSAU

Kirilin A. N., Doctor of Science (Engineering),
Professor, CSDB

Komarov V. A., Doctor of Science (Engineering),
Professor, SSAU

Kuzmichyov V. S., Doctor of Science (Engineering),
Professor, SSAU

Lukachyov S. V., Doctor of Science (Engineering),
Professor, SSAU

Soifer V. A., Corresponding Member of the Russian
Academy of Science

Shorin V. P., Academician of the Russian Academy of
Science

Журнал входит в утвержденный ВАК при Минобрнауки России Перечень российских рецензируемых научных журналов, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук. Журнал включен в общероссийский каталог ОАО «Роспечать». Подписной индекс – 18264

Издание журнала осуществлено при финансовой поддержке
Российского фонда фундаментальных исследований (14-08-06036 г) и ОАО «Кузнецов»

© Самарский государственный
аэрокосмический университет
443086, Самара, Московское шоссе, 34.

© Samara State Aerospace University
34, Moskovskoye Shosse, Samara
443086, Russian Federation

☎ +7 (846) 267 48 41; e-mail: vest@ssau.ru

СОДЕРЖАНИЕ

МОДИФИКАЦИЯ ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ИЗ КАРБИДА КРЕМНИЯ ЛАЗЕРНЫМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ С ЦЕЛЬЮ УЛУЧШЕНИЯ ИХ ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ <i>С.П. Мурзин, В.Б. Балякин, Л.В. Журавель</i>	9
ВРАЩАЮЩАЯСЯ ИЗОХОРНАЯ КАМЕРА СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ <i>В.А. Поршнев</i>	17
МНОГОКРИТЕРИАЛЬНЫЙ ВЫБОР НАИЛУЧШЕГО ВАРИАНТА КОНСТРУКЦИИ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ДЕТОНАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ СИСТЕМ УГЛОВОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ И ОРИЕНТАЦИИ ЛА <i>В.В. Сафронов, В.А. Поршнев, А.С. Жебраков</i>	22
РАЗРАБОТКА МАКЕТНОГО ОБРАЗЦА КОСМИЧЕСКОЙ ЗАМКНУТОЙ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ <i>А.Н. Арбеков, Б.Б. Новицкий</i>	35
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МАЛОРАСХОДНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ЗАМКНУТОЙ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ <i>А.Н. Арбеков, Б.Б. Новицкий</i>	42
АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ТЕРМОВАКУУМНЫЙ ОГНЕВОЙ СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ И ИССЛЕДОВАНИЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЖРДМТ НА САМОВОСПЛАМЕНЯЮЩИХСЯ КОМПОНЕНТАХ ТОПЛИВА <i>Р.Н. Гальперин, Ю.С. Ивашин, В.Е. Нигодюк, В.В. Рыжков, А.В. Сулинов</i>	48
ИССЛЕДОВАНИЕ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ПРОДУКТОВ ЖИДКОФАЗНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ СЖРТ НА НАЧАЛЬНОЙ СТАДИИ ГОРЕНИЯ <i>В.Е. Нигодюк, А.В. Сулинов</i>	59
ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ ОБРАЗОВАНИЯ НАНОПОРИСТЫХ СТРУКТУР МЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ ЛАЗЕРНЫМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ <i>С.П. Мурзин</i>	67
ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАЛОРАСХОДНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ РОТОРОВ ТУРБОМАШИН <i>Е.Ф. Паровай</i>	75
ЗАВИСИМОСТЬ ТЕРМИЧЕСКОЙ УСТАЛОСТИ ЖАРОПРОЧНЫХ СПЛАВОВ ОТ МАКСИМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ НАГРЕВА В ЦИКЛЕ ИСПЫТАНИЙ <i>Е.А. Тихомирова, Е.Ф. Сидохин</i>	82
ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ГОРЕЛОК ДВУХЗОННЫХ КАМЕР СГОРАНИЯ <i>Д.Ю. Бантиков, О.В. Гречишников, В.В. Роголёв, А.Д. Росляков, Ю.И. Цыбизов</i>	88

К ИССЛЕДОВАНИЮ РАБОТЫ ГТД В ЗАПЫЛЁННОЙ АТМОСФЕРЕ <i>Б.Р. Абдуллин, Р.Г. Акмалетдинов, Х.С. Гумеров, Р.Р. Нигматуллин</i>	95
НЕСИНХРОННЫЕ КОЛЕБАНИЯ РАБОЧИХ КОЛЁС ТУРБОМАШИН <i>П. А. Басов, В. Г. Селезнёв</i>	103
ИССЛЕДОВАНИЕ ФОРМ И ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ БАНДАЖИРОВАННОГО КОЛЕСА ВЕНТИЛЯТОРА НА ГОЛОГРАФИЧЕСКОЙ УСТАНОВКЕ И В СОСТАВЕ ДВИГАТЕЛЯ НА ИСПЫТАТЕЛЬНОМ СТЕНДЕ <i>А.О. Коскин, В.Г. Селезнёв</i>	109
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В ПЛОСКОМ КАНАЛЕ МЕТОДОМ РЕГУЛЯРНОГО ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ КРИТЕРИЯХ БИО <i>Е.Г. Колесова, С.В. Веретенников, М.Н. Жорник</i>	115
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ПРОВЕДЕНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ ИСПЫТАНИЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК В СОСТАВЕ ТУРБОМАШИН <i>А.А. Хорилов, С.Ю. Данилкин, Д.А. Редькин</i>	121
РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ НАМОТКИ ИЗ НЕПРОПИТАННЫХ АРАМИДНЫХ НИТЕЙ ДЛЯ АНАЛИЗА ПРОЧНОСТИ КОМБИНИРОВАННОГО КОРПУСА ПРИ ОБРЫВЕ ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ <i>А.Н. Крундаева, Ю.Н. Шмотин, Т.В. Томилина</i>	128
РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВУХФАЗНОГО ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТЬ/ГАЗ НА ОСНОВЕ УПРОЩЕННОЙ МОДЕЛИ МАСЛЯНОГО КАРТЕРА <i>А.Н. Лисицин, А.В. Бадерников, Е.В. Печеник</i>	135
ТЕХНОЛОГИЯ КОМБИНИРОВАННОЙ ДОВОДКИ ЩЕЛЕВЫХ КАНАЛОВ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ <i>А.О. Родионов, Г.А. Сухочев, С.Н. Коденцев, Е.Г. Смольяникова</i>	143
РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ И АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОМПРЕССОРОВ <i>И.А. Кривошеев, К.Е. Рожков</i>	150
ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ 11Д428А-22 ПРИ ВВЕДЕНИИ В ЕГО КОНСТРУКЦИЮ СИЛЬФОННОГО СТАБИЛИЗАТОРА РАСХОДА <i>Ю.А. Бешенев, А.В. Волков, Ф.А. Казанкин</i>	159
РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ЛИТЬЯ СЛОЖНЫХ ДЕТАЛЕЙ АЭРОКОСМИЧЕСКОГО ПРОФИЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АДДИТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ <i>А.В. Агаповичев, А.В. Балякин, В.Г. Смелов</i>	166

РАЗРАБОТКА ОДНОСЕКЦИОННОГО РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ-ДЕМОНСТРАТОРА НА ОСНОВЕ СОВРЕМЕННОЙ КОМПЛЕКСНОЙ МЕТОДИКИ РАСЧЁТА <i>А.Н. Костюченко, А.А. Зеленцов, П.В. Семенов, В.П. Минин</i>	173
О ВЛИЯНИИ НАТЯГА И КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ОТ НАТЯГА НА ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЕ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКАХ В ОПОРАХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ <i>О.М. Беломытцев А.Б. Пицальников</i>	182
ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТУРБИН СВЕРХМАЛОЙ МОЩНОСТИ В СИСТЕМЕ ТУРБОПРИВОДА <i>Д.С. Калабухов, В.А. Григорьев, В.М. Радько</i>	189
ОСОБЕННОСТИ ЛАЗЕРНОЙ СВАРКИ ТОНКИХ ДЕТАЛЕЙ АВИАЦИОННО-КОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ <i>В.Г. Смелов, А.В. Сотов, М.В. Львов</i>	201
ФОРМИРОВАНИЕ МЕТОДА ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ ТУРБИНЫ СВЕРХМАЛОЙ МОЩНОСТИ В СИСТЕМЕ ТУРБОПРИВОДА <i>Д.С. Калабухов, В.А. Григорьев, В.М. Радько</i>	207

CONTENTS

MODIFICATION OF THE SURFACE OF SILICON CARBIDE PARTS BY LASER TREATMENT FOR IMPROVING THEIR TRIBOLOGICAL PROPERTIES	
<i>S.P. Murzin, V.B. Balyakin, L.V. Zhuravel</i>	9
ROTARY ISOCHORIC COMBUSTION CHAMBER OF A GAS TURBINE ENGINE	
<i>V.A. Porshnev</i>	17
MULTICRITERIAL CHOICE OF THE BEST VARIANT OF THE PULSE DETONATION ENGINE DESIGN FOR AIRCRAFT ANGULAR STABILIZATION AND ORIENTATION SYSTEMS	
<i>V.V. Safronov, V.A. Porshnev, A.S. Zhebrakov</i>	22
DEVELOPMENT OF A PROTOTYPE OF A MULTI-LOOP CLOSED-BRAYTON CYCLE GAS TURBINE POWER SYSTEM	
<i>A.N. Arbekov, B.B. Novitskiy</i>	35
EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF A SMALL-SIZED CENTRIFUGAL COMPRESSOR FOR A CLOSED-BRAYTON CYCLE GAS TURBINE POWER SYSTEM	
<i>A.N. Arbekov, B.B. Novitskiy</i>	42
AUTOMATED THERMOVACUUM FIRING TEST FACILITY FOR TESTING AND RESEARCH OF WORKFLOW IN LOW-THRUST ROCKET ENGINE ON HYPERGOLIC PROPELLANTS	
<i>R.N. Galperin, Y.S. Ivashin, V.E. Nigodjuk, V.V. Ryzhkov, A.V. Sulinov</i>	48
INVESTIGATION OF TRANSFORMATION OF INTERMEDIATE PRODUCTS OF LIQUID-PHASE INTERACTION PROPELLANT AT THE ONSET OF COMBUSTION FOR ROCKET ENGINE	
<i>V. E. Nigodjuk, A.V. Sulinov</i>	59
DETERMINATION OF THE CONDITIONS OF NANOPOROUS STRUCTURES FORMATION IN METAL MATERIALS BY PULSE-PERIODIC LASER TREATMENT	
<i>S.P. Murzin</i>	67
DESIGNING OF LOW FLOW RATE SLIDER BEARINGS FOR TURBOMACHINERY ROTORS	
<i>Ye.F. Parovay</i>	75
THE INFLUENCE OF MAXIMUM TEMPERATURE OF HEATING ON THE THERMAL FATIGUE OF NICKEL HEAT-RESISTANT ALLOYS UNDER THERMOCYCLIC TESTS	
<i>E.A. Tikhomirova, E.F. Sidokhin</i>	82

WAYS OF IMPROVING BURNERS OF TWO-STAGED COMBUSTION CHAMBERS	
<i>D.Y. Bantikov, O.V. Grechishnikov, V.V. Rogalev, A.D. Koslyakov, Y.I. Thybizov</i>	88
RESEARCH OF GAS TURBINE ENGINE OPERATION IN A DUST-FILLED ATMOSPHERE	
<i>B.R. Abdullin, R.G. Akmaletdinov, K.S. Goumerov, R.R. Nigmatullin</i>	95
NONSYNCHRONOUS VIBRATIONS OF TURBOMACHINERY BLADED DISCS	
<i>P.A. Basov, V.G. Seleznev</i>	103
THE STUDY OF SHROUDED FAN VIBRATION MODES AND FREQUENCIES ON A HOLOGRAPH AND AS A PART OF THE ENGINE ON THE TEST RIG	
<i>A.O. Koskin, V.G. Seleznev</i>	109
EXPERIMENTAL RESEARCH OF HEAT EXCHANGE IN A PLANE CHANNEL USING THE REGULAR THERMAL REGIME METHOD WITH DIFFERENT BIOT NUMBERS	
<i>E.G. Kolesova, S.V. Veretennikov, M.N. Zhornik</i>	115
PERFECTION OF METHODS OF CONDUCTING RESONANCE TESTS OF ROTOR BLADES BEING PART OF THE ENGINE	
<i>A.A. Khorikov, S.Y. Danilkin, D.A. Redkin</i>	121
DEVELOPMENT OF A MATHEMATICAL MODEL OF WINDING MADE OF NON-IMPREGNATED ARAMID FIBERS FOR STRENGTH ANALYSIS OF THE COMBINED FAN CASE IN GTE COMPRESSOR BLADE SEPARATION	
<i>A.N. Krundaeva, Yu.N. Shmotin, T.V. Tomilina</i>	128
RESULTS OF NUMERICAL MODELING OF TWO-PHASE LIQUID / GAS FLOW ON THE BASIS OF A SIMPLIFIED MODEL OF OIL CHAMBER	
<i>A.N. Lisitcin, A.V. Badernikov, E.V. Pechenik</i>	135
COMBINED TREATMENT TECHNOLOGY FOR SLOT CHANNELS OF COOLING SYSTEMS	
<i>A.O. Rodionov, G.A. Suhochev, S.N. Kodentsev, E.G. Smolyannikova</i>	143
DEVELOPMENT OF METHODS OF MODELING AND COMPUTER-AIDED DESIGN OF COMPRESSORS	
<i>I. A. Krivosheev, K.E. Rozhkov</i>	150
INVESTIGATION OF 11D428A-22 THRUSTER OPERATION DYNAMICS WITH BELLOWS FLOW STABILIZER	
<i>Yu.A. Beshenev, A.V. Volkov, F.A. Kazankin</i>	159

DEVELOPMENT TECHNIQUES OF CASTING COMPLEX PARTS OF AEROSPACE PROFILES USING ADDITIVE TECHNOLOGIES <i>A.V. Agapovichev, A.V. Balaykin, V.G. Smelov</i>	166
DEVELOPMENT OF A SINGLE-SECTION DEMONSTRATOR ROTARY ENGINE ON THE BASIS OF A MODERN COMPLEX DESIGN PROCEDURE <i>A.N. Kostyuchenkov, A.A. Zelentsov, P.V. Semenov, V.P. Minin</i>	173
INFLUENCE OF TENSION AND CONTACT STRESS ON SLIDING IN CYLINDRICAL ROLLER BEARINGS IN SUPPORT OF GAS TURBINE ENGINES <i>O.M. Belomyttcev, A.B. Pitcalnikov</i>	182
PROBLEMS OF ULTRALOW POWER TURBINE DESIGN IN A TURBINE DRIVE SYSTEM <i>D.S. Kalabuhov, V.A. Grigoryev, V.M. Rad'ko</i>	189
PECULIARITIES OF LASER WELDING OF THIS PARTS OF AEROSPACE EQUIPMENT <i>V.G. Smelov, A.V. Sotov, M.V. Lvov</i>	201
FORMATION OF A METHOD OF CHOOSING RATIONAL VALUES OF ULTRALOW POWER TURBINE PARAMETERS IN A TURBINE DRIVE SYSTEM <i>D.S. Kalabuhov, V.A. Grigoryev, V.M. Rad'ko</i>	207

УДК 621.78

МОДИФИКАЦИЯ ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ИЗ КАРБИДА КРЕМНИЯ ЛАЗЕРНЫМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ С ЦЕЛЬЮ УЛУЧШЕНИЯ ИХ ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ

© 2014 С.П. Мурзин¹, В.Б. Балякин¹, Л.В. Журавель²

¹Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П.Королёва
(национальный исследовательский университет)

²Самарский государственный университет

Для улучшения трибологических свойств материалов находит применение лазерное микроструктурирование поверхности. Данное направление предполагает лазерное воздействие для создания на поверхности материала микроструктур с пространственной избирательностью физико-механических свойств, таких как: микротвёрдость, коэффициент трения и др. Перспективным является микроструктурирование поверхности торцовых газодинамических уплотнений из карбида кремния. Для повышения потенциала практического использования целесообразным является расширение функциональных возможностей лазерного микроструктурирования путём использования более распространённых лазерных установок с длительностью импульса в миллисекундном диапазоне. Разработан метод модификации поверхностей деталей из карбида кремния лазерным воздействием с целью улучшения их трибологических свойств. Изучена структура материала в зоне термического влияния после лазерного микроструктурирования. Оценивались морфологические изменения обработанной поверхности после импульсно-периодического лазерного воздействия. Установлено, что лазерное импульсно-периодическое воздействие приводит к образованию на полированной поверхности детали из карбида кремния углублений круглой или овальной формы. Наряду с формированием неперриодического микрорельефа происходит модифицирование структуры поверхностного слоя детали. При лазерном воздействии на поверхности керамического материала имеет место разложение карбида кремния с образованием графита и твёрдого раствора углерода в кремнии. Предполагается выполнить исследования триботехнических свойств полученных структур.

Воздействие лазерное, модификация, материал, поверхность, микроструктурирование, деталь, улучшение, свойство.

Введение

Для улучшения трибологических свойств материалов находит применение метод лазерного микроструктурирования поверхности, на которую наносят специальные углубления, используемые для сбора частиц износа, а также для формирования слоя газовой или жидкой смазки. В статье рассматриваются углеродосодержащие материалы, которые имеют некоторые особенности структурной модификации поверхностного слоя. Данное направление предполагает лазерное воздействие для создания на поверхности материала микроструктур с пространственной избирательностью физико-механических свойств, таких как микротвёрдость, коэффициент трения и др. [1, 2]. Перспективным является микроструктурирование поверхностей деталей из карбида кремния облучением

поверхности короткими и ультракороткими импульсами лазерного излучения [3]. Например, в работе [4] осуществлено формирование периодически повторяющегося микрорельефа на торцовых кольцевых уплотнениях, обеспечивающего снижение потерь в паре трения «SiC-графит». В этом случае наиболее предпочтительной является обработка фемтосекундным излучением. При импульсном высокоэнергетическом воздействии с длительностью меньше времени термализации носителей заряда вещества реализуется процесс абляции материала с переходом в плазму и газообразную фазу, минуя жидкий расплав [6].

Торцовые газодинамические уплотнения являются одними из наиболее прогрессивных, поскольку соответствуют повышенным требованиям к надёжности,

обеспечивая достаточную герметичность [7]. Эффективность таких уплотнений, характеризующихся минимальной изнашиваемостью пары трения и малой утечкой, возрастает при увеличении скорости вращения ротора. Материалы уплотнений должны обладать размерной и структурной устойчивостью; достаточной прочностью и высокой теплопроводностью, а также химической стойкостью и газонепроницаемостью. Одними из наиболее прогрессивных материалов для изготовления торцовых газодинамических уплотнений являются электрографит с сурьмяной пропиткой и карбид кремния [8]. Применяются комбинации «SiC-графит», «WC-графит», для напряжённых условий работы уплотнения целесообразно использовать пару трения SiC-SiC. Снижение сухого трения при пуске и останове может достигаться путём нанесения тонкого слоя изнашиваемого графитового или алмазоподобного покрытия [9]. По сравнению с другими применяемыми для этих целей карбидами, SiC имеет большую теплопроводность, что предоставляет возможность меньшей инерционности при нестационарных тепловых процессах. Применение карбида кремния в уплотнительных кольцах обеспечивает меньший тепловой градиент, что позволяет минимизировать деформации при переходных режимах [10].

Различают два типа лазерного микроструктурирования: непосредственное формирование микрорельефа лазерным излучением [6] и синтез низко-размерной периодической структуры в результате процессов самоорганизации, инициированных фемтосекундным лазерным излучением [11]. Для повышения потенциала практического использования целесообразным является расширение функциональных возможностей лазерного микроструктурирования путём использования более распространённых лазерных установок с длительностью импульса в миллисекундном диапазоне [12-17]. Целью работы является определение

возможности модификации (микроструктурирования) поверхности деталей из карбида кремния лазерным импульсно-периодическим воздействием с длительностью импульса в миллисекундном диапазоне для последующего улучшения их трибологических свойств.

Особенности формирования микрорельефа деталей из карбида кремния в результате воздействия сканирующим непрерывным лазерным излучением

Ведущие фирмы, специализирующиеся на производстве торцовых уплотнений, для создания газодинамического давления применяют плоские и ступенчатые канавки, глубины которых сравнимы с минимальной величиной зазора. Нанесение таких канавок проводится лазерным лучом по программе, обеспечивающей последовательную обработку каждой из канавок, находящихся на поверхности кольца. При этом управляющая программа также обеспечивает изменение мощности лазерного излучения по определенному закону, приводящему к изменению интенсивности испарения обрабатываемого материала в различных зонах обработки. К недостаткам этого метода обработки относят высокую стоимость обработки, невозможность обработки некоторых материалов с требуемой точностью, значительный разброс глубин канавок и в ряде случаев высокую шероховатость обработанной поверхности. При обработке материалов с высокой теплопроводностью, к которым относят SiC, наблюдаются наихудшие результаты по точности и воспроизводимости профиля канавок, наиболее выраженные на периферии пятна лазерного излучения. Определено, что наложение последовательных зон лазерного воздействия на материал приводит к формированию микрорельефа поверхности в виде последовательно чередующихся выступов и канавок. Изображение поверхности представлено на рис. 1.

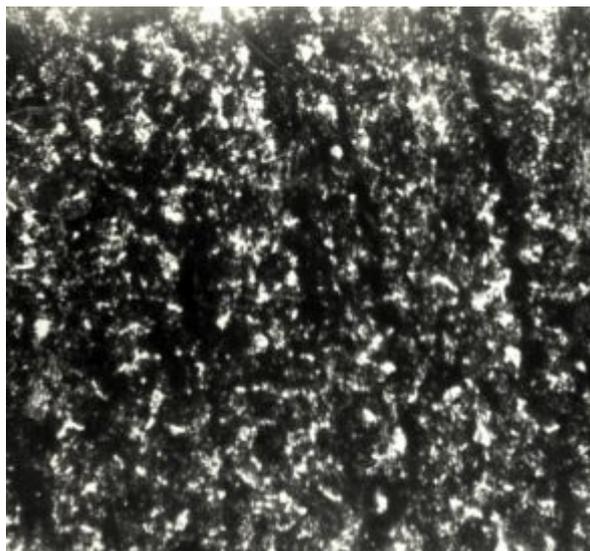


Рис. 1. Поверхность керамического материала, полученная в результате воздействия сканирующим непрерывным лазерным излучением, увелич. $\times 200$

Формирование микрорельефа деталей в результате воздействия сканирующим непрерывным лазерным излучением значительно снижает возможность последующего улучшения их трибологических свойств. В этом случае лазерную обработку целесообразно осуществить в несколько проходов в импульсно-периодическом режиме.

Характеристики технологической установки

Воздействие на образцы из карбида кремния осуществляли в импульсно-периодическом режиме на технологической установке ROFIN StarWeld Manual Performance, оснащенной Nd:ИАГ-лазером с длиной волны излучения 1,06 мкм. Основные технические характеристики установки ROFIN StarWeld: средняя мощность в импульсе 50 Вт; максимальная энергия в импульсе 100 Дж; длительность импульса 0,5...50 мс; частота следования импульсов 0,5...50 Гц; диаметр пятна 0,3...2,0 мм. Внешний вид установки ROFIN StarWeld представлен на рис. 2. Технологическая установка на базе лазера ROFIN StarWeld предоставляет возможность генерации импульсов различных форм, приведенных на рис. 3.



Рис. 2. Внешний вид технологической лазерной установки ROFIN StarWeld Manual Performance



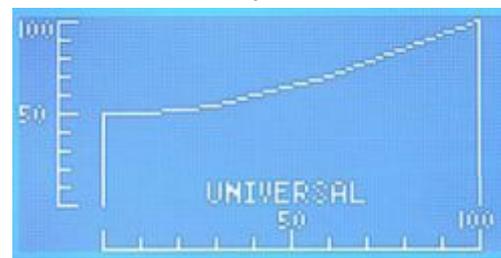
а



б



в



г

Рис. 3. Формы импульсов, реализуемых экспериментальной установкой на базе лазера ROFIN StarWeld: прямоугольная (а); «пиковая» с прямоугольным участком (б); с плавно убывающим фронтом (в); с плавно возрастающим фронтом (г)

Результаты экспериментальных исследований и обсуждение

При обработке различных режимов лазерного воздействия энергия в импульсе составляла 0,9...1,1 Дж при длительности 0,5 мс и частоте следования импульсов 2,5 Гц. Использование «пиковой» с прямоугольным участком формы импульсов позволяет уменьшить время воздействия. На рис. 4 представлена исходная зернистая структура керамики на основе карбида кремния, полученная в результате горячего изостатического прессования, которое обеспечивает формирование устойчивой высокодисперсной структуры с повышенной плотностью, высокими значениями твердости и прочности. Оценивались морфологические изменения обработанной поверхности после импульсно-периодического лазерного воздействия, представленной на рис. 5.

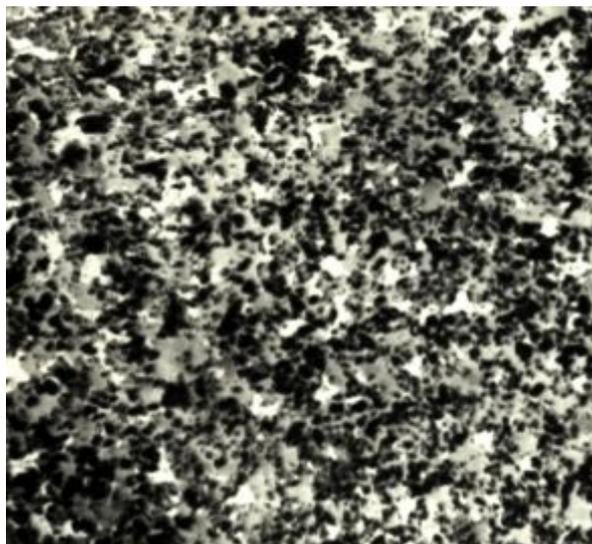


Рис. 4. Исходная зернистая структура керамики на основе карбида кремния, увелич. $\times 200$

Установлено, что лазерное импульсно-периодическое воздействие с энергией в импульсе 1,1 Дж и длительностью импульса 0,5 мс приводит к образованию на полированной поверхности детали из карбида кремния углублений круглой диаметром до 30 мкм или овальной формы. Наряду с формированием неперриодического микро-рельефа происходит модифицирование

структуры поверхностного слоя детали. При лазерном воздействии на поверхности керамического материала имеет место разложение карбида кремния с образованием графита и твердого раствора углерода в кремнии. Предполагается выполнить исследования триботехнических свойств полученных структур с использованием трибометра TRB-S-DE фирмы CSM-Instruments.

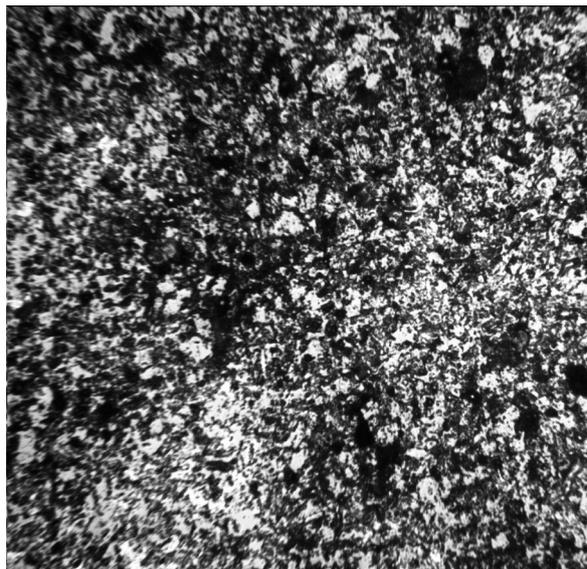


Рис. 5. Поверхность керамического материала, полученная в результате лазерного импульсно-периодического воздействие с энергией в импульсе 1,1 Дж и длительностью импульса 0,5 мс, увелич. $\times 200$

Заключение

Перспективным для торцовых газодинамических уплотнений является использование пары трения SiC-SiC. Для снижения сухого трения при пуске и останове возможно нанести тонкий слой изнашиваемого графитового или алмазного покрытия. По сравнению с другими применяемыми для этих целей карбидами, SiC имеет большую теплопроводность, что предоставляет возможность меньшей инерционности при нестационарных тепловых процессах. Применение карбида кремния в уплотнительных кольцах обеспечивает меньший тепловой градиент, что позволяет минимизировать деформации при переходных режимах. Для улучшения

трибологических свойств материалов находит применение метод лазерного микроструктурирования поверхности, на которую наносят специальные углубления. Для повышения потенциала практического использования целесообразным является расширение функциональных возможностей лазерного микроструктурирования путём использования более распространённых лазерных установок с длительностью импульса в миллисекундном диапазоне.

Осуществлено определение возможности модификации (микроструктурирования) поверхности деталей из карбида кремния лазерным импульсно-периодическим воздействием с длительностью импульса в миллисекундном диапазоне на технологической установке ROFIN StarWeld Manual Performance, оснащённой Nd:ИАГ-лазером. Оценивались морфологические изменения обработанной поверх-

ности после импульсно-периодического лазерного воздействия. Установлено, что лазерное импульсно-периодическое воздействие с энергией в импульсе 1,1 Дж и длительностью импульса 0,5 мс приводит к образованию на полированной поверхности детали из карбида кремния углублений круглой диаметром до 30 мкм или овальной формы. Наряду с формированием неперриодического микрорельефа происходит модифицирование структуры поверхностного слоя детали. При лазерном воздействии на поверхности керамического материала имеет место разложение карбида кремния с образованием графита и твёрдого раствора углерода в кремнии. Предполагается выполнить исследования триботехнических свойств полученных структур.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ

Библиографический список

1. Blatter A., Maillat M., Pimenov S.M., Shafeev G.A., Simakin A.V. Lubricated friction of laser micro-patterned sapphire flats // *Tribology Letters*. 1998. V. 4, no. 3-4. P. 237-241.
2. Etsion I. State of the art in laser surface texturing // *Journal of Tribology*. 2005. V. 127, no. 1. P. 248-253.
3. Radek N., Pietraszek J., Antoszewski B. The average friction coefficient of laser textured surfaces of silicon carbide identified by RSM methodology // *Advanced Materials Research*. 2014. V. 874. P. 29-34.
4. Yu X.Q., He S., Cai R.L. Frictional characteristics of mechanical seals with a laser-textured seal surface // *Journal of Materials Processing Technology*. 2002. V. 129, no. 1-3. P. 463-466.
6. Комленок М.С., Пименов С.М., Кононенко В.В., Конов В.И., Шайбе Х.-Й. Лазерное микроструктурирование поверхности сверхтвёрдых аморфных углеродных пленок // *Нано- и микросистемная техника*. 2008. № 3. С. 48-53.
7. Фалалеев С.В., Новиков Д.К., Балякин В.Б., Седов В.В. Торцовые газодинамические уплотнения. Самара: Самарский научный центр РАН, 2013. 300 с.
8. Фалалеев С.В. Чегодаев Д.Е. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов: основы теории и проектирования. М.: МАИ, 1998. 274 с.
9. Фалалеев С.В., Балякин В.Б., Новиков Д.К., Россеев Н.И., Медведев С.Д. Динамика «сухих» уплотнений // *Газовая промышленность*. 2001. № 10. С. 66-68.
10. Бондарчук П.В., Фалалеев С.В. Конструкция перспективного торцового газодинамического уплотнения опоры авиационного двигателя // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета*. 2011. № 2(26). С. 150-157.
11. Seifert G., Kaempfe M., Syrowatka F., Harnagea C., Hesse D., Graener H. Self-organized structure formation on the bottom of femtosecond laser ablation craters in glass // *Applied Physics A*. 2005. V. 81, no. 4. P. 799-803.

12. Murzin S.P. Increasing the efficiency of laser treatment of materials using elements of computer optics // *Journal of Advanced Materials*. 2003. V. 10, no. 2. P. 181-185.

13. Мурзин С.П., Трегуб В.И., Осетров Е.Л., Никифоров А.М. Формирование нанопористых структур металлических материалов циклическим упруго-пластическим деформированием при лазерном воздействии // *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*. 2010. Т. 12, № 4. С. 182-185.

14. Мурзин С.П. Разработка способов интенсификации формирования нанопористых структур металлических материалов селективной лазерной сублимацией компонентов сплавов // *Компьютерная оптика*. 2011. Т. 35, № 2. С. 175-179.

15. Мурзин С.П., Осетров Е.Л.,

Никифоров А.М. Сварка жаропрочных и жаростойких сплавов на никелевой основе импульсным лазерным излучением // *Известия Самарского научного центра РАН*. 2008. Т. 10, № 3. С. 884-886.

16. Мурзин С.П., Меженин А.В., Осетров Е.Л. Расчёт температурных полей в конструкционных материалах в программном комплексе STAR-CD // *Известия Самарского научного центра РАН*. 2008. Т. 10, № 3. С. 767-771.

17. Казанский Н.Л., Мурзин С.П., Ключков С.Ю. Формирование требуемого энергетического воздействия при лазерной обработке материалов с применением фокусаторов излучения // *Компьютерная оптика*. 2005. № 28. С. 89-93.

Информация об авторах

Мурзин Сергей Петрович, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, руководитель научно-образовательного центра лазерных систем и технологий, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: murzin@ssau.ru. Область научных интересов: лазерные технологии и нанотехнологии, лазерная физика и оптика.

Балякин Валерий Борисович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой снов конструиро-

вания машин, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: balyakin@ssau.ru. Область научных интересов: проектирование опор роторов ГТД.

Журавель Леонид Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры физики твёрдого тела и неравновесных систем, Самарский государственный университет. E-mail: sspc@samsu.ru. Область научных интересов: комплексные исследования структуры и физико-механических свойств конструкционных и функциональных материалов.

MODIFICATION OF THE SURFACE OF SILICON CARBIDE PARTS BY LASER TREATMENT FOR IMPROVING THEIR TRIBOLOGICAL PROPERTIES

© 2014 S.P. Murzin¹, V.B. Balyakin¹, L.V. Zhuravel²

¹Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

²Samara State University, Samara, Russian Federation

Laser microstructuring of the surface can be used for improving tribological properties of materials. This trend suggests a laser treatment to create on the material's surface microstructures with spatial selectivity of physical-mechanical properties, such as microhardness, friction factor, etc. The microstructuring of the external surface of gas-dynamic compactions is perspective. To increase the capacity of the practical use of it is expedient

to enhanced functionality through the use of laser microstructuring of the more common laser systems with pulse durations in the millisecond range. A method of surface's modification of silicon carbide details by laser treatment for improving their tribological properties has been developed. A material structure in the heat-affected zone after laser microstructuring has been studied. Evaluated the morphological changes of the treated surface after a repetitively pulsed laser exposure. It was established that the pulse-periodic laser exposure leads to the formation on the polished surface of the silicon carbide parts recesses are round to oval. Along with the formation of acyclic microrelief occurs modifying surface structure details. Under laser exposure on the surface of the ceramic material is a decomposition of silicon carbide and graphite to form a solid solution of carbon in silicon. Supposed to carry out the study of the tribological properties of the resulting structures.

Laser exposure, modification, material, surface, microstructuring, detail, improvement, property.

References

1. Blatter A., Maillat M., Pimenov S.M., Shafeev G.A., Simakin A.V. Lubricated friction of laser micro-patterned sapphire flats // *Tribology Letters*. 1998. V. 4, no. 3-4. P. 237-241.
2. Etsion I. State of the art in laser surface texturing // *Journal of Tribology*. 2005. V. 127, no. 1. P. 248-253.
3. Radek N., Pietraszek J., Antoszewski B. The average friction coefficient of laser textured surfaces of silicon carbide identified by RSM methodology // *Advanced Materials Research*. 2014. V. 874. P. 29-34.
4. Yu X.Q., He S., Cai R.L. Frictional characteristics of mechanical seals with a laser-textured seal surface // *Journal of Materials Processing Technology*. 2002. V. 129, no.1-3. P. 463-466.
6. Komlenok M.S., Pimenov S.M., Kononenko V.V., Konov V.I., Scheibe H.-J. Laser surface microstructuring of superhard amorphous Carbon films // *Journal of Nano and Microsystem technique*. 2008. No. 3. P. 48-53. (In Russ.)
7. Falaleev S.V., Novikov D.K., Balyakin V.B., Sedov V.V. *Torcovye gazodinamicheskie uplotnenija* [Mechanical gas dynamic seals]. Samara: Samarskiy nauchnyy tsentr RAN, 2013. 300 p.
8. Falaleev S.V., Chegodaev D.E. *Torcovye beskontaktnye uplotnenija dvigatelej letatel'nyh apparatov: osnovy teorii i proektirovanija* [Mechanical seal proximity of aircraft engines: fundamentals of theory and design]. Moscow: MAI, 1998. 274 p.
9. Falaleev S.V., Balyakin V.B., Novikov D.K., Rosseev N.I., Medvedev S.D. Dynamics of the "dry" seals // *Gas Industry of Russia*. 2001. No. 10. P. 66-68. (In Russ.)
10. Bondarchuk P.V., Falaleev S.V. The design of long-term gas-dynamic mechanical seal support aircraft engine // *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2011. No. 2(26). P. 150-157. (In Russ.)
11. Seifert G., Kaempfe M., Syrowatka F., Harnagea C., Hesse D., Graener H. Self-organized structure formation on the bottom of femtosecond laser ablation craters in glass // *Applied Physics A*. 2005. V. 81. P. 799-803.
12. Murzin S.P. Increasing the efficiency of laser treatment of materials using elements of computer optics // *Journal of Advanced Materials*. 2003. V. 10, no. 2. P. 181-185.
13. Murzin S.P., Tregub V.I., Osetrov E.L., Nikiforov A.M. Formation of nanoporous structures of metallic materials cyclic elastic plastic deformation under laser exposure // *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN*. 2010. V. 12, no. 4. P. 182-185. (In Russ.)
14. Murzin S.P. Developing ways of intensification of formation of nanoporous structures of metallic materials selective laser sublimation alloy components // *Computer Optics*. 2011. V. 35, no. 2. P. 175-179. (In Russ.)
15. Murzin S.P., Osetrov E.L., Nikiforov A.M. Welding of heat-resistant nickel-base alloys by pulsed laser radiation // *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN*. 2008. V. 10, no. 3. P. 884-886. (In Russ.)
16. Murzin S.P., Mezhenin A.V., Osetrov E.L. Calculation of temperature fields in constructional materials in the program complex STAR-CD // *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN*. 2008. V. 10, no. 3. P. 767-771. (In Russ.)

17. Kazanskiy N.L., Murzin S.P., processing using radiation focusators // Klotchkov S.Yu. Formation of the required power exposure in the laser materials Computer Optics. 2005. No. 28. P. 89-93. (In Russ.)

About the authors

Murzin Serguei Petrovich, Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Power Plant Automatic Systems, Head of the Research & Education Center of Laser Systems and Technologies, Samara State Aerospace University. E-mail: murzin@ssau.ru. Area of Research: laser technology and nanotechnology, laser physics and optics.

Balyakin Valery Borisovich, Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Elements of Mechanical

Design, Samara State Aerospace University. E-mail: balyakin@ssau.ru. Area of Research: design of gas turbine engine rotor supports.

Zhuravel Leonid Vasilyevich, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Solid State Physics and Non-equilibrium Systems, Samara State University. E-mail: sspc@samsu.ru. Area of Research: comprehensive studies of the structure and physico-mechanical properties of structural and functional materials.

ВРАЩАЮЩАЯСЯ ИЗОХОРНАЯ КАМЕРА СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

©2014 В.А. Поршнева

Конструкторское бюро «Электроприбор», г. Саратов

В статье рассмотрены процессы сгорания в изохорной вращающейся камере сгорания и расширения продуктов сгорания в турбине и в сопле, даны основные теоретические выкладки. Особенностью конструкции камеры сгорания газотурбинного двигателя является то, что она образована вращающимся диском, состоящим из ступицы, лопаток, сориентированных вдоль оси вращения, соединённых по концам обечайкой и входным и выходным дисками с прорезями. Прорези на входном диске предназначены для заполнения камеры сгорания рабочей смесью. На выходном диске – для выхода продуктов сгорания и подачи их на лопатки турбины. Процесс сгорания топливной смеси происходит в момент, когда межлопаточное пространство камеры сгорания закрыто входным и выходным дисками. Горение осуществляется в замкнутом пространстве, т.е. выполняется условие изохорного процесса. Показано, что газ, вытекающая из камеры после сгорания при $v = \text{const}$, расширяется в турбине и совершает работу. Располагаемая работа турбины в газотурбинном двигателе зависит от характера наполнения камеры сгорания и, следовательно, от реализуемого в установке цикла. Действительная работа турбины определяется по значению её КПД, который, в свою очередь, зависит от характера процесса расширения.

Проведенные исследования позволили сделать вывод, что применение газотурбинных установок с циклом $v = \text{const}$ позволяет увеличить термический КПД на 20%. Это касается, в первую очередь, газотурбинных двигателей с небольшой степенью повышения давления и выражается в увеличении мощности и экономичности без изменения массы двигателя. Кроме того, использование цикла $v = \text{const}$ в обычных газотурбинных двигателях на максимальном режиме не требует значительного изменения конструкции.

Изохорная камера, газотурбинный двигатель, процесс горения, процесс расширения.

Введение

Исследования показывают, что применение в некоторых областях газотурбинных установок (ГТУ) с циклом $v = \text{const}$ может дать заметную выгоду. Это касается, в первую очередь, газотурбинных двигателей (ГТД) с небольшой степенью повышения давления и выражается в увеличении мощности и экономичности без изменения массы двигателя. Кроме того, применение цикла $v = \text{const}$ в обычных ГТД на максимальном режиме не требует значительного изменения конструкции и обеспечивает существенное увеличение мощности двигателя.

Рассматриваемая камера сгорания (КС) ГТД образована вращающимся диском, состоящим из ступицы, лопаток, сориентированных вдоль оси вращения, соединённых по концам обечайкой и входным и выходным дисками с прорезями. Прорези на входном диске предназначены для заполнения КС рабочей смесью. На

выходном диске – для выхода продуктов сгорания и подачи их на лопатки турбины. Процесс сгорания топливной смеси происходит в момент, когда межлопаточное пространство камеры сгорания закрыто входным и выходным дисками. Горение происходит в замкнутом пространстве, т.е. выполняется условие $v = \text{const}$ (условие изохорного процесса).

Важным параметром процесса сгорания является скорость тепловыделения, которая обуславливает скорость сгорания топлива. В ГТУ при $p = \text{const}$ скорость влияет лишь на выбор конструкции и размеров камеры, которые определяются из условия пребывания топлива в камере до окончания его сгорания. Скорость тепловыделения не влияет ни на мощность двигателя, ни на его КПД. В ГТД с изохорными КС при уменьшении значения скорости увеличивается продолжительность сгорания топлива, возрастает продолжительность цикла и при постоянном значе-

нии активного периода цикла мощность двигателя снижается пропорционально отношению активного периода цикла к продолжительности всего цикла.

Газ, вытекая из камеры после сгорания при $v = const$, расширяется в турбине и совершает работу. Располагаемая работа турбины в ГТУ $v = const$ зависит от характера наполнения камеры сгорания и, следовательно, от реализуемого в установке цикла. Действительная работа турбины определяется по значению её КПД, который в свою очередь зависит от характера процесса расширения.

В статье рассмотрены процессы сгорания в изохорной вращающейся КС и расширения продуктов сгорания на турбине, даны основные теоретические выкладки.

Процесс сгорания при постоянном удельном объёме. В идеальном цикле $v = const$ нагрев газа при постоянном объёме сопровождается подведением теплоты $Q_1 = c_v T_{Гv} - c_v T_x$, где c_v – средняя удельная теплоёмкость при постоянном объёме; $T_x, T_{Гv}$ – температуры начала и конца сгорания. Давление в конце нагревания $p_{Гv} = p_k T_{Гv} / T_x$ определяют, как при изохорном процессе. При этом характер наполнения камеры сказывается лишь на температуре T_x . При заданной температуре $T_{Гv}$ с увеличением температуры T_x уменьшается теплота Q_1 и давление $p_{Гv}$, в результате чего снижается экономичность цикла.

В действительном цикле $v = const$, реализуемом в ГТУ, происходит процесс сгорания, сопровождающийся изменением состава рабочего тела. Количество теплоты, подведенной к 1 кг воздуха при сгорании в постоянном объёме, зависит от низшей теплоты сгорания при постоянном объёме Q_{nv}^p и от относительного расхода топлива g_{Tnv} , т.е.

$$Q_1 = c_v T_{Гv} - c_v T_x,$$

$$\text{где } g_{Tnv} = \frac{G_{Tл}}{G_B} \approx \frac{c_{vн.с} T_{Гv} - c_{vB} T_x}{Q_{nv}^p \eta_{Гv} - (c_{vн.с} T_{Гv} - c_{vн.с} T_0)};$$

$G_{Tл}$ и G_B – секундные расходы топлива и воздуха соответственно; $c_{vн.с}$ и c_{vB} – средние удельные теплоёмкости продуктов сгорания и воздуха соответственно; $\eta_{Гv}$ – коэффициент полноты сгорания в камерах $v = const$; T_0 – температура определения теплоты сгорания Q_{nv}^p .

Значение $\eta_{Гv}$ зависит от состава, свойств и состояния топлива, температуры и давления воздуха, способа смесеобразования, степени турбулизации смеси, условий зажигания и наличия в камере условий, стимулирующих горение. Экспериментальные и теоретические исследования прерывистого сгорания (ПС) указывают на возможность осуществления в камерах ГТУ $v = const$ полноты сгорания не меньшей, чем при сгорании топлива с постоянным давлением, т.е. $\eta_{Гv} = \eta_{Гp} = 0,96...0,99$.

В итоге, при суммарной степени повышения входного давления $\pi_{КС}^* = 10$ термический КПД η_t увеличивается на 20% [1] по сравнению с традиционным циклом с подводом теплоты при $p = const$.

Сравним величину Q_{nv}^p с теплотой сгорания при постоянном давлении Q_{np}^p . Для этого рассмотрим процессы сгорания топлива при постоянных объёме и давлении.

Предположим, что в калориметре имеется смесь топлива с воздухом массой 1 кг при давлении p_A , температуре T_A с молекулярной массой m , числом молекул n и газовой постоянной R . После сжигания топлива при постоянном давлении образуются продукты сгорания со значениями m', n' и R' , которые при параметрах p_A и T_A занимают объём V' .

Если принять, что $n' < n$, то $V' < V$. При этом теплота Q_{nv}^p меньше теплоты на величину работы внешнего давления, т.е. $Q_{nv}^p = Q_{np}^p - p_A (v - v')$.

Давление в конце сгорания p_{Γ_v} зависит от отношения n'/n и, следовательно, от коэффициента избытка воздуха α . С увеличением α имеем $n'/n \rightarrow 1$. При $\alpha \rightarrow \infty$ $p_{\Gamma_{v\infty}} = p_K \frac{T_{\Gamma_v}}{T_x}$. Следовательно, давление p_{Γ_v} в конце действительного процесса сгорания при $v = const$ отличается от давления $p_{\Gamma_{v\infty}}$ в n'/n раз, т.е. $p_{\Gamma_v} = p_{\Gamma_{v\infty}} \frac{n'}{n}$.

Изменение энтропии, соответствующее отношению давления $\frac{p_{\Gamma_{v\infty}}}{p_{\Gamma_v}}$ при постоянной температуре T_{Γ_v} ,

$$\Delta_s = R \ln \left(\frac{p_{\Gamma_{v\infty}}}{p_{\Gamma_v}} \right) = R \ln \left(\frac{n'}{n} \right).$$

Важным параметром процесса сгорания является скорость тепловыделения β (в киловаттах), которая обуславливает скорость сгорания топлива. В ГТУ при $p = const$ параметр β влияет лишь на выбор конструкции и размеров камеры, которые определяются из условия пребывания топлива в камере до окончания его сгорания. Значение β не влияет ни на мощность двигателя, ни на его КПД. В ГТД ПС с циклом $v = const$ при уменьшении значения β увеличивается продолжительность z_q сгорания топлива, возрастает продолжительность z_u цикла и при постоянном значении активного периода z_a цикла мощность двигателя снижается пропорционально отношению z_a/z_u .

Расчётное изменение давления в двухклапанной камере ПС в процессе сгорания при переменном значении β , полученном в экспериментальной камере с циклом $v = const$ при частоте циклов 38 Гц, давлении $p_K = 0,5$ МПа, давлении $p_{\Gamma_v} = 1,67$ МПа, продолжительности сгорания $6 \cdot 10^{-3}$ с, продолжительности цикла $27,2 \cdot 10^{-3}$ с и $z_a/z_u = 0,78$. Значение β' изменялось в пределах 100-5000 кВт при среднем значении $\beta_m = 1300$ кВт. За-

паздывание открытия соплового канала на $\Delta z_q = 0,002$ с, соответствующее выполненному фазораспределению в экспериментальной установке, обуславливает постоянное давление в камере после сгорания и приводит к снижению мощности двигателя для указанного значения Δz_q на

$$\frac{\Delta z_q}{z_q + \Delta z_q} 100 = \frac{0,002}{0,0292} 100 = 7\% [1].$$

Процесс расширения после сгорания при $v = const$. Газ, вытекая из камеры после сгорания при $v = const$, расширяется в турбине и совершает работу. Располагаемая работа турбины в ГТД $v = const$ зависит от характера наполнения камеры сгорания и, следовательно, от реализуемого в установке цикла. Действительная работа турбины определяется по значению её КПД, который, в свою очередь, зависит от характера процесса расширения.

Располагаемая работа турбины при неполном расширении. Предположим, что после открытия соплового клапана истечение из камеры объёмом V происходит до момента, когда в камере возникнет давление $p_H = p_K > p_T$. Это характерно для первой части процесса истечения из камеры ГТУ, работающей по циклу Стодолы. Если в камере в начале истечения находится 1 кг газа, то при давлении p_H масса оставшегося в камере газа $G_{ост} = v_T/v_H$, так как $V = v_T = v_H G_{ост}$ [1].

Прекращение истечения из камеры при давлении p_K , например, среднем между p_{Γ} и p_T , приводит к относительно небольшому уменьшению работы турбины.

Действительная работа турбины. В ГТУ $v = const$ действительная работа турбины пропорциональна располагаемой работе турбины и её КПД: $L_{Tv} = H_{Tv} \eta_{Tv}$. КПД турбины $v = const$ при периодическом неустановившемся режиме обычно оценивают на основе результатов исследования турбин на переменных установившихся режимах. Такой метод не точен,

однако его можно принять для приближенных расчётов, имея в виду, что время распространения возмущения в газовой среде в области проточной части значительно меньше времени существенного изменения параметров газа в камерах $v = const$ перед турбиной.

Значение кпд турбин (в параметрах заторможенного потока) составляют:

- со стационарным обтеканием 0,9;
- с нестационарным обтеканием с учётом потерь в выхлопном клапане 0,8 [2].

Заключение

Анализ исследования ГТД с циклом $v = const$ показал:

1. Использование в ГТД камер сгорания при $\pi_{КС}^* = 10$ позволяет увеличить термический кпд η_t на 20%.

2. Использование в конструкции КС периодического сгорания продувки по-

зволяет поднять температуру газов перед турбиной на 200–250К [2].

3. Значение кпд турбин с нестационарным обтеканием с учётом потерь в выхлопном клапане составляет 0,8, а со стационарным обтеканием – 0,9.

4. Применение в конструкции ГТД демпфирующих камер позволяет работу турбины осуществлять в стационарном режиме, и, соответственно иметь значение кпд турбины, равного 0,9.

5. Суммарное увеличение кпд КС ГТД и турбины (с учётом, что кпд турбины равен 0,8) составляет 10%.

6. В рассматриваемой конструкции КС ГТД работа жаровых труб и турбины синхронизированы, роль выпускного клапана выполняют прорези в промежуточном диске, что в значительной мере сокращает время запаздывания открытия его и сокращает потери.

Библиографический список

1. Елисеев Ю.С., Манушин Э.А., Михальцов В.Е. и др. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок. М.: МГТУ, 2000. 640 с.

2. Богданов В.И., Дормидонтов А.К. Влияние входного импульса и потерь в турбине на экономичность ГРДД с периодическим сгоранием топлива // Авиационная техника. 2009. № 3. С. 5-8.

Информация об авторе

Поршнева Владимир Александрович, кандидат технических наук, начальник научно-исследовательского центра ОАО «КБ Электроприбор», г. Саратов. Е-

mail: pva@kbep.ru. Область научных интересов: системный анализ, энергосиловые установки летательных аппаратов, детонация, гиперзвук.

ROTARY ISOCHORIC COMBUSTION CHAMBER OF A GAS TURBINE ENGINE

© 2014 V.A. Porshnev

«Electropribor» Design Bureau, Saratov, Russian Federation

In the article the combustion processes in isochoric rotating combustion chamber and the combustion products expansion in the turbine and the nozzle are considered, the main theoretical calculations are provided. The peculiarity of the combustion chamber design of the gas turbine engine is that it is formed by a rotary disk composed of a boss and blades, oriented along the axis of rotation, joined at the ends by the shell and the input and output disks with slots. The slots on the input disk are designed to fill the combustion chamber with the fuel-

air charge. The slots on the output disk are designed for the output of combustion products and feeding them on the turbine blades. The process of combustion of the fuel-air mixture occurs when the blade-to-blade space of the combustion chamber is closed by the input and output disks. The combustion occurs in a confined space, i.e. the condition of the isochoric process is fulfilled. It is shown that the gas emerging from the chamber after combustion at $v=\text{const}$, is expanded in the turbine and doing work. The available turbine work in a gas turbine engine depends on the nature of the combustion chamber filling and, consequently, on the cycle implemented in the plant. The actual work of the turbine is determined by the value of its efficiency, which, in turn, depends on the nature of the expansion process. The research carried out has allowed to conclude that the use of gas turbine plants with the cycle $v=\text{const}$ can increase the thermal efficiency by 20%. This concerns, first of all, gas turbine engines with a small degree of pressure rise and is expressed in increased power and efficiency without changing the mass of the engine. In addition, the use of cycle $v=\text{const}$ in conventional gas turbine engines at maximum operation does not require significant design changes.

Isochoric camera, gas-turbine engine, burning process, expansion process.

References

1. Eliseev Yu.S., Manushin E.A., University Publ., 2000. 640 p.
Mikhaltsov V.E. et al. Teoriya i proektirovanie gazoturbinyh i kombinirovannyh ustanovok [Theory and designing of gas-turbine and combined power plants]. Moscow: Moscow State Technical
2. Bogdanov V.I., Dormidontov A.K. Influence of input pulse and losses in the turbine on the efficiency of solid propellant engines with periodic combustion // Russian Aeronautics. 2009. V. 52, no. 3. P. 365-367.

About the author

Porshnev Vladimir Aleksandrovich, Candidate of Science (Engineering), the Chief of the research center of «Electropribor» Design Bureau, Saratov. E-mail: pva@kbep.ru. Area of Research: the system analysis, energy-power plants for aircrafts, a detonation, a hypersound.

УДК 621.431.75

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНЫЙ ВЫБОР НАИЛУЧШЕГО ВАРИАНТА КОНСТРУКЦИИ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ДЕТОНАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ СИСТЕМ УГЛОВОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ И ОРИЕНТАЦИИ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

©2014 В.В. Сафронов, В.А. Поршнева, А.С. Жебраков

Конструкторское бюро «Электроприбор», г. Саратов

Осуществлены вербальная и математическая постановки задачи многокритериального ранжирования вариантов конструкции пульсирующего детонационного двигателя. С использованием метода морфологического ящика составлена морфологическая таблица, на основе которой сгенерировано множество возможных вариантов конструкции пульсирующих детонационных двигателей. При составлении морфологической таблицы было учтено представление пульсирующих детонационных двигателей в виде следующих подсистем: детонационная камера; система подачи компонентов; система инициирования; система управления. В конечном итоге в качестве допустимых вариантов, которые и подвергались исследованию на огневом стенде, было отобрано двадцать вариантов. Предложена система критериев для оценки вариантов конструкции пульсирующих детонационных двигателей (удельная тяга, лобовая тяга, удельный расход, удельная масса, длина). Значения критериев определялись в ходе огневых испытаний; Раскрыты особенности решения задач при использовании методов «жесткого» ранжирования, анализа иерархий, Борда. Сформулирован критерий построения истинных кортежей Парето. С использованием методов «жесткого» ранжирования, анализа иерархий, Борда, критерия построения истинных кортежей Парето решены прикладные задачи выбора наилучшего варианта пульсирующего детонационного двигателя для трёх важных случаев: атмосфера учитывается, пульсирующий детонационный двигатель испытывает влияние лобового сопротивления; атмосфера учитывается, пульсирующий детонационный двигатель находится внутри летательного аппарата и не испытывает непосредственное влияние лобового сопротивления; влияние атмосферы не учитывается, анализу подлежат лишь пульсирующие детонационные двигатели без эжектора. Приведены наилучшие варианты конструкции пульсирующих детонационных двигателей для различных значений приоритетов критериев.

Пульсирующий детонационный двигатель, летательный аппарат, критерии, многокритериальное ранжирование.

Введение

В качестве современных силовых установок, позволяющих решать задачи угловой стабилизации и ориентации летательных аппаратов (ЛА), используют жидкостные, твёрдотопливные, воздушно-реактивные и другие типы двигателей. В настоящее время большое внимание стало уделяться пульсирующим (импульсным) детонационным двигателям (ПДД) в силу целого ряда их достоинств. Фундаментальные и прикладные проблемы построения таких двигателей изложены в [1–4]. В [5] поставлена и решена задача выбора эффективных типов детонационных двигателей, которая сводится к задаче гипервекторного ранжирования. Анализ результатов решения показал, что предпочтение следует отдать ПДД с цилиндрической детонационной камерой, диффузором и эжекторным насадком. На варианты конструкций ПДД получено свидетельство на полезную модель [6]. В [7] осуществлены словесная и математиче-

ская постановки задачи гипервекторного ранжирования вариантов стендов, предназначенных для проведения огневых испытаний ПДД. Рассмотрены особенности решения задач при использовании методов «жесткого» ранжирования и Борда. В результате был выбран наилучший по совокупности критериев вариант стенда для проведения огневых испытаний макетного образца ПДД. Получено свидетельство на полезную модель [8].

В статье [9] предложена методика проведения испытаний демонстратора ПДД, раскрыты её особенности, приведены результаты исследований. Предлагаемая методика проведения огневых испытаний была использована при исследовании макетных образцов ПДД.

В настоящей статье:

- осуществлено генерирование возможных вариантов конструкции ПДД;
- предложена система критериев для оценки вариантов;

- подготовлена необходимая исходная информация по результатам испытаний;

- с использованием методов «жесткого» ранжирования, анализа иерархий, Борда, критерия построения истинных кортежей Парето решены прикладные задачи выбора наилучшего варианта ПДД для трёх важных случаев:

1) атмосфера учитывается, ПДД испытывает влияние лобового сопротивления;

2) атмосфера учитывается, ПДД находится внутри ЛА и не испытывает непосредственное влияние лобового сопротивления;

3) влияние атмосферы не учитывается, анализу подлежат лишь ПДД без эжектора.

Необходимо выбрать наилучшую по совокупности критериев конструкцию ПДД для использования его в качестве силовой установки ЛА с целью решения

задачи угловой стабилизации и ориентации.

Генерирование возможных вариантов ПДД

На основе метода морфологического ящика [10,11] составлена морфологическая матрица (табл. 1), на основе которой может быть сгенерировано множество возможных вариантов ПДД. При составлении морфологической матрицы учтено представление ПДД в виде следующих подсистем: детонационная камера; система подачи компонентов; система инициирования; система управления.

Анализ табл. 1 позволяет построить более 55000 вариантов ПДД. Однако не все варианты удовлетворяют ограничениям и имеют совместимые подсистемы. В конечном итоге в качестве допустимых вариантов, которые и подвергались исследованию на огневом стенде, отобрано двадцать вариантов, основные конструктивные особенности которых представлены в табл. 2.

Таблица 1 – Морфологическая матрица ПДД

Детонационная камера				
Признаки	Альтернативы			
	1	2	3	4
Форма (А)	Цилиндрическая	Кольцевая	Прямоугольная	Комбинированная
Количество секций (В)	Одна	Несколько		
Наличие диффузора (С)	Есть	Нет		
Наличие эжектора (D)	Есть	Нет		
Система подачи компонентов				
Способ подачи рабочей смеси (Е)	Электромеханический клапан	Газодинамический клапан	Клапан отсутствует	
Способ смешения (F)	Эжекторный смеситель	Двухкомпонентные форсунки	Однокомпонентные форсунки	Пористые материалы
Способ продувки (G)	Горючим	Окислителем	Эжектирование истекающими продуктами детонации	
Система инициирования				
Способ инициирования (H)	Электроискровой	Газодинамический		
Способ задания частоты следования импульсов (K)	Электронный Блок Управления	Генератор Гартмана		
Способ перевода горения в детонацию (конструктивные особенности инициатора детонации) (L)	Трубка длиной не менее 6-8 калибров	Трубка со спиралью Щелкина	Трубка переменного сечения	Не требуется
Система управления				
Способ управления (M)	Электронный	Механический	Газодинамический	

Таблица 2 – Варианты ПДД и их конструктивные особенности

Варианты ПДД, $S_\alpha, \alpha = \overline{1, 20}$	Характерные признаки		
	Кол-во секций	Характеристика диффузора	Наличие эжектора
S_1, S_2, S_3, S_4, S_5	1	S_1 – без диффузора; S_2 – диффузор с углом раскрытия φ_3 ; S_3 – диффузор с углом раскрытия φ_2 ; S_4, S_5 – диффузор с углом раскрытия φ_1	S_1, S_2, S_3, S_4 – без эжектора; S_5 – с эжектором (длина l_2)
$S_6, S_7, S_8, S_9,$ S_{10}, S_{11}, S_{12}	2	S_6 – без диффузора; S_7 – диффузор с углом раскрытия φ_3 ; S_8 – диффузор с углом раскрытия φ_2 ; $S_9 - S_{12}$ – диффузор с углом раскрытия φ_1	$S_6 - S_9$ – без эжектора; S_{10} – с эжектором (длина l_2); S_{11} – с эжектором (длина l_3); S_{12} – с эжектором (длина l_4)
$S_{13}, S_{14}, S_{15}, S_{16},$ $S_{17}, S_{18}, S_{19}, S_{20}$	3	S_{13} – без диффузора; S_{14} – диффузор с углом раскрытия φ_3 ; S_{15} – диффузор с углом раскрытия φ_2 ; $S_{16} - S_{20}$ – диффузор с углом раскрытия φ_1	$S_{13} - S_{16}$ – без эжектора; S_{17} – с эжектором (длина l_1); S_{18} – с эжектором (длина l_2); S_{19} – с эжектором (длина l_3); S_{20} – с эжектором (длина l_4)

1. Формирование совокупности критериев для оценки ПДД

Совокупность критериев формируется на основе основных положений теории систем, системного анализа, анализа назначения ПДД, целей его создания, требований технического задания, ГОСТов (в

части, касающейся систем, подобных ПДД), особенностей функционирования ПДД и возможных сценариев его применения. Для выбора эффективного варианта ПДД предлагается использовать систему критериев, представленную в табл. 3.

Таблица 3 – Система критериев для сравнения вариантов конструкции ПДД

1. Атмосфера учитывается, ПДД испытывает влияние лобового сопротивления				
K_1	K_2	K_3	K_4	K_5
Удельная тяга	Лобовая тяга	Удельный расход	Удельная масса	Длина
2. Атмосфера учитывается, ПДД находится внутри ЛА и не испытывает непосредственное влияние лобового сопротивления.				
3. Влияние атмосферы не учитывается, анализу подлежат лишь ПДД без эжектора.				
K_1	K_3		K_4	K_5

Как показывает анализ системы критериев, используемых для сравнения вариантов построения ПДД, задача принятия решений сводится к задаче многокритериального ранжирования [12,13].

Постановка и метод решения задачи многокритериального ранжирования ПДД

Введём необходимые в дальнейшем обозначения:

$S = \{S_\alpha, \alpha = \overline{1, n}\}$ – множество вариантов ПДД (вариантов, систем);

$S_D \subseteq S$ – множество допустимых вариантов, для которых, в зависимости от

специфики ПДД, должны выполняться некоторые дисциплинирующие условия: неравенства, равенства, логические условия и т. п.;

$K_j(S_\alpha)$ – j -й скалярный критерий, характеризующий систему S_α , ($\alpha = \overline{1, n}; j = \overline{1, r}$). Здесь r – число скалярных критериев;

$A = \{a_j, j = \overline{1, r}\}$ – множество коэффициентов важности скалярных критериев, причём $\sum_{j=1}^r a_j = 1$;

$P = \{S_{k_1}^0, S_{k_2}^0, \dots, S_{k_{n^\pi}}^0\}$ – упорядоченное множество эффективных систем (кортеж Парето), $P \subseteq S_D$; элементы кортежа ранжированы в соответствии с решающими правилами так, что выполняется условие $S_{k_1}^0 \succ S_{k_2}^0 \succ \dots \succ S_{k_i}^0 \succ \dots \succ S_{k_{n^\pi}}^0$, где « \succ » – знак отношения доминирования, $k_i \in \{1, 2, \dots, n\}$. Длина кортежа равна n^π .

Допустим, что известны множества $A, S, K_j(S_\alpha)$, ($\alpha = \overline{1, n}$; $j = \overline{1, r}$), решающие правила. Требуется найти кортеж Парето P , для элементов которого справедливо

$$K(S_{k_i}^0) = \min_{S_\alpha \in S_D} K(S_\alpha), S_{k_i}^0 \in P. \quad (1)$$

Особенности применения метода «жесткого» ранжирования (МЖР)

В ходе решения задачи будем анализировать множество упорядоченных пар систем S_k, S_l ($k = \overline{1, n}$; $l = \overline{1, n}$; $k \neq l$), а результат анализа заносить в специальную оценочную матрицу $\|C_{kl}\|$. Сущность метода заключается в следующем [13]:

1. На основе попарного сравнения систем S_k, S_l ($k = \overline{1, n}$; $l = \overline{1, n}$; $k \neq l$) определяем элементы C_{kl} оценочной матрицы $\|C_{kl}\|$. Значения элементов C_{kl} подбирают таким образом, чтобы отсеять неэффективные системы.

У эквивалентных систем S_k, S_l все соответствующие критерии равны. Полагаем, $C_{kl} = 1, C_{lk} = 1$. К числу неэффективных систем отнесём варианты, у которых:

а) все значения критериев k -й системы хуже, чем у l -й системы, тогда полагаем $C_{kl} = N_2 \gg 1$;

б) значения m ($m < r$) критериев k -й системы хуже соответствующих значений критериев l -й системы при равных соответствующих значениях остальных критериев этих систем; тогда полагаем $C_{kl} = N_3, 1 \ll N_3 < N_2$.

Если же для систем k, l имеем лучшие, худшие и, возможно, равные критерии, то значение C_{kl} определим по методу, изложенному в [14].

2. Для формулировки решающих правил введём характерные числа: H_l – количество элементов в l -м столбце оценочной матрицы, значения которых больше единицы; M_l – количество элементов в l -м столбце той же матрицы, значения которых меньше единицы; $C_{kl \max}$ – максимальное значение элемента в l -м столбце матрицы $\|C_{kl}\|$.

3. Для реализации «жесткого» ранжирования перейдём от одношагового процесса поиска приоритетного расположения систем к многошаговому процессу [15].

Решающие правила и метод «жесткого» ранжирования подробно изложены в [13].

Особенности применения метода анализа иерархий. Американским математиком Т. Саати разработан метод решения многокритериальных задач, названный методом анализа иерархий (МАИ) [16]. Российский учёный В.Д. Ногин предложил модификацию МАИ, основанную на условии совместности (состоятельности) матрицы парных сравнений [17].

Под состоятельностью матрицы $A = \|a_{ij}\|, i, j = \overline{1, n}$ понимается выполнение соотношений $a_{ij}a_{jk} = a_{ik}$. В частном случае:

$$a_{ii} = 1, a_{ji} = 1/a_{ij}, i, j, k = \overline{1, n}, \quad (2)$$

где n – размерность матрицы. Причём размерность матриц на уровнях 2, 3 в общем случае различная: на уровне 2 она равна числу критериев, а на уровне 3 – числу систем.

Для получения матрицы, обладающей свойством совместности, экспертам достаточно заполнить лишь первую строку матрицы парных сравнений, тогда остальные элементы определяют из выражений (2), (3) [17]:

$$a_{ij} = a_{1j} / a_{1i}, i = \overline{2, n}, j = \overline{1, n}. \quad (3)$$

В [17] показано, что для совместной матрицы собственный вектор w , отвечающий максимальному собственному значению, имеет компоненты $w_j = a_{1n} / a_{1j}, j = \overline{1, n}$. С целью нормирования все компоненты следует разделить на сумму значений w_j , что позволяет получить искомые коэффициенты важности:

$$a_j = w_{Ni} = w_j / \sum_{j=1}^n w_j, j = \overline{1, n}.$$

Методика решения задачи гипервекторного ранжирования методом анализа иерархий

1. Провести анализ исходной информации, формирование критериев оценок систем, построить матрицы парных сравнений, обладающие свойством совместности.

2. Ранжировать системы методом анализа иерархий по множеству скалярных критериев каждого векторного компонента.

3. Вычислить значения глобальных приоритетов векторных компонентов (построить частные кортежи Парето по векторным компонентам).

4. Ранжировать системы методом анализа иерархий по множеству векторных компонентов.

5. Определить значения глобальных приоритетов многовекторных компонентов (построить частные кортежи Парето по многовекторным компонентам).

6. Ранжировать системы методом анализа иерархий по множеству многовекторных компонентов. Построить кортеж Парето.

7. Провести анализ результатов решения.

8. В случае необходимости уточнить исходные данные, изменить элементы матриц парных сравнений. Перейти к шагу 2. В противоположном случае перейти к шагу 9.

9. Конец решения.

Более подробно сравнительная оценка методов анализа иерархий и «жесткого» ранжирования приведена в [19].

Метод Борда [18]. Допустим, имеем n систем, каждая из которых характеризуется m критериями. Будем сравнивать i -е системы ($i = \overline{1, n}$) отдельно по всем k -м ($k = \overline{1, m}$) критериям и результаты заносить в прямоугольную матрицу R размера $n \times m$. Алгоритм Борда:

1. Положить $i = 0$.

2. Положить $i = i + 1, k = 0$. Если $i > n$, перейти к шагу 5.

3. Положить $k = k + 1$. Если $k > m$, перейти к шагу 2, иначе – к шагу 4.

4. Подсчитать число систем q_{ij} , для которых система i является доминирующей по критерию j . Положить $r_{ij} = q_{ij}$. Перейти к шагу 3.

5. Найти $r(i) = \sum_{j=1}^m r_{ij}, i = \overline{1, n}$. Сумма

этих значений образует шкалу альтернатив Борда.

6. Расположить системы в порядке убывания значений $r(i)$.

7. Конец решения.

Критерий построения истинных кортежей Парето

Серьёзным недостатком методов анализа иерархий и Борда является то, что в общем случае множество решений, найденных этими методами, может содержать и неэффективные. С целью устранения этого недостатка предлагается применять специальный критерий. Введём необходимые определения [19].

Определение 1. *Опорный кортеж Парето* P – упорядоченное множество эффективных вариантов, построенное в ходе решения задач многокритериального, многовекторного или гипервекторного ранжирования с использованием метода «жесткого» ранжирования.

Определение 2. *Псевдокортеж Парето* P_{nq} – упорядоченное множество эффективных и неэффективных вариантов, построенное в ходе решения задач много-

критериального, многовекторного или гипервекторного ранжирования с использованием метода, отличного от МЖР, $q = \overline{1, Q}$.

Определение 3. *Истинный кортеж Парето* P_{uq} – упорядоченное множество эффективных вариантов, построенное на основе псевдокортежа Парето, у которого исключены неэффективные варианты, $q = \overline{1, Q}$.

Допустим, что используя МЖР, а также другие методы из заданного множества, построены соответственно опорный кортеж Парето P и q псевдокортежей P_{nq} , $q = \overline{1, Q}$. Справедлив следующий критерий построения истинных кортежей Парето P_{uq} , $q = \overline{1, Q}$ (формулировка и доказательство приведены в [19]).

Критерий. Для построения истинных кортежей Парето необходимо и достаточно из соответствующих псевдокортежей Парето выбрать, не нарушая порядок следования, лишь варианты, номера которых указаны в опорном кортеже Парето. Иначе:

$$P_{uq} = (P_{nq} \cap P, q = \overline{1, Q}).$$

Решение задачи многокритериального ранжирования ПДД

На основе предлагаемого подхода решена задача ранжирования двадцати вариантов ПДД. Значения критериев, характеризующих ПДД, определялись на основе огневых испытаний. Относительные значения критериев приведены в табл. 4.

Необходимо: построить упорядоченное множество эффективных вариантов ПДД (кортеж Парето) и выбрать наилучший ПДД для практического использования.

Задача решалась для трёх характерных случаев:

- влияние атмосферы учитывается, ПДД испытывает влияние лобового сопротивления;
- влияние атмосферы учитывается, ПДД находится внутри ЛА и не испытывает непосредственное влияние лобового сопротивления;
- влияние атмосферы не учитывается, анализу подлежат лишь ПДД без эжектора.

Заметим, что в первом случае задачу выбора эффективных вариантов ПДД решаем с учётом пяти критериев, во втором и третьем случаях – без учёта второго критерия. Причём, в третьем случае исключаем из рассмотрения пятую, десятую-двенадцатую, семнадцатую-двадцатую системы.

Таблица 4 – Относительные значения критериев

Критерии	Системы									
	S_1	S_2	S_3	S_4	S_5	S_6	S_7	S_8	S_9	S_{10}
K_1	1	0.79	1.18	0.91	1.72	1.11	0.76	0.99	1.07	1.97
K_2	1	0.27	0.48	0.56	0.38	1.11	0.26	0.40	0.66	0.44
K_3	1	1.27	0.85	1.1	0.58	0.90	1.31	1.00	0.93	0.51
K_4	1	1.41	0.92	1.19	0.74	0.99	1.59	1.21	1.12	0.70
K_5	1	1.11	1.11	1.11	1.52	1.2	1.30	1.30	1.30	1.72
	S_{11}	S_{12}	S_{13}	S_{14}	S_{15}	S_{16}	S_{17}	S_{18}	S_{19}	S_{20}
K_1	1.59	3.55	1.47	1.01	0.87	1.36	1.75	2.05	2.19	4.79
K_2	0.34	0.79	1.47	0.34	0.35	0.84	0.39	0.45	0.48	1.06
K_3	0.65	0.28	0.68	0.99	1.15	0.73	0.57	0.49	0.46	0.21
K_4	0.96	0.43	0.83	1.32	1.52	0.97	0.80	0.72	0.71	0.34
K_5	1.90	2.09	1.39	1.5	1.5	1.5	1.73	1.91	2.10	2.28

**Атмосферный участок, лобовая тяга
существенна**

Решим задачу многокритериального ранжирования с использованием трёх ме-

тодов: «жёсткого» ранжирования, анализа иерархий и Борда.

Для определения коэффициентов важности критериев будем использовать модифицированный метод анализа иерархий [17]. Результаты приведены в табл. 5.

Таблица 5 – Результаты решения задачи ранжирования конструкций ПДД

Вариант 1, коэффициенты важности: $a_1 = 0,502, a_2 = 0,251, a_3 = 0,1, a_4 = 0,084, a_5 = 0,063$			
Применяемый метод	Опорный кортеж Парето	Псевдокортеж Парето	Истинный кортеж Парето
<i>Жёсткого ранжирования</i>	$S_{20}, S_{12}, S_{18}, S_{10}, S_5,$ S_{13}, S_3, S_6, S_1	–	$S_{20}, S_{12}, S_{18}, S_{10}, S_5,$ S_{13}, S_3, S_6, S_1
<i>Анализа иерархий</i>	–	$S_{20}, S_{12}, S_{13}, S_{19}, S_{18}, S_{10}, S_6, S_{16}, S_5, S_{17},$ $S_1, S_{11}, S_9, S_3, S_4, S_8, S_{14}, S_{15}, S_2, S_7$	$S_{20}, S_{12}, S_{13}, S_{18}, S_{10},$ S_6, S_5, S_1, S_3
<i>Борда</i>	–	$S_{12}, S_{13}, S_{19}, S_{10}, S_{18}, S_6, S_3, S_5, S_{16}, S_{17},$ $S_9, S_4, S_{11}, S_8, S_{14}, S_2, S_{20}, S_1, S_{15}, S_7$	$S_{12}, S_{13}, S_{10}, S_{18}, S_6,$ S_3, S_5, S_{20}, S_1
Вариант 2, коэффициенты важности: $a_1 = 0,111, a_2 = 0,556, a_3 = 0,111, a_4 = 0,111, a_5 = 0,111$			
Применяемый метод	Опорный кортеж Парето	Псевдокортеж Парето	Истинный кортеж Парето
<i>Жёсткого ранжирования</i>	$S_{13}, S_6, S_{20}, S_1, S_{12},$ S_3, S_{18}, S_{10}, S_5	–	$S_{13}, S_6, S_{20}, S_1, S_{12},$ S_3, S_{18}, S_{10}, S_5
<i>Анализа иерархий</i>	–	$S_{20}, S_{13}, S_{12}, S_6, S_1, S_{16}, S_9, S_{19}, S_{18}, S_{10},$ $S_4, S_3, S_5, S_{17}, S_8, S_{11}, S_{14}, S_{15}, S_2, S_7$	$S_{20}, S_{13}, S_{12}, S_6, S_1,$ S_{18}, S_{10}, S_3, S_5
Вариант 3, коэффициенты важности: $a_1 = 0,111, a_2 = 0,111, a_3 = 0,556, a_4 = 0,111, a_5 = 0,111$			
Применяемый метод	Опорный кортеж Парето	Псевдокортеж Парето	Истинный кортеж Парето
<i>Жёсткого ранжирования</i>	$S_{20}, S_{12}, S_{18}, S_{10}, S_5,$ S_{13}, S_3, S_6, S_1	–	$S_{20}, S_{12}, S_{18}, S_{10}, S_5,$ S_{13}, S_3, S_6, S_1
<i>Анализа иерархий</i>	–	$S_{20}, S_{12}, S_{19}, S_{18}, S_{10}, S_{13}, S_5, S_{17}, S_{16}, S_6,$ $S_{11}, S_1, S_3, S_9, S_4, S_8, S_{14}, S_{15}, S_2, S_7$	$S_{20}, S_{12}, S_{13}, S_{10}, S_{18},$ S_6, S_3, S_1, S_5
Вариант 4, коэффициенты важности: $a_1 = 0,111, a_2 = 0,111, a_3 = 0,111, a_4 = 0,556, a_5 = 0,111$			
Применяемый метод	Опорный кортеж Парето	Псевдокортеж Парето	Истинный кортеж Парето
<i>Жёсткого ранжирования</i>	$S_{20}, S_{12}, S_{10}, S_{18}, S_5,$ S_{13}, S_3, S_6, S_1	–	$S_{20}, S_{12}, S_{10}, S_{18}, S_5,$ S_{13}, S_3, S_6, S_1
<i>Анализа иерархий</i>	–	$S_{20}, S_{12}, S_{13}, S_{19}, S_{10}, S_{18}, S_5, S_{17}, S_6, S_1,$ $S_{16}, S_3, S_{11}, S_9, S_4, S_8, S_{14}, S_2, S_{15}, S_7$	$S_{20}, S_{12}, S_{13}, S_{10}, S_{18},$ S_5, S_6, S_1, S_3
Вариант 5, коэффициенты важности: $a_1 = 0,111, a_2 = 0,111, a_3 = 0,111, a_4 = 0,111, a_5 = 0,556$			
Применяемый метод	Опорный кортеж Парето	Псевдокортеж Парето	Истинный кортеж Парето
<i>Жёсткого ранжирования</i>	$S_1, S_3, S_6, S_{13}, S_5,$ $S_{10}, S_{18}, S_{12}, S_{20}$	–	$S_1, S_3, S_6, S_{13}, S_5,$ $S_{10}, S_{18}, S_{12}, S_{20}$
<i>Анализа иерархий</i>	–	$S_{20}, S_{12}, S_1, S_{13}, S_6, S_3, S_4, S_{16}, S_9, S_5,$ $S_{10}, S_2, S_{18}, S_{19}, S_8, S_{17}, S_7, S_{14}, S_{11}, S_{15}$	$S_{20}, S_{12}, S_1, S_{13}, S_6,$ S_3, S_5, S_{10}, S_{18}

В качестве наилучшего варианта выбираем систему S_{20} – ПДД с эжектором и диффузором. Угол раскрытия эжектора ϕ_1 , длина диффузора l_4 . При высоких тре-

бованиях к длине двигателя, наилучшим вариантом является односекционный ПДД без диффузора и эжектора.

Атмосферный участок, лобовая тяга несутественна жирования, анализа иерархий и Борда приведены в табл. 6.

Результаты решения задачи с использованием методов «жесткого» ран-

Таблица 6 – Результаты решения задачи ранжирования конструкции ПДД

Вариант 1, коэффициенты важности: $a_1 = 0,67, a_3 = 0,134, a_4 = 0,112, a_5 = 0,084$			
Применяемый метод	Опорный кортеж Парето	Псевдокортеж Парето	Истинный кортеж Парето
Жёсткого ранжирования	$S_{20}, S_{12}, S_{18}, S_{10}, S_5, S_{13}, S_3, S_1$	–	$S_{20}, S_{12}, S_{18}, S_{10}, S_5, S_{13}, S_3, S_1$
Анализа иерархий	–	$S_{20}, S_{12}, S_{19}, S_{18}, S_{10}, S_5, S_{17}, S_{13}, S_{11}, S_{16}, S_3, S_6, S_1, S_9, S_8, S_{14}, S_4, S_{15}, S_2, S_7$	$S_{20}, S_{12}, S_{18}, S_{10}, S_5, S_{13}, S_3, S_1$
Борда	–	$S_{12}, S_{10}, S_{19}, S_{18}, S_5, S_{17}, S_3, S_{13}, S_6, S_{11}, S_{16}, S_9, S_4, S_8, S_{14}, S_2, S_{20}, S_{15}, S_1, S_7$	$S_{12}, S_{10}, S_{18}, S_5, S_3, S_{13}, S_{20}, S_1$
Вариант 2, коэффициенты важности: $a_1 = 0,125, a_3 = 0,625, a_4 = 0,125, a_5 = 0,125$			
Применяемый метод	Опорный кортеж Парето	Псевдокортеж Парето	Истинный кортеж Парето
Жёсткого ранжирования	$S_{20}, S_{12}, S_{18}, S_{10}, S_5, S_{13}, S_3, S_1$	–	$S_{20}, S_{12}, S_{18}, S_{10}, S_5, S_{13}, S_3, S_1$
Анализа иерархий	–	$S_{20}, S_{12}, S_{19}, S_{18}, S_{10}, S_5, S_{17}, S_{13}, S_{11}, S_{16}, S_3, S_6, S_1, S_9, S_8, S_4, S_{14}, S_2, S_{15}, S_7$	$S_{20}, S_{12}, S_{18}, S_{10}, S_5, S_{13}, S_3, S_1$
Вариант 3, коэффициенты важности: $a_1 = 0,125, a_3 = 0,125, a_4 = 0,625, a_5 = 0,125$			
Применяемый метод	Опорный кортеж Парето	Псевдокортеж Парето	Истинный кортеж Парето
Жёсткого ранжирования	$S_{20}, S_{12}, S_{10}, S_{18}, S_5, S_{13}, S_3, S_1$	–	$S_{20}, S_{12}, S_{10}, S_{18}, S_5, S_{13}, S_3, S_1$
Анализа иерархий	–	$S_{20}, S_{12}, S_{19}, S_{10}, S_{18}, S_5, S_{17}, S_{13}, S_3, S_{11}, S_{16}, S_1, S_6, S_9, S_4, S_8, S_{14}, S_2, S_{15}, S_7$	$S_{20}, S_{12}, S_{10}, S_{18}, S_5, S_{13}, S_3, S_1$
Вариант 4, коэффициенты важности: $a_1 = 0,125, a_3 = 0,125, a_4 = 0,125, a_5 = 0,625$			
Применяемый метод	Опорный кортеж Парето	Псевдокортеж Парето	Истинный кортеж Парето
Жёсткого ранжирования	$S_1, S_3, S_{13}, S_5, S_{10}, S_{18}, S_{12}, S_{20}$	–	$S_1, S_3, S_{13}, S_5, S_{10}, S_{18}, S_{12}, S_{20}$
Анализа иерархий	–	$S_{20}, S_{12}, S_1, S_3, S_4, S_6, S_2, S_{13}, S_5, S_{10}, S_9, S_{18}, S_8, S_{17}, S_{16}, S_{19}, S_7, S_{14}, S_{11}, S_{15}$	$S_{20}, S_{12}, S_1, S_3, S_{13}, S_5, S_{10}, S_{18}$
Вариант 5, коэффициенты важности: $a_1 = 0,25, a_3 = 0,25, a_4 = 0,25, a_5 = 0,25$			
Применяемый метод	Опорный кортеж Парето	Псевдокортеж Парето	Истинный кортеж Парето
Жёсткого ранжирования	$S_{20}, S_{12}, S_{10}, S_{18}, S_5, S_{13}, S_3, S_1$	–	$S_{20}, S_{12}, S_{10}, S_{18}, S_5, S_{13}, S_3, S_1$
Анализа иерархий	–	$S_{20}, S_{12}, S_{19}, S_{10}, S_{18}, S_5, S_{17}, S_{13}, S_3, S_{11}, S_1, S_{16}, S_6, S_9, S_4, S_8, S_2, S_{14}, S_{15}, S_7$	$S_{20}, S_{12}, S_{10}, S_{18}, S_5, S_{13}, S_3, S_1$

В качестве наилучшего варианта выбираем систему S_{20} – ПДД с эжектором и диффузором. Угол раскрытия эжектора φ_1 , длина диффузора l_4 . При жестких тре-

бованиях к длине двигателя, наилучшим вариантом является односекционный ПДД без диффузора и эжектора.

Внеатмосферный участок, лобовая тяга несущественна, влияние эжектора отсутствует Результаты решения приведены в табл. 7.

Таблица 7 – Результаты решения задачи ранжирования конструкции ПДД

<i>Вариант 1, коэффициенты важности: $a_1 = 0,67, a_3 = 0,134, a_4 = 0,112, a_5 = 0,084$</i>			
Применяемый метод	Опорный кортеж Парето	Псевдокортеж Парето	Истинный кортеж Парето
Жёсткого ранжирования	S_{13}, S_3, S_1	–	S_{13}, S_3, S_1
Анализа иерархий	–	$S_{13}, S_{16}, S_3, S_6, S_9, S_1, S_8, S_{14}, S_4, S_{15}, S_2, S_7$	S_{13}, S_3, S_1
Борда	–	$S_3, S_{13}, S_6, S_{16}, S_9, S_4, S_8, S_{14}, S_2, S_{15}, S_7, S_1$	S_3, S_{13}, S_1
<i>Вариант 2, коэффициенты важности: $a_1 = 0,125, a_3 = 0,625, a_4 = 0,125, a_5 = 0,125$</i>			
Применяемый метод	Опорный кортеж Парето	Псевдокортеж Парето	Истинный кортеж Парето
Жёсткого ранжирования	S_{13}, S_3, S_1	–	S_{13}, S_3, S_1
Анализа иерархий	–	$S_{13}, S_{16}, S_3, S_6, S_9, S_1, S_8, S_{14}, S_4, S_{15}, S_2, S_7$	S_{13}, S_3, S_1
<i>Вариант 3, коэффициенты важности: $a_1 = 0,125, a_3 = 0,125, a_4 = 0,625, a_5 = 0,125$</i>			
Применяемый метод	Опорный кортеж Парето	Псевдокортеж Парето	Истинный кортеж Парето
Жёсткого ранжирования	S_{13}, S_3, S_1	–	S_{13}, S_3, S_1
Анализа иерархий	–	$S_{13}, S_3, S_{16}, S_6, S_1, S_9, S_4, S_8, S_{14}, S_2, S_{15}, S_7$	S_{13}, S_3, S_1
<i>Вариант 4, коэффициенты важности: $a_1 = 0,125, a_3 = 0,125, a_4 = 0,125, a_5 = 0,625$</i>			
Применяемый метод	Опорный кортеж Парето	Псевдокортеж Парето	Истинный кортеж Парето
Жёсткого ранжирования	S_1, S_3, S_{13}	–	S_1, S_3, S_{13}
Анализа иерархий	–	$S_1, S_3, S_{13}, S_6, S_4, S_2, S_{16}, S_9, S_8, S_7, S_{14}, S_{15}$	S_1, S_3, S_{13}

В качестве наилучшего варианта выбираем систему S_{13} – трёхсекционный ПДД без диффузора и эжектора. При жёстких требованиях к длине двигателя наилучшим вариантом является односекционный ПДД без диффузора и эжектора.

Заключение

1. Пульсирующий детонационный двигатель является одним из перспективных при использовании в системах стабилизации и ориентации ЛА.

2. На основе метода морфологического ящика составлены морфологические таблицы и сгенерировано множество возможных вариантов конструкций ПДД, определено множество допустимых вариантов и сформирована система критериев для сравнительной оценки ПДД.

3. Осуществлены словесная и математическая постановки задачи многокритериального ранжирования вариантов ПДД. Раскрыты особенности решения задач при использовании методов «жёсткого» ранжирования, анализа иерархий, Борда. Сформулирован критерий построения истинных кортежей Парето.

4. Решена задача выбора наилучшего варианта конструкции ПДД для трёх характерных случаев:

- атмосфера учитывается, ПДД испытывает влияние лобового сопротивления;
- атмосфера учитывается, ПДД находится внутри ЛА и не испытывает непосредственное влияние лобового сопротивления;

- влияние атмосферы не учитывается, анализу подлежат лишь ПДД без эжектора.

Приведены наилучшие варианты конструкции ПДД для одного из частных случаев задания коэффициентов важности.

Библиографический список

1. Авиадвигатели XXI века: тезисы III международной научно-технической конференции. М.: ЦИАМ, 2010. (CD-ROM).
2. Импульсные детонационные двигатели / под ред. д.ф.-м.н. С.М. Фролова. М.: ТОРУС ПРЕСС, 2006. 592 с.
3. Иностранные авиационные двигатели, 2005. Справочник ЦИАМ / под ред. В.А. Скибина, В.И. Солонина. М.: Авиамир, 2005. 592 с.
4. ЦИАМ 2001–2005. Основные результаты научно-технической деятельности. Т. II / под общей научной редакцией В.А. Скибина, В.И. Солонина, М.Я. Иванова. М.: ЦИАМ, 2005. 496 с.
5. Сафронов В.В., Поршнева В.А., Жебраков А.С. Выбор эффективных вариантов энергосиловых установок методом гипервекторного ранжирования двигателя // Мехатроника, автоматизация, управление. № 11. 2010. С. 60–64.
6. Говоренко Г.С., Поршнева В.А., Тетерин Д.П., Ушаков В.А. Пульсирующие детонационные двигатели (варианты). Патент РФ на полезную модель № 61807; опубл. 10.03.2007 г.
7. Сафронов В.В., Поршнева В.А., Жебраков А.С. Построение эффективных вариантов стенов для проведения огневых испытаний энергосиловых установок // Труды XV-й Всероссийской научно-практической конференции РАРАН «Актуальные проблемы защиты и безопасности». Т. 4. Военно-морской флот России. СПб.: Военно-морская академия им. Н.Г. Кузнецова, 2012. С. 288–299.
8. Говоренко Г.С., Поршнева В.А., Тетерин Д.П. и др. Стенд для испытания пульсирующих детонационных двигателей. Патент РФ № 86739; опубл. 10.09.2009.
9. Жебраков А.С., Поршнева В.А. Методика проведения огневых испытаний макетного образца пульсирующего детонационного двигателя // Труды XVI-й Всероссийской научно-практической конференции РАРАН «Актуальные проблемы защиты и безопасности». Т. 4. Военно-морской флот России. СПб.: Военно-морская академия им. Н.Г. Кузнецова, 2013.
10. Джонс Дж.К. Методы проектирования. М.: Мир, 1986. 326 с.
11. Перегудов Ф.И., Тарасенко Ф.П. Введение в системный анализ: учеб. пособие для вузов. М.: Высшая школа, 1989. 367 с.
12. Моисеев Н.Н. Математические задачи системного анализа. М.: Наука, 1981. 488 с.
13. Сафронов В.В. Основы системного анализа: методы многовекторной оптимизации и многовекторного ранжирования. Саратов: Научная книга, 2009. 329 с.
14. Руа Б. Проблемы и методы решений в задачах со многими целевыми функциями. В кн. Вопросы анализа и процедуры принятия решений. М.: Мир, 1976. 232 с.
15. Белкин А.Р., Левин М.Ш. Принятие решений: комбинаторные модели аппроксимации информации. М.: Наука. 1990. 160 с.
16. Саати Т.Л. Принятие решений. Метод анализа иерархий. М.: Радио и связь, 1993. 320 с.
17. Ногин В.Д. Упрощенный вариант метода анализа иерархий на основе нелинейной свертки критериев // Журнал вычислительной математики и математической физики. 2004. Т. 44, № 7. С. 1259–1268.
18. Трахтенгерц Э.А. Компьютерная поддержка принятия согласованных решений // Приложение к журналу «Информационные технологии». 2002. № 3. 32 с.
19. Сафронов В.В. Сравнительная оценка методов «жесткого» ранжирования

и анализа иерархий в задаче гипервекторного ранжирования систем // Информационные технологии. 2011. № 7. С. 8–13.

Информация об авторах

Сафронов Валерий Васильевич, доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник, Конструкторского бюро «Электроприбор», г. Саратов. E-mail: svv@kber.ru. Область научных интересов: системный анализ, теория принятия решений, методы целочисленного программирования, векторная оптимизация сложных систем.

Поршнев Владимир Александрович, кандидат технических наук, начальник научно-исследовательского центра,

Конструкторское бюро «Электроприбор», г. Саратов. E-mail: pva@kber.ru. Область научных интересов: системный анализ, энергосиловые установки летательных аппаратов, детонация, гиперзвук.

Жебраков Алексей Сергеевич, инженер-конструктор второй категории, Конструкторское бюро «Электроприбор», г. Саратов. E-mail: zas@kber.ru. Область научных интересов: системный анализ, силовые установки летательных аппаратов, детонация.

MULTICRITERIAL CHOICE OF THE BEST VARIANT OF THE PULSE DETONATION ENGINE DESIGN FOR AIRCRAFT ANGULAR STABILIZATION AND ORIENTATION SYSTEMS

©2014 V.V. Safronov, V.A. Porshnev, A.S. Zhebrakov

«Electropribor» Design Bureau, Saratov, Russian Federation

The verbal and mathematical formulations of the problem of multicriterion ranging of the pulse detonation engine design variants were carried out. Using the method of morphological box the morphological table was composed, on the basis of which many possible design variants of the pulse detonation engines were generated. When compiling the morphological table a conception of pulse detonation engines in the form of the following subsystems was considered: detonation chamber, components supply system, initiation system, control system. Eventually as valid options, which were subjected to a study on the firing test bench, we selected twenty variants. The system of criteria for the assessment of the pulse detonation engines design variants (specific thrust, frontal thrust, specific consumption, unit weight, length) was proposed. Criteria values were determined during firing tests. The peculiarities of solving problems by using the methods of "hard" ranging, hierarchies analysis, Borda's method were discovered. The criterion formation of the true Pareto tuples was formulated. Using the methods of "hard" ranging, hierarchies analysis, Borda's method, the criterion of the true Pareto tuples formation the applied problems of choosing the best pulse detonation engine variant for three important cases were resolved: - the atmosphere is taken into account, pulse detonation engine suffers the influence of the frontal resistance; - the atmosphere is taken into account, pulse detonation engine is located inside the aircraft and does not suffer the immediate impact of the frontal resistance; - the influence of the atmosphere is not taken into account, only pulse detonation engines without ejector are subject to the analysis. The best pulse detonation engine design variants for different values of the criteria priorities were revealed.

The pulsing detonation engine, criteria, multicriterion ranging.

References

1. Aviadvigateli XXI veka: tezisy III mezhdunarodnoy nauchno-tehnicheskoy konferentsii. Moscow: TsIAM, 2010. (CD-ROM).
2. Impulsnye detonacionnye dvigateli [Pulse detonation engines / ed. by d.f.-m.n. S.M Frolova]. M.: TORUS PRESS, 2006. 592 p.
3. Inostrannye aviacionnye dvigateli, 2005. Spravochnik CIAM / pod red.: V.A. Skibina, V.I. Solonina [Reference book of the Central Institute of Aeronautical Engineering / General editorship: V.A. Skibin, V.I. Solonin]. Moscow: Aviamir Publ., 2005. 592 p.
4. CIAM 2001-2005. Osnovnye rezul'taty nauchno-tehnicheskoy deyatel'nosti. T. II [The Central Institute of Aeronautical Engineering 2001-2005. The main results of scientific and technical activities. V. II / ed. by V.A. Skibina, V.I. Solonina, M.Ya. Ivanova]. Moscow: TsIAM Publ., 2005. 496 p.
5. Safronov V.V., Porshnev V.A., Zhebrakov A.S. The Energy-Power-Plant's Effective Variants Choice by Using the Hypervector Ranking Method // Mehatroniks, Avtomation, Control. No. 11. 2010. P. 60–64. (In Russ.)
6. Govorenko G.S., Porshnev V.A., Teterin D.P., Ushakov V.A. Pul'siruyushchie detonatsionnye dvigateli (varianty) [Pulse detonation engines (variants)]. Patent RF, no. 61807, 2007. (Publ. 10.03.2007.)
7. Safronov V.V., Porshnev V.A., Zhebrakov A.S. Postroenie effektivnyh variantov stendov dlya provedeniya ognevyh ispytaniy energosilovyh ustanovok // Trudy XV Vserossijskoj nauchno-prakticheskoy konferencii RARAN "Aktual'nye problemy zashchity i bezopasnosti". V. 4. Voenno-morskoj flot Rossii. SPb.: Voenno-morskaya akademiya im. N.G. Kuznetsova, 2012. P. 288–299. (In Russ.)
8. Govorenko G.S., Porshnev V.A., Teterin D.P. i dr. Stend dlya ispytaniya pul'siruyushchih detonacionnyh dvigatelej [Pulse detonation engines test bed]. Patent RF, no. 86739 2009. (Publ. 10.09.2009.)
9. Zhebrakov A.S., Porshnev V.A. Metodika provedeniya ognevyh ispytaniy maketnogo obrazca pul'siruyushchego detonacionnogo dvigatelya // Trudy XVI Vserossijskoj nauchno-prakticheskoy konferencii RARAN "Aktual'nye problemy zashchity i bezopasnosti". V. 4. Voenno-morskoj flot Rossii. SPb.: Voenno-morskaya akademiya im. N.G. Kuznetsova Publ., 2013. P. 354–362. (In Russ.)
10. Jones J.C. Metody proektirovaniya [Design Methods.]. Moscow: Mir Publ., 1986. 326 p.
11. Peregudov F.I., Tarasenko F.P. Vvedenie v sistemnyj analiz: ucheb. posobie dlya vuzov [Introduction to system analysis: textbook for Higher Education Institutes] Moscow: Vysshaya shkola Publ., 1989. 367 p.
12. Moiseev N.N. Matematicheskie zadachi sistemnogo analiza [Mathematical problems of system analysis]. Moscow: Nauka Publ., 1981. 488 p.
13. Safronov V.V. Osnovy sistemnogo analiza: metody mnogovektornoj optimizacii i mnogovektornogo ranzhirovaniya [Principles of system analysis: methods of multidirectional optimization and multidirectional ranging]. Saratov: Nauchnaya kniga Publ., 2009. 329 p.
14. Rua B. Problemy i metody reshenij v zadachah so mnogimi celevymi funkciyami. V kn. Voprosy analiza i procedury prinyatiya reshenij [Problems and solution methods in the tasks with many target functions. The book Problems of analysis and decision making procedure]. Moscow: Mir Publ., 1976. 232 p.
15. Belkin A.R., Levin M.Sh. Prinyatie reshenij: kombinatornye modeli approksimacii informacii [Decision making: combinatorial models of information approximation]. Moscow: Nauka Publ., 1990. 160 p.
16. Saati T.L. Prinyatie reshenij. Metod analiza ierarhij [Decision making. Analytic

hierarchy process]. Moscow: Radio i svyaz` Publ., 1993. 320 p.

17. Nogin V.D. Simplified analytic hierarchy process on the basis of non-linear criteria convolution // Zhurnal vychislitel'noj matematiki i matematicheskoy fiziki. 2004. V. 44, no. 7. P. 1259–1268. (In Russ.)

18. Trahtengerts E.A. Komp'yuternaya podderzhka prinyatiya soglasovannyh reshenij [Computer support for making of

concerted decisions] // Prilozhenie k zhurnalu "Informacionnye tehnologii". 2002. No. 3. P. 32. (In Russ.)

19. Safronov V.V. Comparative evaluation of methods of hierarchies hard ranging and analysis in the task of systems hypervector ranging // Informacionnye tehnologii. 2011. No. 7. P. 8–13. (In Russ.)

About the authors

Safronov Valery Vasilevich, Doctor of Science (Engineering), Professor, The main scientific employee of «Electropribor» Design Bureau, Saratov. E-mail: svv@kbep.ru. Area of Research: the system analysis, the decision-making theory, integer programming methods, vector optimization of difficult systems.

Porshnev Vladimir Aleksandrovich, Candidate of Science (Engineering), the chief of the research center of «Electropribor» De-

sign Bureau, Saratov. E-mail: pva@kbep.ru. Area of Research: the system analysis, energy-power plants for aircrafts, a detonation, a hypersound.

Zhebrakov Alexey Sergeevich, The Design engineer of 2 classes of «Electropribor» Design Bureau, Saratov. E-mail: zas@kbep.ru. Area of Research: the system analysis, power plants of flight vehicles, a detonation.

УДК 621.438

РАЗРАБОТКА МАКЕТНОГО ОБРАЗЦА КОСМИЧЕСКОЙ ЗАМКНУТОЙ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

© 2014 А.Н. Арбеков, Б.Б. Новицкий

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана

Целью работы является разработка макетного образца многопетлевой замкнутой газотурбинной энергетической установки, позволяющей моделировать космические энергоустановки мощностью от десятков до сотен кВт, предназначенных для питания электроракетных или тепловых с электрическим нагревом двигателей, а также мощных систем энергообеспечения космических аппаратов различного назначения. Создание макетного образца позволит исследовать совместную работу двух газотурбинных преобразователей энергии в едином газовом контуре от общего нагревателя (в качестве которого выступает имитатор-электронагреватель), построить алгоритм управления модулями в переходных процессах, исследовать процессы пуска и останова модулей, а также выбрать оптимальный алгоритм управления пуском и выявить принципиальные проблемы в устройстве и конструкции установки на ранних этапах создания космических многопетлевых установок. В работе проведены оценки основных параметров замкнутой газотурбинной установки и выполнена оптимизация цикла для возможности использования имеющихся узлов. Представлен алгоритм расчёта. Исходя из полученных данных, в качестве рабочего тела была выбрана геликсеноновая смесь с молярной массой 83,9 кг/кмоль, являющаяся термодинамическим аналогом криптона. Представлены параметры многопетлевой замкнутой газотурбинной установки и компоновочный вариант двухпетлевой замкнутой газотурбинной установки.

Геликсеноновая смесь, многопетлевая замкнутая газотурбинная установка, космический аппарат, макетный образец.

Введение

Современные космические аппараты сложно представить без бортовых систем энергообеспечения. Широко распространённые солнечные батареи имеют ряд существенных недостатков, а именно низкую мощность (на квадратный метр приходится всего лишь 1400 Вт), слабую защиту от космического мусора и низкое напряжение. Для решения данных проблем имеет смысл использовать альтернативные энергетические установки с тепловым аккумулятором солнечного излучения или ядерным реактором в качестве нагревателя и с замкнутой газотурбинной установкой (ЗГТУ) в качестве машинного преобразователя тепловой энергии в электричество. Однако создание мощной энергетической установки требует не только понимания физических принципов её работы и использования математического моделирования процессов, происходящих в ней, но и экспериментальных данных, полученных при испытаниях подобных установок, их критических узлов, а также масштабных моделей, способных существенно снизить капиталовложения.

Постановка задачи

Как и все динамические машины, газотурбинная установка обладает гироскопическим моментом, негативно влияющим на ориентацию космического аппарата, поэтому для его компенсации применяют несколько (2...4) газотурбинных установок. Работы по исследованию многопетлевых ЗГТУ начались в США в Национальном управлении по воздухоплаванию и исследованию космического пространства (National Aeronautics and Space Administration) в Исследовательском центре имени Дж. Г. Гленна, где две модифицированные установки Capstone C30 объединили в единый газовый контур [1]. В нашей стране под руководством В.Л. Самсонова был создан макетный образец ЗГТУ, подтвердивший свою работоспособность и представленный в докладе [2]. На основе результатов многолетних работ по проектированию и созданию ЗГТУ, выполненных в НИИЭМ МГТУ им. Н.Э. Баумана, было решено разработать макетный образец многопетлевой замкнутой газотурбинной установки на смесях инертных газов для работы двух и более

машинных преобразователей энергии в едином газовом контуре от единого нагревателя. Макетный образец позволит решить спектр следующих задач:

- исследование совместной работы двух газотурбинных преобразователей энергии в едином газовом контуре от общего нагревателя,
- совместная работа модулей ЗГТУ на номинальном режиме и отработка работы на режиме собственных нужд,
- исследование процессов пуска и останова модулей, а также выбор оптимального алгоритма управления пуском,
- исследование переходных процессов,
- построение алгоритма управления модулями ЗГТУ в переходных процессах,
- исследование аварийных и форсированных режимов работы установки,
- выявление принципиальных проблем в устройстве и конструкции установки.

Данная статья является продолжением работы [3].

Выбор параметров ЗГТУ

В качестве основы макетного образца будут использованы основные узлы ЗГТУ, такие как блок турбогенератора-компрессора (ТГК, представлен на рис. 1), концевой охладитель, рекуператор и нагреватель. Поэтому необходима оптимизация цикла ЗГТУ для возможности использования имеющихся узлов.



Рис. 1. Блок и ротор турбогенератора-компрессора замкнутой газотурбинной установки

Мощность электрического нагревателя составляет 30 кВт, следовательно, его использование гарантированно обеспечивает требуемую теплоту для работы 2-х блоков ТГК, включенных в схему в соответствии с рис. 2.

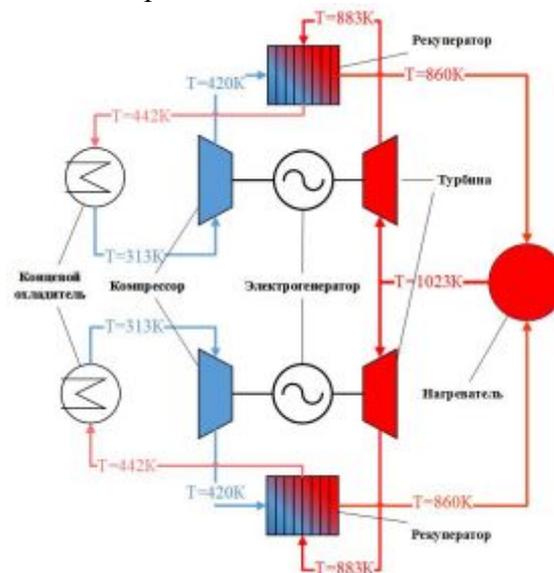


Рис. 2. Схема двухтurbинной замкнутой газотурбинной установки с единым нагревателем

Поскольку замкнутая газотурбинная установка не связана с внешней средой, состав рабочего тела и его параметры можно выбирать произвольно, исходя из условий максимальной эффективности узлов ЗГТУ и требуемой мощности. Согласно работам [4, 5] ЗГТУ небольшой мощности имеют наибольшую эффективность при работе на смесях гелия и ксенона с высокими молярными массами 60...90 кг/кмоль. На рис. 3 и 4 представлены зависимости степени регенерации в рекуператоре и потери давления в контуре от молярной массы рабочего тела, соответственно. Расчёт проводился по методике, изложенной в [9].

При уменьшении молярной массы рабочего тела возрастает работа турбомашин, и, следовательно, требуется увеличение частоты вращения. Исходя из условий прочности и особенностей электрогенератора блока ТГК, была выбрана гелие-ксеноновая смесь с молярной массой 83,8 кг/кмоль, являющаяся термодинамическим аналогом криптона.

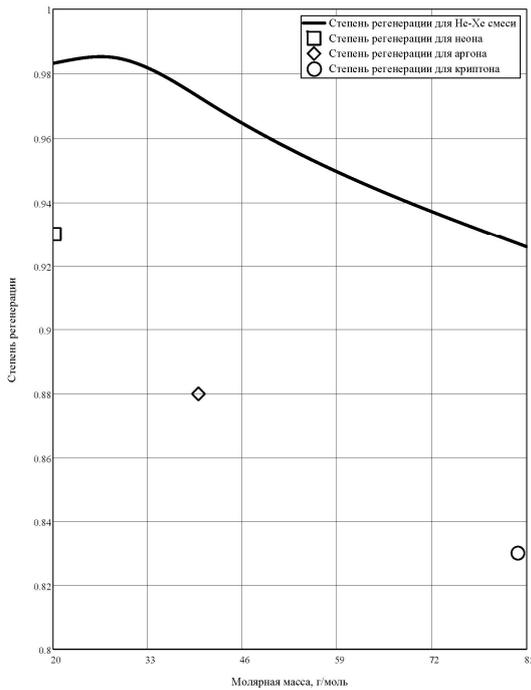


Рис. 3. Зависимость степени регенерации от молярной массы теплоносителей

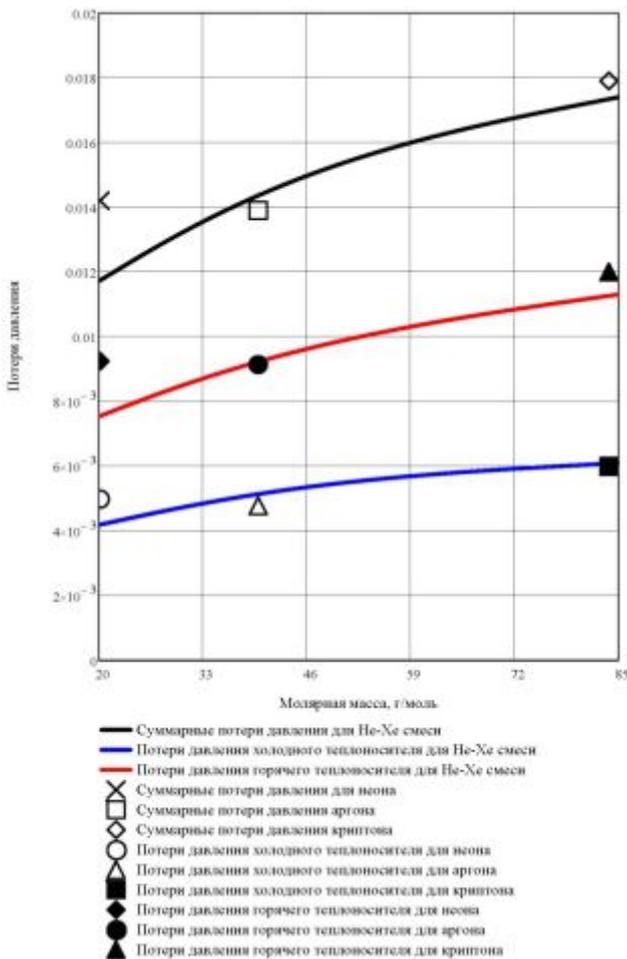


Рис. 4. Зависимость потерь давления от молярной массы теплоносителей

Оптимизация цикла ЗГТУ проводилась по известным зависимостям [6 - 10] для определения:

1) температуры торможения за компрессором

$$T_K^* = T_0 \cdot \left[1 + (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1) \cdot \frac{1}{\eta_k} \right];$$

где k – показатель адиабаты;

π_k - степень повышения давления в компрессоре;

T_0 - температура при входе в компрессор;

η_k – ожидаемый КПД компрессора;

2) температуры торможения за турбиной

$$T_T^* = T_T \cdot \left[1 - \pi_T^{\frac{1-k}{k}} \right] \cdot \eta_T;$$

где η_T – ожидаемый КПД турбины;

T_T - температура рабочего тела при входе в турбину;

π_T - степень понижения давления в турбине;

3) расхода рабочего тела через компрессор

$$G_K = \frac{N_E}{\eta_{мех} \cdot \eta_{ген} \cdot ((1 - \sigma_{пот}) \cdot L_T - L_K)};$$

где N_E - электрическая мощность на клеммах генератора;

$\eta_{ген}$ – ожидаемый к.п.д. генератора;

$\eta_{мех}$ – ожидаемый механический к.п.д.;

$\sigma_{пот}$ – коэффициент перетечек рабочего тела вдоль ротора;

L_T - удельная работа турбины;

L_K - удельная работа компрессора;

4) к.п.д. установки

$$\eta_e = \frac{N_E}{C_P \cdot G_K \cdot (1 - \sigma_{пот}) \cdot (T_T - T_{PEГ})}.$$

На параметры цикла замкнутой газотурбинной установки оказывают влияние потери давления в контуре и перетечки рабочего тела вдоль ротора. На рис. 5 представлена зависимость к.п.д. на клеммах электрогенератора от степени повышения давления и коэффициента сохранения давления в контуре, который зависит

от потерь давления в подводящих и отводящих патрубках, лопаточных машинах, а также в теплообменных аппаратах (концевом охладителе, рекуператоре, нагревателе). Перетечки вдоль ротора определяют по эмпирической зависимости

$$\sigma_{пот} = f(d, n_s, z, \delta),$$

где d - диаметр, на котором расположены лабиринтные уплотнения;

n_s - количество лабиринтных уплотнений;

z - количество «гребешков» лабиринтных уплотнений;

δ - зазор в лабиринтном уплотнении.

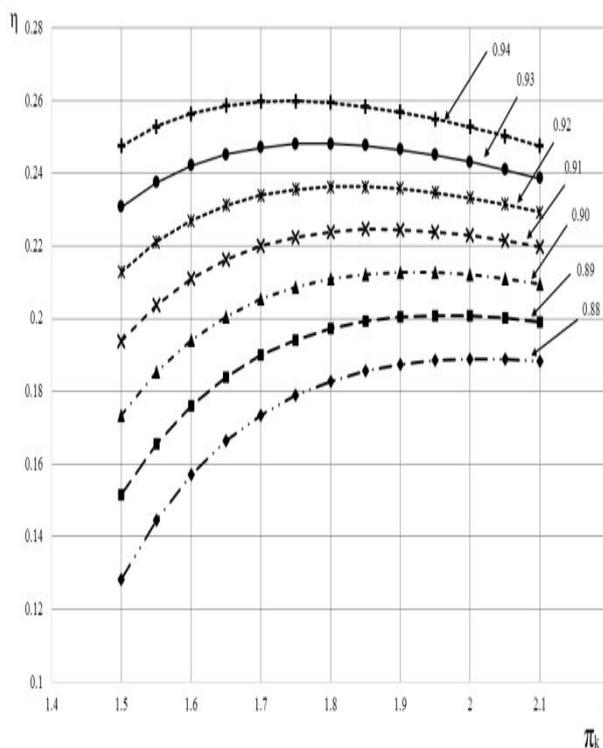


Рис. 5. Зависимость к.п.д. замкнутой газотурбинной установки от степени повышения давления и коэффициента сохранения полного давления в контуре

В результате проведённой оптимизации цикла были определены основные параметры многопетлевой замкнутой газотурбинной установки с геликсеноновой смесью с молярной массой 83,8 кг/кмоль в качестве рабочего тела (табл. 1).

Таблица 1 - Параметры многопетлевой замкнутой газотурбинной установки

Параметр	Ед. измерения	Значение
Расход рабочего тела через компрессор	кг/с	0,32
Степень повышения давления в компрессоре	-	1,75
Давление за компрессором	Па	233275
Температура за компрессором	К	419,11
Мощность компрессора	Вт	8483,17
Мощность турбины	Вт	11705,51
Степень расширения в турбине	-	1,59
Температура перед турбиной	К	1023
Температура за турбиной	К	873,59
Частота вращения ротора	1/мин	40000
Подведённая теплота в рекуператоре	Вт	33825,2
Подведённая теплота в нагревателе	Вт	13485,78
Отведённая теплота в концевом охладителе	Вт	10093,78
Мощность на клеммах генератора одной петли	Вт	3000
К.п.д. одной петли	-	0,22

Компоновочная схема макетного образца многопетлевой ЗГТУ

Компоновка стенда создаётся с требованиями минимизации габаритных размеров конструкции на основе имеющихся узлов опытной ЗГТУ. Это потребовало рассмотрения нескольких вариантов компоновки. Минимизация габаритов стенда выполнена для снижения гидравлических потерь в контуре, которые оказывают существенное влияние на работоспособность и эффективность ЗГТУ. При разработке стенда учитывались особенности вентиляции помещения, а также ограничения по возможному тепловыделению. Именно поэтому выбор пал на двухкорпусный двухходовой электрический нагреватель, позволяющий минимизировать тепловое выделение в помещение, что необходимо для стабильной работы концев-

вых охладителей и позволяет поддерживать расчётную температуру перед компрессорами. При проектировании двухпетлевой установки (рис. 6) особое внимание уделялось симметричности петель и равенству потерь давления в них.

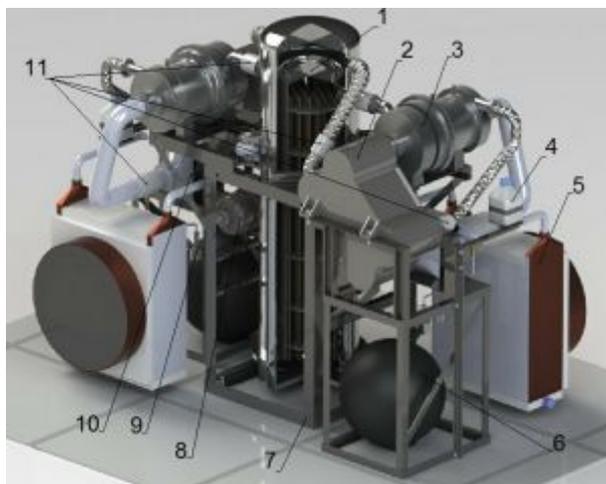


Рис. 6. Компонировка стенда: 1- электронагреватель с двойной стенкой; 2 - рекуператор; 3 – блок ТГК; 4 – расширительный бак; 5 – радиатор конечного охладителя; 6 – бак подпитки рабочего тела; 7 – рама; 8 – насос для прокачки промежуточного охладителя; 9 – система подпитки рабочего тела; 10 – конечной охладитель промежуточного рабочего тела; 11 – сильфоны

В ЗГТУ большое значение имеют также утечки теплоты от горячих частей (рекуператор, нагреватель, турбина, газопроводы между ними), что привело к необходимости обеспечения наименьшей длины тракта горячего теплоносителя, а,

следовательно, максимального приближения турбины к электронагревателю, а рекуператора к турбине. Исходя из этих соображений, рекуператор был развёрнут и присоединён к фланцу патрубка, идущего от турбины. Из-за особенностей размещения рекуператора на раме были изменены фланцы (подводящие и отводящие). Все вышеперечисленные изменения моделей позволили минимизировать расстояние между турбиной и рекуператором, что способствует снижению потерь теплоты между турбиной и рекуператором.

Заключение

На основании вариантных расчётов и моделирования компоновочных решений разработан макетный образец двухпетлевой замкнутой газотурбинной установки, отвечающий требованиям технического задания. Данный макетный образец предназначен для исследования проблем совместной работы двух модулей ЗГТУ с единым газовым контуром и определения оптимальных алгоритмов управления одноконтурными многопетлевыми замкнутыми газотурбинными установками космического назначения.

Работа выполнена при частичной поддержке Минобрнауки РФ (госзадание № 2014/104, код проекта 2092).

Библиографический список

1. Hervol D.S., Briggs M., Owen A.K., Lavelle T.A. Experimental and analytical performance of a Dual Brayton Power Conversion System // 6th International Energy Conversion Engineering Conference, IECEC. 2008. Article number 2008-5735.

2. Голубев С.В. и др. Испытания опытного образца модуля ЗГТЭУ $N_e = 1...3$ кВт, работающей на природном газе // Тезисы докладов 11-й Межвузовской конференции «Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели». М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. С. 119.

3. Арбеков А.Н., Новицкий Б.Б. 77-30569/227752 Исследование возможности создания макетного образца двухпетлевой

замкнутой газотурбинной энергетической установки мощностью 6 кВт // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. 2011. № 13. С. 27.

4 Манушин Э.А., Бекнев В.С., Осипов М.И., Суровцев И.Г. Ядерные газотурбинные и комбинированные установки. М.: Энергоатомиздат, 1993. 272 с.

5. Манушин Э.А., Михальцев В.Е., Чернобровкин А.П. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок. М.: Машиностроение, 1977. 447 с.

6. Михальцев В.Е., Моляков В.Д. Расчёт цикла газотурбинной установки: учебное пособие / под ред. И.Г. Суровцева

ва. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 32 с.

7. Бекнев В.С., Куфтов А.Ф., Тумашев Р.З. Методическое указание по расчёту и проектированию центробежных компрессоров ГТД. М.: МГТУ, 1996. 41 с.

8. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчет центростремительной турбины. М.: Машиностроение, 1974. 226 с.

9. Иванов В.Л., Леонтьев А.И., Манушин Э.А., Осипов М.И. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок / под ред. А.И. Леонтьева. М.: МГТУ им. Баумана, 2004. 592 с.

10. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М.О. Штейнберга. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.

Информация об авторах

Арбеков Александр Николаевич, кандидат технических наук, заведующий отделом Научно-исследовательского института Энергомашиностроения, Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана. Область научных интересов: исследование характеристик малоразмерного центробежного компрессора.

Новицкий Бронислав Брониславович, младший научный сотрудник Научно-исследовательского института Энергомашиностроения, Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана. E-mail: novitskiybronslav@yandex.ru. Область научных интересов: исследование характеристик малоразмерного центробежного компрессора.

DEVELOPMENT OF A PROTOTYPE OF A MULTI-LOOP CLOSED-BRAYTON CYCLE GAS TURBINE POWER SYSTEM

© 2014 A.N. Arbekov, B.B. Novitskiy

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Aim is to develop the prototype of a multi-loop closed-Brayton Cycle gas turbine power system, which allows to simulate the cosmic power plant capacity from tens to hundreds of kW intended for food or electrorocket thermal engines with electric heating, as well as the powerful energy systems of spacecraft for various purposes. Creating a prototype model allows to study the joint operation of two gas-turbine power converters in a single circuit of the total gas heater (which acts as an electric heater), build a control algorithm modules in transitional processes, investigate the processes of starting and stopping of the modules, as well as select the optimal control algorithm starting and to identify the fundamental problems in the design and construction of the installation in the early stages of development of space multiloop systems. The paper contains estimates of the main parameters of a closed gas turbine plant and the optimization cycle to allow the use of existing sites. Also presented an algorithm for calculating. Based on the data as the working fluid was chosen geliexenonovaya mixture with a molar mass of 83.9 kg/kmol, which is an analogue of the thermodynamic krypton. The parameters of a multi-loop closed gas turbine plant and layout version of the two-loop closed-Brayton Cycle gas turbine power system.

Xenon and helium mixture, multiloop closed-brayton cycle gas turbine power system, spacecraft, mockup.

References

1. Hervol D.S., Briggs M., Owen A.K., Lavelle T.A. Experimental and analytical performance of a Dual Brayton Power Conversion System // 6th International Energy Conversion Engineering Conference, IECEC. 2008. Article number 2008-5735.
2. Golubev S.V. Tests of a prototype module ZGTEU Ne = 1 ... 3 kW, a natural gas // Abstracts of papers 11th Interuniversity Conference "Gas turbine and combined and engines". Moscow: Moscow State Tech. Univ. Publ., 2000. P. 119. (In Russ.)
3. Arbekov A.N., Novitsky B.B., Kolosov N.F., Research opportunities with the building-the prototype of the two-loop closed-Brayton gas turbine power plant with a capacity of 6 kW // Science and Education. Electronic scientific and technical journal. 2011. No. 13. P. 27. (In Russ.)
4. Manushin E.A., Beknev V.S., Osipov M.I., Surovtsev I.G. Yadernye gazoturbinye i kombinirovannye ustanovki [Nuclear gas turbine and combined installatio]. Moscow: Energoatomizdat Publ., 1993. 272 p.
5. Manushin E.A. Mikhaltsev V.E., Chernobrovkin A.P. Teoriya i proektirovanie gazoturbinykh i kombinirovannykh ustanovok [Theory and designing of the gas turbine and combined plants]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1977. 447 p.
6. Mikhaltsev V.E., Molyakov V.D. Raschet tsikla gazoturbinnoy ustanovki: uchebnoe posobie / pod red. I.G. Surovtseva [Payment cycle gas turbine plant: textbook / ed. by I.G. Surovtceva]. Moscow: Moscow St. Tech. Univ. Publ., 2000. 32 p.
7. Beknev V.S., Kuftov A.F., Tumashev R.Z. Metodicheskoe ukazanie po raschetu i proektirovaniyu tsentrobezhnykh kompressorov GTD [A guideline for the calculation and design of centrifugal compressors GTE]. Moscow: Moscow St. Tech. Univ. Publ., 1996. 41 p.
8. Mitrokhin V.T. Vybor parametrov i raschet tsentrostremitel'noy turbiny [Selection of parameters and calculation of centripetal turbine]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1974. 226 p.
9. Ivanov V.L., Leontiev A.I., Manushin E.A., Osipov M.I. Teploobmennye apparaty i sistemy okhlazhdeniya gazoturbinykh i kombinirovannykh ustanovok [Heat exchangers and cooling systems, gas turbine and combined plants / ed. by A.I. Leontief]. Moscow: Moscow St. Tech. Univ. Publ., 2004. 592 p.
10. Idelchik I.E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam / pod red. M.O. Shteynberga [Handbook of hydraulic resistance / ed. by M.O. Steinberg]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1992. 672 p.

About the authors

Arbekov Alexander Nikolaevich, Candidate of Science (Engineering), Bauman Moscow State Technical University. Area of Research: the characteristics of a small-sized stage centrifugal compressor.

Novitskiy Bronislav Bronislavovich, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: novitskiybronislav@yandex.ru. Area of Research: the characteristics of a small-sized stage centrifugal compressor.

УДК 621.438

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МАЛОРАСХОДНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ЗАМКНУТОЙ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

© 2014 А.Н. Арбеков, Б.Б. Новицкий

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана

Представлено экспериментальное определение характеристик малоразмерного центробежного компрессора блока турбогенератор-компрессора опытной замкнутой газотурбинной установки, работающей на смесях инертных газов. Для определения характеристик была проведена модернизация стендового оборудования (замена датчиков давления и системы сбора и обработки сигналов), что позволило полностью контролировать проведение исследований. В работе представлено описание экспериментального стенда, использованного оборудования и методика исследований характеристик. Проведены тестовые запуски компрессора на воздухе с прикрытием дроссельной заслонки до начала помпажа. Представлено сравнение с расчётной точкой, пересчитанной на частоту вращения проведения экспериментов (30 000 об/мин). Оценено влияние физических свойств рабочего тела на характеристики центробежного компрессора при расчётной степени повышения давления (1,75). Представлены экспериментальные исследования на геликсеноновой смеси (с молярной массой аргона) и аргоне при полностью открытой дроссельной заслонке и варьировании частот вращения от 23700 до 30300 оборотов в минуту. Проведённые исследования показали, что из-за большей вязкости геликсеноновой смеси степень повышения давления и коэффициент полезного действия на аргоне несколько выше.

Геликсеноновая смесь, замкнутая газотурбинная установка, коэффициент напора, коэффициент расхода, центробежный компрессор, высокоскоростной электропривод.

Введение

В настоящее время системы распределённой энергетики являются наиболее перспективным направлением для снижения издержек при передаче тепло- и электроэнергии, что особенно актуально при передаче электрической энергии на значительные расстояния в труднодоступные районы. Для решения указанной проблемы может быть использована замкнутая газотурбинная энергетическая установка (ЗГТЭУ), работающая на органическом топливе. Одним из критических элементов ЗГТЭУ является центробежное колесо компрессора (ЦБК). Исследование характеристик малоразмерного центробежного компрессора, работающего на смеси инертных газов с высокой молярной массой, представляет собой сложную научно-техническую задачу из-за сопоставимости зазора и высоты лопатки при выходе. Данная работа является продолжением работы [1].

Стенд определения характеристик ступеней центробежных колёс

Определение характеристик центробежного компрессора (рис. 1) невозможно

без использования соответствующего оборудования, поэтому была проведена модернизация стенда, созданного в рамках работы [2]. В ходе проведения экспериментов [1] выяснился нагрев ротора и подшипниковых узлов, что вело к удлинению ротора и уменьшению меридионального зазора. Чтобы не допустить задевания рабочим колесом ЦБК меридионального обвода, была модернизирована система охлаждения ротора (рис. 2) и газодинамических подшипников.



Рис. 1. Исследуемое центробежное колесо компрессора диаметром 90 мм



Рис. 2. Ротор электрокомпрессора на постоянных магнитах без рабочего колеса центробежного компрессора



Рис. 4. Дифференциальный датчик давления модели MPX4250DP фирмы "Freescale semiconductor"

Определение характеристик ступени компрессора требует контроля и записи большого количества данных, которые необходимо сохранить. Для этого экспериментальный стенд оборудован системой измерений, сбора и обработки информации. Система измерений состоит из термомпар типа ХК (хромель-капель), датчиков давления типа МРХ фирмы "Freescale semiconductor" (рис. 3, 4), (которые заменили ИКД 27ДФ 0,4, имеющие гистерезис), сигнальных линий и платы восьмидесятиканального коммутатора и аналого-цифрового преобразователя М6225 (рис. 5).



Рис. 5. Плата системы сбора и обработки информации М6225 фирмы National Instruments (США) и пульт управления частотным преобразователем

При обработке экспериментальных данных использована программа, написанная в среде LabVIEW и позволяющая отображать на экране персонального компьютера показания на шкалах виртуальных приборов в реальном времени (рис. 6).

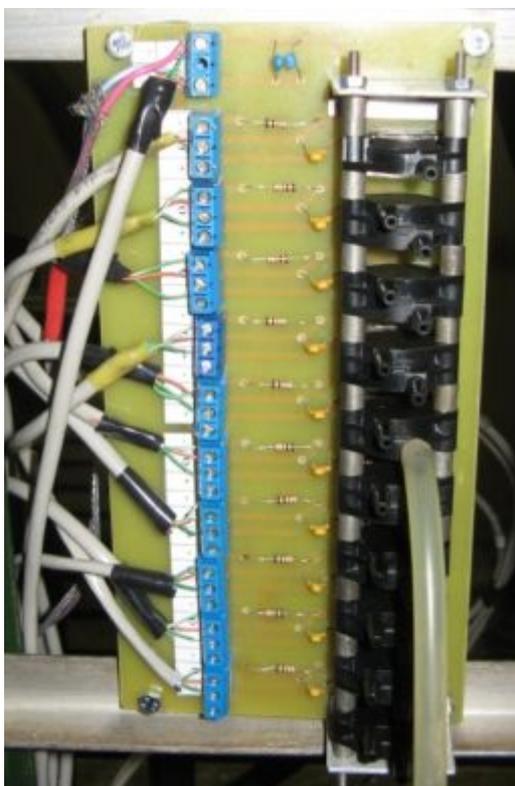


Рис. 3. Комплект датчиков преобразователей давления типа МРХ фирмы «Freescale», установленный на экспериментальном стенде

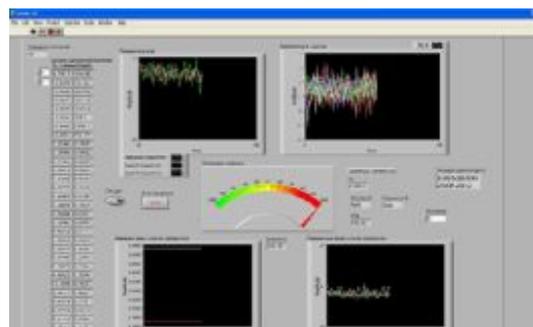


Рис. 6. Вид интерфейса панели приборов для испытаний электрокомпрессора

Программа позволяет оператору визуально контролировать критические аспекты эксперимента (показания датчиков температур опор электрокомпрессора) и определять основные характеристики ЦБК (расход, степень повышения давления). Накопление и запись показаний датчиков, по мере проведения эксперимента,

происходит автоматически в текстовый файл, где фиксируется текущее время, положение дроссельной заслонки, частота вращения компрессора, перепад давлений на сопле Вентури, давления и температуры перед соплом, перед и за ступенью ЦБК, температуры газодинамических опор. Общий вид стенда электрокомпрессора после второй модернизации представлен на рис. 7. Также установлена система видеонаблюдения, с помощью которой оператору на экран выводятся дублирующие аналоговые приборы и электропривод (рис. 8).



Рис. 7. Общий вид модернизированного стенда электрокомпрессора



Рис. 8. Общий вид места оператора

Результаты экспериментальных исследований

Работоспособность стендового оборудования проверялась на открытом контуре с воздухом в качестве рабочего тела. Электрокомпрессор выводился на частоту вращения 500 Гц, после чего прикрыва-

лась дроссельная заслонка. Следует отметить, что при изменении положения заслонки компрессор работал некоторое время для выхода ступени на установившийся режим работы. Это вызвано инерционностью прогрева улитки компрессора, так как она может снижать температуру рабочего тела, повышая к.п.д. Крайняя левая точка на рис. 9 соответствует началу помпажа, после достижения которого электропривод был отключён во избежание поломок.

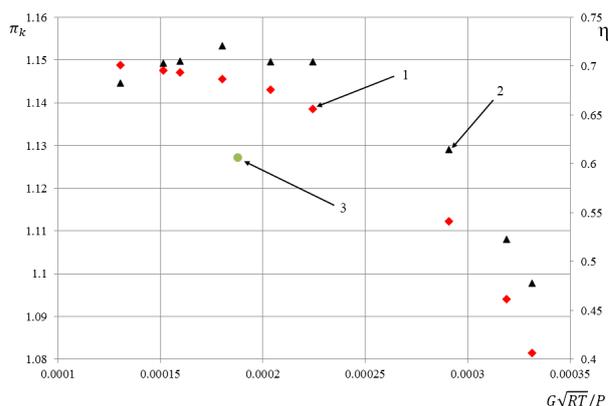


Рис. 9. Характеристики ступени электрокомпрессора при работе на воздухе: 1 – степень повышения давления; 2 – КПД; 3 – расчётная рабочая точка

Низкие значения степени повышения давления (рис. 9) объясняются низкой частотой вращения рабочего колеса компрессора. В табл. 1 представлены рассчитанные по методике, изложенной в [3], характеристики ступени ЦБК в зависимости от физических свойств рабочего тела [4,5].

Цифрой 3 на рис. 9 обозначена расчётная точка, пересчитанная по известным зависимостям.

Адиабатический напор при частоте вращения, к которой приводятся характеристики

$$H_{ad} = H_{ad0} \cdot \left(\frac{n}{n_0}\right)^2,$$

где H_{ad0} - напор при номинальной частоте вращения;

n - частота вращения, к которой приводятся характеристики;

n_0 - расчётная частота вращения РК.

Таблица 1 – Характеристики ЦБК в зависимости от рабочего тела

Параметр	Размерность	Рабочее тело		
		Криптон (смесь HeXe)	Аргон (смесь HeXe)	Воздух
Молярная масса	кг/кмоль	83,8	39,948	28,98
Газовая постоянная	Дж/(кг*К)	99,21	208,13	286,90
Показатель адиабаты	-	5/3	5/3	7/5
Удельная теплоёмкость	Дж/(кг*К)	248,04	520,33	1004,16
Вязкость при н.у. (273 К)	1*10 ⁻⁵ Па*с	2,51 (2,38)	2,22 (2,60)	1,71
Температура при входе в компрессор	К	313		
Окружная скорость	м/с	188,5	273,0	315,3
Давление при входе в ЦБК	Па	133000		
Степень повышения давления	-	1,75		
Частота вращения РК	1/мин	40000	57934	66906
Расход рабочего тела	кг/с	0,322	0,222	0,186
Требуемая мощность электропривода	кВт	7,84	11,35	12,68

Степень повышения давления, при частоте вращения, к которой приводятся характеристики

$$\pi_k = \left[\frac{H_{ad}}{C_p \cdot T_0} + 1 \right]^{\frac{k}{k-1}},$$

где C_p - удельная теплоёмкость при постоянном давлении;

T_0 - температура при входе в компрессор

k - показатель адиабаты.

Расход рабочего тела определяется как:

$$G = G_0 \cdot \frac{n}{n_0},$$

где G_0 - расход рабочего тела при номинальных параметрах.

Далее были проведены экспериментальные исследования на геликсеноновой смеси (с молярной массой аргона) и аргоне. Результаты представлены на рис. 10.

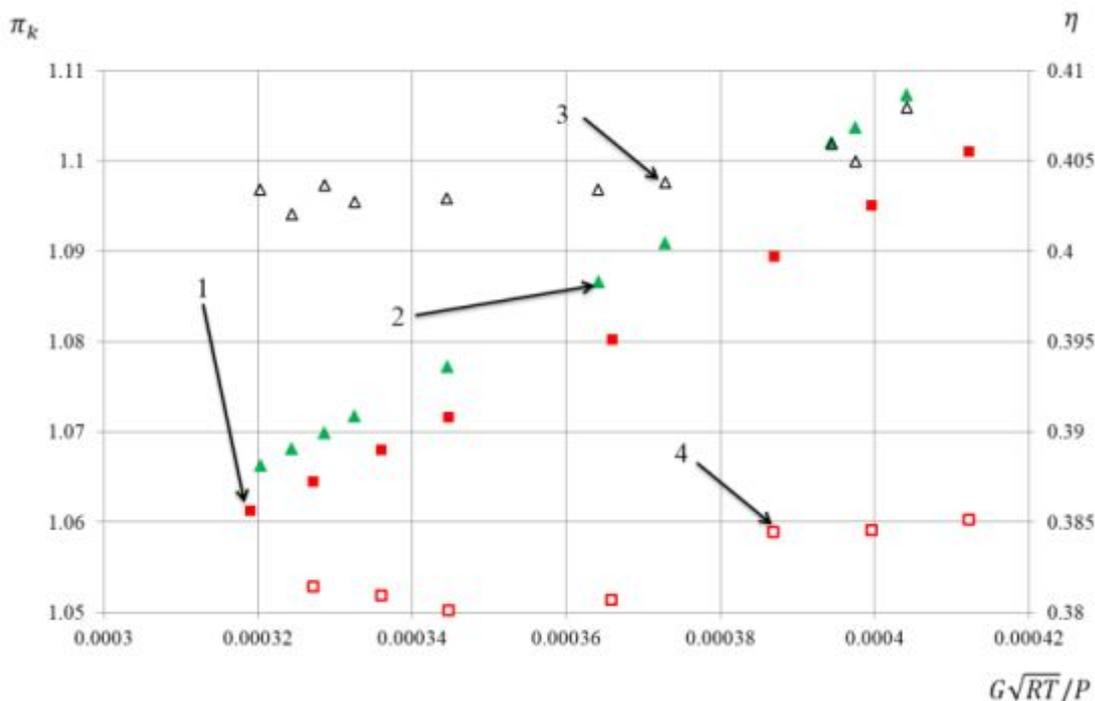


Рис. 10. Характеристики ЦБК на аргоне и геликсеноновой смеси (с молярной массой аргона) при варьировании частоты вращения от 23700 до 30300 1/мин:

1 – зависимость повышения давления от расхода геликсеноновой смеси, 2 – зависимость повышения давления от расхода аргона; 3 – к.п.д. ступени на аргоне; 4 – к.п.д. ступени на геликсеноне

Из рис. 10 видно, что характеристики и к.п.д. ступени ЦБК на аргоне лежат выше, нежели характеристики геликсеноновой смеси. Это объясняется более высокими значениями вязкости у геликсеноновых смесей (табл. 1).

Заключение

Выполненные экспериментальные исследования позволяют сделать следующие выводы:

- созданный стенд позволяет исследовать характеристики малоразмерных центробежных компрессоров на различных газовых смесях,

- в малоразмерных лопаточных машинах на режимах частичной мощности на к.п.д. оказывает влияние вязкость рабочего тела.

Экспериментально получены характеристики ЦБК на различных рабочих телах (с молярной массой аргона) при полностью открытой дроссельной заслонке на модернизированном стенде при варьировании частоты вращения от 18 000 до 33 000 1/мин. Степень повышения давления составила 1,15 и к.п.д. 0,41.

Работа выполнена при частичной поддержке Минобрнауки РФ (госзадание № 2014/104, код проекта 2092).

Библиографический список

1. Арбеков А.Н., Новицкий Б.Б. Экспериментальное исследование характеристик ступени малоразмерного центробежного компрессора // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. 2012. № 8. С. 29.

2. Разработка центробежного компрессора (ЦБК) блока турбогенератора-компрессора перспективной ЗГТЭУ Ne = 1...3 кВт, работающей на природном газе. Отчёт НИИЭМ МГТУ им. Н.Э. Баумана по н/и теме Т1028, 2005.

3. Шерстюк А.Н. Насосы, вентиляторы и компрессоры. М.: Высшая школа, 1972. 344 с.

4. Ваграфтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Наука, 1972. 720 с.

5. Paul K. Johnson. A method for Calculating Viscosity and Thermal Conductivity of a Helium-Xenon Gas Mixture // NASA/CR-2006-214394, 2006. 20 p.

Информация об авторах

Арбеков Александр Николаевич, кандидат технических наук, заведующий отделом Научно-исследовательского института Энергомашиностроения, Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана. Область научных интересов: исследование характеристик малоразмерного центробежного компрессора.

Новицкий Бронислав Брониславович, младший научный сотрудник Научно-исследовательского института Энергомашиностроения, Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана. E-mail: novitskiybronislav@yandex.ru. Область научных интересов: исследование характеристик малоразмерного центробежного компрессора.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF A SMALL-SIZED CENTRIFUGAL COMPRESSOR FOR A CLOSED-BRAYTON CYCLE GAS TURBINE POWER SYSTEM

© 2014 A.N. Arbekov, B.B. Novitskiy

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

An experimental characterization of small-size centrifugal compressor for turbine-driven generator - compressor unit of a closed-Brayton Cycle gas turbine power plant is presented. Operating fluid is a mixture of inert gases. Bench equipment (replacement of pressure sensors and systems for collecting and processing signals) was upgraded for characterization to complete control of research. The paper describes the test facility, the equipment used and the method of research performance. Test runs were carried out in air compressor, with a cover of the throttle before the surge. Comparison with the calculated point restated at the speed of the experiments (30 000 rev / min) is presented. The influence of the physical properties of the working fluid on the performance of a centrifugal compressor at the calculated pressure ratio (1.75) is evaluated. Experimental research on Xenon and helium mixture (molar mass of argon) and argon at full throttle and varying speeds from 23700 to 30300 rpm is presented.

Xenon and helium mixture, multiloop closed-Brayton cycle gas turbine power plant, flow coefficient, a centrifugal compressor, high-speed actuator.

References

1. Arbekov A.N., Novitskiy B.B. Experimental study of the characteristics of the small-scale centrifugal-flow compressor // Science and education. Electronic scientific and tech. journal. 2012. No. 8. P. 29. (In Russ.)
2. Development of a centrifugal compressor (CC) turbogenerator unit compressor promising ZGTEU Ne = 1 ... 3 kW, running on natural gas. Report NIIEM BMSTU. Topic T1028, 2005. (In Russ.)
3. Sherstuk A.N. Nasosy, ventilyatory i kompressory [Pumps, fans and compressors]. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 1972. 344p.
4. Vagraftik N.B. Spravochnik po teplofizicheskim svoystvam gazov i zhidkostey [Handbook of thermophysical properties of gases and liquids]. Moscow: Nauka Publ., 1972. 720 p.
5. Paul K. Johnson. A method for Calculating Viscosity and Thermal Conductivity of a Helium-Xenon Gas Mixture // NASA/CR-2006-214394, 2006. 20 p.

About the authors

Arbekov Alexander Nikolaevich, Candidate of Science (Engineering), Bauman Moscow State Technical University. Area of Research: the characteristics of a small-sized stage centrifugal compressor.

Novitskiy Bronislav Bronislavovich, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: novitskiybronislav@yandex.ru. Area of Research: the characteristics of a small-sized stage centrifugal compressor.

УДК 621.453

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ТЕРМОВАКУУМНЫЙ ОГНЕВОЙ СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ И ИССЛЕДОВАНИЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЖРДМТ НА САМОВОСПЛАМЕНЯЮЩИХСЯ КОМПОНЕНТАХ ТОПЛИВА

© 2014 Р.Н. Гальперин, Ю.С. Ивашин, В.Е. Нигодюк, В.В. Рыжков, А.В. Сулинов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье приведены описание и технические характеристики вновь созданных и модернизированных систем автоматизированного термовакuumного огневого стенда для испытаний и исследований рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей малой тяги (ЖРДМТ) на самовоспламеняющихся компонентах топлива. Стенд позволяет определять энергетические и динамические характеристики ЖРДМТ тягой от 0,1 до 100 Н в непрерывном и импульсном режимах работы; исследовать внутрикамерные рабочие процессы двигателей; изучать кинетические свойства газифицированных и жидкофазных промежуточных продуктов жидкофазного взаимодействия самовоспламеняющихся компонентов топлива; исследовать тепловое состояние двигателя в высотных условиях; проводить исследования силового, теплового и загрязняющего воздействия струи ЖРДМТ на элементы поверхности конструкции космического аппарата; исследовать методы диагностики функционирования ЖРДМТ и др. Автоматизированная измерительно-информационная система стенда обеспечивает управление работой ЖРДМТ по заданной циклограмме; проведение градуировок каналов для измерения параметров ЖРДМТ: тяги, расходов компонентов, давлений, температур и др.; сбор информации с измерительных каналов стенда при проведении испытаний и хранение информации на жёстком диске; обработку результатов измерений на компьютере в ходе испытаний и их представление в требуемой форме (в виде протоколов, характеристик, графиков и таблиц); формирование базы данных исследованных двигателей. Для измерения температуры наружной поверхности камеры ЖРДМТ применяется бесконтактный метод с использованием инфракрасной тепловизионной системы. Комплекс работ по совершенствованию элементной базы и систем автоматизированного термовакuumного огневого стенда для испытаний и исследований рабочего процесса ЖРДМТ на самовоспламеняющихся компонентах топлива позволил расширить возможности стенда в области постановки новых задач отработки рабочего процесса ЖРДМТ и повысить точность измерения основных параметров двигателей.

Термовакuumный огневой стенд, ЖРДМТ, вакуумная система, автоматизированная измерительно-информационная система, имитация внешнего теплового потока.

Создание высокоэффективной и надёжной ракетно-космической техники требует проведения широкого спектра наземных испытаний с имитацией эксплуатационных условий на стендовом оборудовании, в частности огневых испытаний и исследований рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей малой тяги (ЖРДМТ) – исполнительных органов систем управления космическими аппаратами - с имитацией космических условий. Для повышения качества проводимых огневых испытаний и исследований рабочего процесса двигателей малой тяги возникла необходимость в совершенствовании элементной базы и систем термовакuumного огневого стенда для испытаний ЖРДМТ на самовоспламеняющихся ком-

понентах топлива в Научно-исследовательском центре космической энергетики (НИЦ КЭ) СГАУ.

Термовакuumный огневой стенд предназначен для проведения научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ в обеспечение создания ЖРДМТ на самовоспламеняющихся компонентах топлива типа НДМГ, ММГ + АТ с имитацией космических условий: давления окружающей среды, тепловых потоков от внешних источников тепла и т.д.

Стенд позволяет решать следующие основные задачи:

- определять энергетические и динамические характеристики ЖРДМТ тягой от 0,1 до 100 Н в непрерывном и импульсном режимах работы;

- исследовать внутрикамерные рабочие процессы ЖРДМТ;
- изучать кинетические свойства газифицированных и жидкофазных промежуточных продуктов жидкофазного взаимодействия самовоспламеняющихся компонентов топлива;
- исследовать тепловое состояние ЖРДМТ в высотных условиях;
- проводить исследования силового, теплового и загрязняющего воздействия струи ЖРДМТ на элементы поверхности конструкции космического аппарата;
- исследовать методы диагностики функционирования ЖРДМТ и др.

Для решения ряда современных экспериментальных задач, связанных с испытаниями ЖРДМТ с повышенной геометрической степенью расширения сопла, имитацией условий влияния тепловых факторов от внешних источников тепла, а также с учётом использования современной элементной базы стендового оборудования, проведены работы по совершенствованию отдельных систем стенда: вакуумной системы, тягоизмерительного устройства, системы измерений расходов компонентов, автоматизированной измерительно-информационной системы и созданию новых систем стенда для реализации воздействия внешних тепловых факторов на двигатель, включая элементы измерения тепловых потоков и тепловизионного измерения температуры наружной поверхности двигателя.

В работе рассмотрены особенности и приведены технические характеристики основных систем модернизированного термовакuumного огневого стенда.

Вакуумная система

Усовершенствованная вакуумная система стенда позволяет создать давление окружающей среды перед огневым испытанием двигателя величиной менее $1,33 \cdot 10^{-1}$ Па (10^{-3} мм рт. ст.) и обеспечивает давление в вакуумной камере, которое гарантирует безотрывное течение продуктов сгорания в сопле Лавала с геометрической степенью расширения сопла

$\bar{F}_a = 200$ при работе ЖРДМТ тягой до 50 Н при продолжительности включения двигателя в течение не более 3 с. В этом случае вакуумная система стенда поддерживает давление окружающей среды в процессе огневого испытания двигателя не хуже $p_n \leq 2$ мм рт. ст.

Принципиальная схема вакуумной системы стенда приведена на рис. 1. Вакуумная система имеет в своем составе две вакуумные камеры ВК1 и ВК2. В камере ВК1 размещается испытываемый ЖРДМТ и оборудование в зависимости от решаемой задачи: либо для измерения тяги двигателя, либо для создания требуемых тепловых потоков от внешнего источника тепла. Вакуумная камера ВК1 имеет объём $V \approx 0,32$ м³, а объём вакуумной камеры ВК2 составляет $V \approx 1,2$ м³. В выходном сечении сопла двигателя установлен кормовой диффузор Д1, который через трубопровод и вакуумный затвор VM1 герметично соединён с камерой ВК2. Кормовой диффузор и соединённый с ним газовод обеспечивают эвакуацию продуктов сгорания при включении двигателя в камеру ВК2 и, соответственно, газодинамическое разъединение вакуумных камер. Основное назначение кормового диффузора Д1 - создать условия для безотрывного течения продуктов сгорания в сопле ЖРДМТ. Камера ВК2 используется как буферный объём, необходимый для запуска кормового диффузора и аккумуляции продуктов сгорания работающего ЖРДМТ.

В вакуумную систему входят три вакуумных насоса. Два из них NL1 и NL2 соединены параллельно и обеспечивают откачку продуктов сгорания двигателя из камеры ВК2. Бустерный паромасляный насос ND служит для получения необходимого разрежения в ВК1 при проведении либо испытаний с измерением тяги двигателя, либо тепловых испытаний. Насосы NL1 и NL2 работают как форвакуумные по отношению к насосу ND, обеспечивающему требуемое начальное давление в вакуумной камере ВК1 порядка $1,33 \cdot 10^{-1}$ Па (10^{-3} мм рт. ст.).

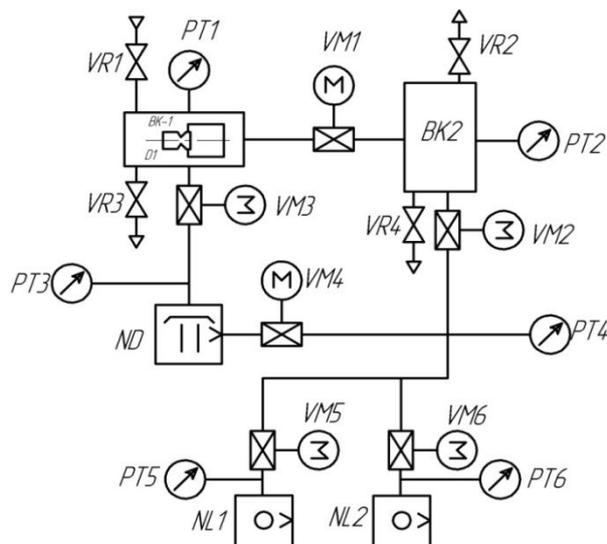


Рис. 1. Принципиальная схема вакуумной системы стенда

В качестве форвакуумных насосов NL1 и NL2 в вакуумной системе используются два высокопроизводительных вакуумных плунжерных (золотниковых) насоса типа НВЗ–300. В качестве бустерного насоса ND на стенде применяется паромасляный насос 2НВБМ–160.

Общий вид и компоновка вакуумных камер на стенде представлены на рис. 2.



Рис. 2. Общий вид и расположение вакуумных камер BK1 и BK2 на стенде

На переднем плане показаны вакуумная камера BK1 и бустерный паромасляный насос ND, на заднем - вакуумная камера BK2. Обе вакуумные камеры расположены горизонтально так, что оси камер перпендикулярны друг другу.

Вакуумные камеры и вакуумные насосы соединены вакуумными трубопроводами различного диаметра, в которых установлены проходные вакуумные затворы VM1...VM6 и необходимые для измерения давлений вакуумметры PT1-PT5.

Тягоизмерительное устройство

Измерение тяги ЖРДМТ осуществляется с помощью созданного в НИЦ КЭ СГАУ специального тягоизмерительного устройства, предназначенного для измерения тяги в непрерывном режиме работы двигателя. Исходя из конструкции вакуумной камеры и необходимости обеспечения заданного разрежения при испытании, ЖРДМТ располагается горизонтально. Общий вид тягоизмерительного устройства с ЖРДМТ представлен на рис. 3.



Рис. 3. Общий вид тягоизмерительного устройства с ЖРДМТ

В состав тягоизмерительного устройства входят рама; измерительный тензорезисторный датчик типа ВВА-5, с помощью которого производится измерение (сигнал с датчика регистрируется в компьютере); задающий датчик типа ВВА-5, с помощью которого производится градуировка измерительного канала (сигнал с датчика также регистрируется в компьютере); силосоздающее устройство, обеспечивающее воздействие при градуировке измерительного датчика; соединительное и передающее устройства. Датчики ВВА-5 имеют 4 тензорезистора, включаемых по схеме полного моста. Рама представляет

собой сварной каркас, который жёстко фиксируется к разделительному фланцу в вакуумной камере. В габаритах рамы расположены ЖРДМТ, тягоизмерительные датчики ВВА-5, магистрали компонентов, вспомогательные магистрали (вода, воздух), кабели, датчик давления в камере сгорания.

На рис. 4 представлена схема расположения датчиков ВВА-5 в системе измерения тяги.

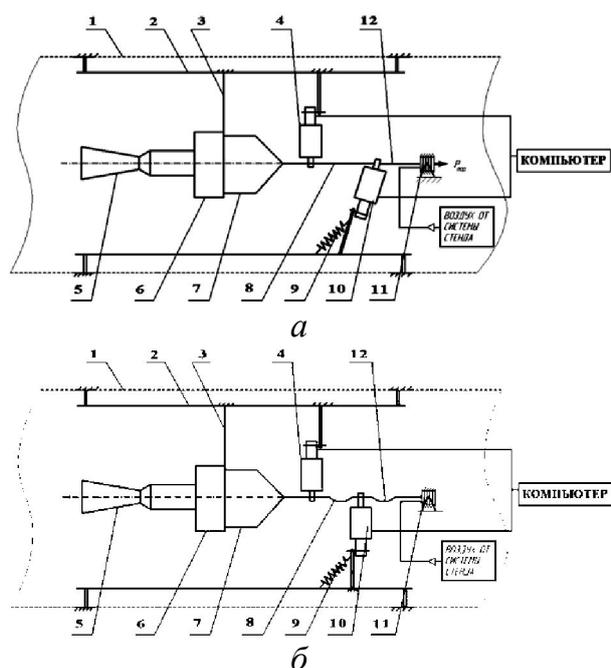


Рис. 4. Схема расположения датчиков ВВА-5 в раме тягоизмерительного устройства: а - при проведении градуировки измерительного датчика ВВА-5; б - при проведении испытаний: 1 - стенка вакуумной камеры; 2 - рама; 3 - пластина подвеса ЖРДМТ; 4 - измерительный тензорезисторный датчик типа ВВА-5; 5 - ЖРДМТ; 6 - узел крепления; 7 - передаточный стакан; 8 - нить соединительная; 9 - пружина; 10 - задающий датчик типа ВВА-5; 11 - силосоздающее устройство; 12 - нить передающая

Датчик, с помощью которого производится измерение тяги, требует специальной системы для проведения градуировки. Этим и обуславливается установка двух датчиков (измеряющего и задающего) типа ВВА-5 в составе тягоизмерительного устройства. Градуировку тягоизмерительного устройства проводят в два этапа: до установки датчиков в раму и после.

Перед установкой датчиков ВВА-5 в стендовую систему измерения тяги каждый из датчиков нагружается образцовыми грузами. Сигналы с каждого датчика записываются в компьютере. По соотношениям между образцовыми грузами и сигналами с датчиков, регистрируемых в виде кода, строятся градуировочные зависимости для каждого из датчиков.

После градуировки оба датчика устанавливаются в раму. Следует отметить высокие требования к обеспечению соосности оси камеры изделия и оси приложения силы к измерительному датчику, исключения влияния места крепления ЖРДМТ в раме на сигнал с датчиков, обеспечению минимального значения жёсткости системы «ЖРДМТ-магистрали» подвода компонентов. Очевидно, полностью исключить влияния последнего на сигнал с датчика невозможно, поэтому после сбора устройства проводится определение корректирующего градуировочного коэффициента тяги для измерительного датчика.

На рис. 4а представлена схема расположения датчиков при нахождении корректирующего градуировочного коэффициента тяги измерительного датчика. Натяжение пружины 9 ослабляется, и задающий датчик 10 приходит в рабочее положение. В качестве силосоздающего устройства используется пневматический сильфон. Под воздействием сжатого воздуха от системы стенда сильфон создаёт силу, которая через передающую нить 12 прикладывается к задающему и через соединительную нить 8 к измерительному датчикам одновременно. Показания с датчиков регистрируются в компьютере. Так как была получена градуировочная характеристика задающего датчика, сигнал с него является контрольным значением силы, прикладываемой к измерительному датчику. По соотношению сигналов с задающего и измерительного датчиков находится корректирующий градуировочный коэффициент тяги.

Определение корректирующего градуировочного коэффициента тяги проводится как до проведения испытаний, так и после. Значение тяги в ходе испытаний определяется по градуировке измерительного датчика с поправкой на корректирующий градуировочный коэффициент тяги.

После определения корректирующего градуировочного коэффициента тяги измерительного датчика, тягоизмерительное устройство приводится в рабочее состояние (рис. 4б). Прекращается подача воздуха к силособразующему устройству 11, ослабляется передающая нить 12, пружина 9 сжимается и отводит задающий датчик 10, ослабляется соединительная нить 8 и разъединяется силовая связь между двумя датчиками.

Предельная допустимая погрешность измерения тяги ЖРДМТ с помощью данного тягоизмерительного устройства не превышает $\pm 1,0 \%$.

Система измерения расходов окислителя и горючего

Измерение массовых расходов горючего и окислителя ЖРДМТ в непрерывном режиме работы на стенде осуществляется либо весовым методом, либо с помощью кориолисового расходомера C-Flow KCM/KCE 300-8000.

Схема устройства для измерения расхода компонентов топлива весовым методом и его общий вид представлены на рис. 5 и 6, соответственно.

Компонент топлива находится в баке 7, который подвешивается на скобе 6 через узел подвеса 3. К баку подводятся две магистрали. По одной магистрали через вентиль 5 подаётся газ наддува от стендовой системы, по другой магистрали через вентиль 8 компонент поступает к двигателю. Магистрали компонента имеют минимальную жёсткость системы бак-магистраль. Демпфер установлен для гашения возможных колебаний бака во время испытаний в горизонтальной плоскости.

Предельная допустимая погрешность измерения секундных массовых

расходов горючего и окислителя ЖРДМТ весовым методом не превышает $\pm 1,0 \%$, кориолисовым расходомером C-Flow KCM/KCE 300-8000 - не более $\pm 0,5 \%$.

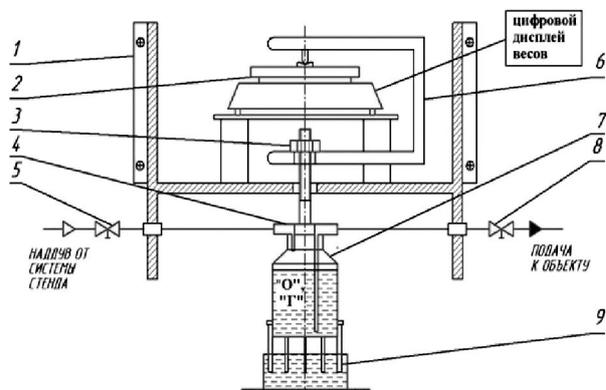


Рис. 5. Схема устройства для измерения расхода компонента топлива:

1 - настенная полка; 2 - электронные весы CAS MW-II-3000 В; 3 - узел подвеса; 4 - входное устройство; 5 - вентиль; 6 - скоба; 7 - топливный бак компонента; 8 - вентиль; 9 - демпфер



Рис. 6. Общий вид устройства для измерения расхода компонента топлива

Измерение давления в камере сгорания p_k и давлений компонентов на входе в двигатель

Измерения давления в камере сгорания p_k и давлений компонентов на входе в двигатель $p_{ax}^{''O''}$, $p_{ax}^{''Г''}$ осуществляется с помощью датчиков давления соответственно S-10 и АИР-10Н класса точности 0,25 и 0,5. Датчик давления в камере сгорания p_k устанавливается в охлаждаемом водой корпусе.

Измерение давления в вакуумной камере

Для замера давлений в вакуумной системе используется конвекционный датчик разрежения CVG-101 NW16.

Автоматизированная измерительно-информационная система стенда

Управление работой ЖРДМТ, регистрация и обработка его параметров осуществляются с помощью автоматизированной измерительно-информационной системы NATIONAL INSTRUMENTS (рис.7).



Рис. 7. Общий вид автоматизированной измерительно-информационной системы стенда

Автоматизированная измерительно-информационная система обеспечивает:

- управление работой ЖРДМТ по заданной циклограмме;
- проведение градуировок каналов для измерения параметров ЖРДМТ: тяги, расходов компонентов, давлений, температур и др.;
- сбор информации с измерительных каналов стенда при проведении испытаний и хранение информации на жёстком диске;
- обработку результатов измерений на компьютере в ходе испытаний и их представление в требуемой форме (в виде протоколов, характеристик, графиков и таблиц);
- формирование базы данных исследованных двигателей.

Система состоит из компьютера с шасси NI PXI-8106 с дисплеем, клавиатурой, мышью и плат ввода-вывода информации. В качестве плат ввода-вывода информации используются универсальные платы типа NI PXI-6251 и шасси расширения SCXI-1001 с блоком усилителей для тензорезисторов NI SCXI-1520 и с платой ввода сигналов с термопар NI SCXI-1102. Каждая из используемых плат имеет специализированную клеммную коробку для подключения сигналов от датчиков. Плата NI SCXI-6251 регистрирует температуры, плата NI PXI-6251 – все остальные параметры двигателя: тягу, давления, напряжения, ток. Сигнал с датчика тягоизмерительного устройства подаётся на блок NI SCXI-1520, установленный в шасси NI SCXI-1001, затем - на блок NI PXI-6251 и в контроллер NI PXI-8106 и совместно с другими параметрами записывается на диск и обрабатывается. Одна из плат NI PXI-6251 служит для связи компьютера с блоком расширения.

Универсальные платы ввода-вывода NI PXI-6251 имеют следующие характеристики: число входных аналоговых каналов – до 16, число входных - выходных дискретных каналов - 24, диапазон входных аналоговых каналов – программируемый и может изменяться в диапазонах от - 10...+ 10 мВ до - 10...+ 10 В, разрядность выходного кода – 16, частота опроса – до 1 МГц / канал, погрешность преобразования $\pm 0,05$ %.

Плата ввода сигналов с термопар NI SCXI-1102 имеет 32 входных каналов, для термопар типа «хромель-капель» и «хромель-алюмель». Используются стандартные калибровки.

Структурная схема автоматизированной измерительно-информационной системы стенда при определении основных параметров ЖРДМТ показана на рис. 8.

Характерная осциллограмма записи основных параметров при испытаниях ЖРДМТ номинальной тягой в пустоте 50 Н на непрерывном режиме работы длительностью 3 с приведена на рис. 9.

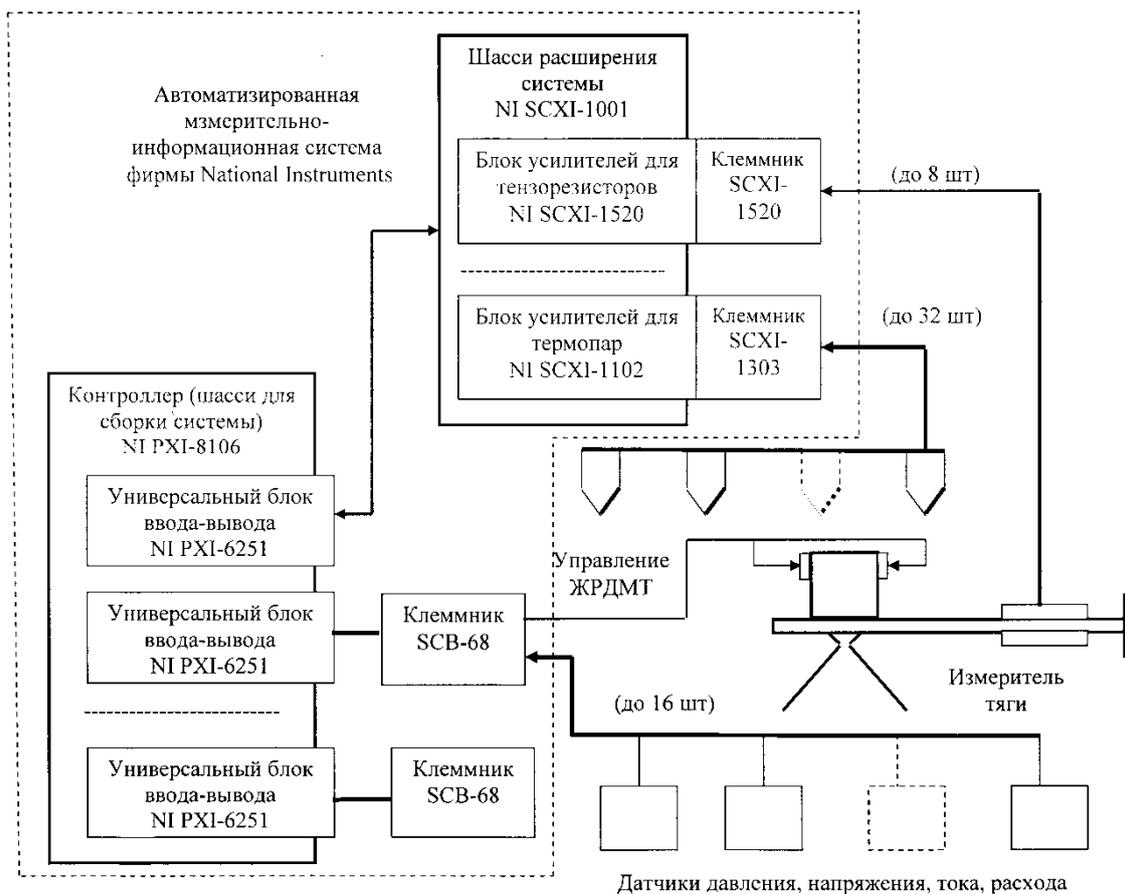


Рис. 8. Структурная схема автоматизированной измерительно-информационной системы стенда

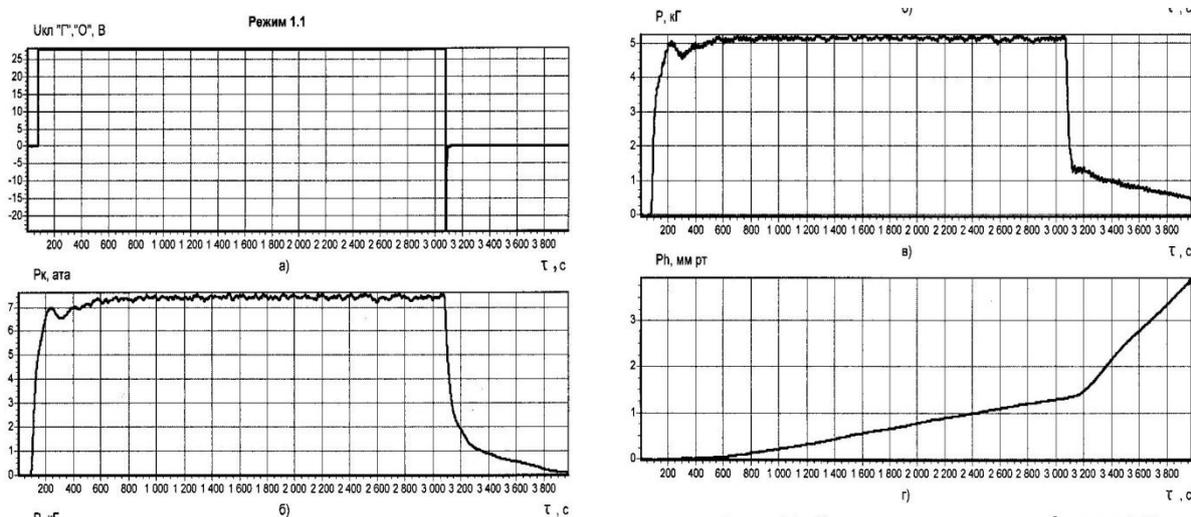


Рис. 9. Характерные осциллограммы записи во время пуска ЖРДМТ на номинальном режиме: напряжения (а), давления в камере сгорания (б), тяги двигателя (в) и давления в вакуумной камере (г)

Система создания и измерения внешних тепловых потоков

В процессе исследований работоспособности ЖРДМТ в условиях влияния внешнего теплового потока на стенде существует возможность моделирования

воздействия следующих тепловых потоков:

- теплового потока от имитатора внешнего источника тепла, например от наружной поверхности камеры маршевого двигателя;

- теплового потока, проходящего через ЭВТИ;

– теплового потока, эквивалентного тепловому потоку от абсолютно чёрного тела температурой от + 15 до + 50°С.

Тепловой поток от внешнего источника тепла в эксперименте моделируется с помощью имитатора - излучателя разработки НИЦ КЭ. Излучатель, выполненный в виде электрического нагревателя, обеспечивает создание заданной плотности теплового потока в выходном сечении его дефлектора в диапазоне от 0 до 20 кВт/м². Корпус излучателя имеет плоскую излучающую поверхность, по периметру которой перпендикулярно к её плоскости установлен цилиндрический дефлектор.

Регулирование излучателя осуществлялось путём изменения напряжения питания имитатора и контроля напряжения и тока в электрической цепи нагревателя. Перед проведением испытаний проводится градуировка имитатора теплового потока. Результаты градуировки имитатора-излучателя в процессе одного из экспериментов представлены на рис. 10 в виде зависимости плотности теплового потока излучателя « q_1 » от напряжения питания, подаваемого на имитатор-излучатель, « $U_{изл}$ ».

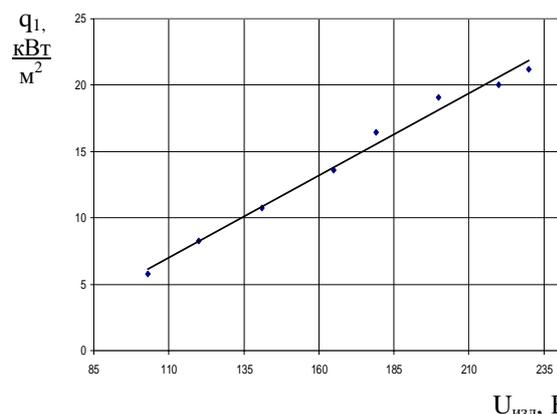


Рис. 10. Зависимость плотности теплового потока имитатора-излучателя « q_1 » от напряжения питания, подаваемого на имитатор-излучатель, « $U_{изл}$ »

В качестве средства измерения плотности теплового потока, проходящего через ЭВТИ двигателя, используется датчик - преобразователь плотности теплового потока ПТП 03.

Тепловой поток, эквивалентный тепловому потоку от абсолютно чёрного тела температурой от + 15 до + 50°С, создаётся с помощью фрагмента внутренней поверхности вакуумной камеры ВК1. К наружной поверхности вакуумной камеры ВК1 присоединён кожух, создающий с наружной поверхностью вакуумной камеры «теплообменник-рубашку» для её охлаждения или нагрева. Для этого с помощью гидравлической системы, подсоединённой к магистрали с водой, включающей в себя регулятор расхода, нагревательный элемент и электронный блок управления, поддерживается заданная температура задней внутренней поверхности стенки камеры ВК1 в диапазоне от + 15 до + 50°С. В качестве датчика измерения данной температуры используется плоский гибкий термопреобразователь сопротивления ТСП 9703.

Схема расположения основных элементов систем обеспечения теплового воздействия на ЖРДМТ и средств измерения тепловых потоков в вакуумной камере ВК1 показана для одного из проведённых экспериментов показана на рис. 11 [1].

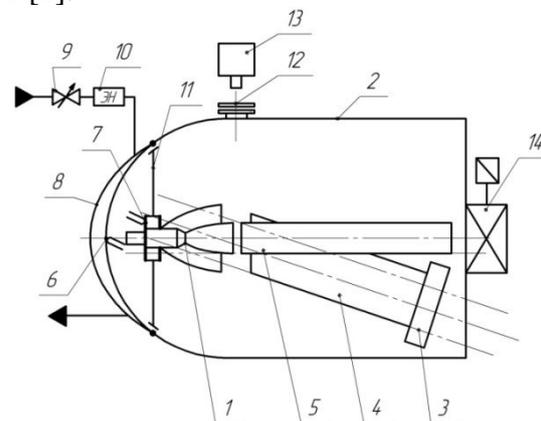


Рис. 11. Схема расположения элементов систем обеспечения теплового воздействия на ЖРДМТ и средств измерения тепловых потоков:

1 - ЖРДМТ; 2 - вакуумная камера ВК1; 3 - излучатель теплового потока; 4 - дефлектор излучателя теплового потока; 5 - кормовой диффузор; 6 - датчик температуры для измерения температуры оболочки вакуумной камеры ВК1; 7 - преобразователь для измерения плотности теплового потока; 8 - «теплообменник - рубашка»; 9 - регулятор расхода жидкости; 10 - электронагреватель; 11 - стендовая ЭВТИ; 12 - окно с кварцевым стеклом; 13 - тепловизионная система; 14 - вакуумная задвижка

Измерения температур компонентов топлива и элементов конструкции ЖРДМТ

Для измерения температур компонентов топлива и элементов конструкции ЖРДМТ используются современные платиновые и медные термосопротивления, хромель-копелевые, хромель-алюмелевые и вольфрам-рениевые термопары.

Для измерения температуры наружной поверхности камеры ЖРДМТ применяется бесконтактный метод с использованием инфракрасной тепловизионной системы.

Тепловизионная система обеспечивает измерение температуры в диапазоне (-20...2500) °С; точность измерений - $\pm 1^\circ\text{C}$ (или $\pm 1\%$); температурную чувствительность не менее 18мК; спектральный диапазон 3-5 мкм; разрешение изображения 640x512 / 14 бит; максимальную частоту обновления полных кадров – не менее 100 Гц (с возможностью увеличения до 3000Гц); время интегрирования – от 3 мкс; сменную оптику с системой фильтров; вход для внешних управляющих сигналов; цифровой выход - USB2, Camlink, GigE; синхронизацию съёмки с внешними аналоговыми сигналами; термографический анализ с помощью специального программного обеспечения.

Программные средства позволяют проводить согласование тепловизора с компьютером, стандартную или специализированную обработку изображений и отображение измерительной информации, проводить анализ термограмм, в частности, изменять основные установки тепловизора (коэффициент излучения, диапазон измерения и т.д.), определять среднюю температуру в областях различной формы, строить профили, изотермы, гистограммы и т.п. Программы дают возможность пользоваться стандартными функциями среды Windows, что делает их гибкими при написании и редактировании документов.

Использованная в процессе исследования программа анализа термограмм «Altair» представляет собой программу,

предназначенную для обработки изображений, полученных с помощью инфракрасных камер с видеопреобразователями 2D. Благодаря передовым технологиям, программа обеспечивает возможность просмотра последовательности изображений в режиме реального времени и сохранения их со скоростью 200 кадров в секунду. В сочетании с другими компонентами программного обеспечения она может использоваться для управления режимом съёмки и последующей обработки изображения.

На рис. 12 и 13 показаны результаты измерений температуры наружной поверхности камеры ЖРДМТ, полученные с помощью инфракрасной тепловизионной системы: распределение температуры наружной поверхности камеры ЖРДМТ в пределах окна экрана двигателя и изменение во времени максимальной температуры наружной поверхности камеры ЖРДМТ.

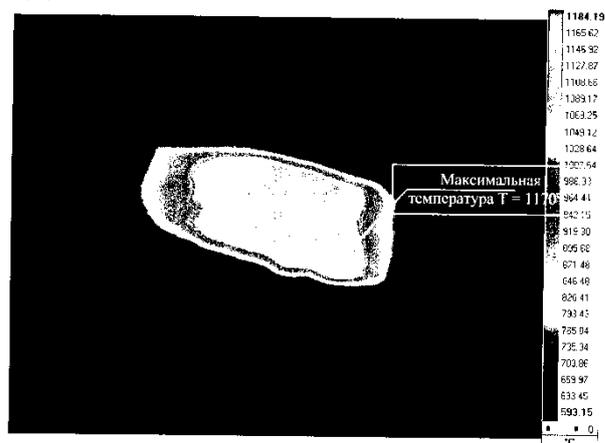


Рис. 12. Распределение температуры наружной поверхности камеры ЖРДМТ в пределах окна экрана двигателя

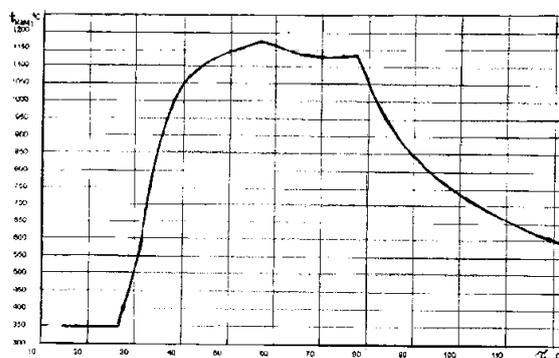


Рис. 13. Изменение во времени максимальной температуры наружной поверхности камеры ЖРДМТ

Таким образом, комплекс работ по совершенствованию элементной базы и систем автоматизированного термовакуумного огневого стенда для испытаний и исследований рабочего процесса ЖРДМТ на самовоспламеняющихся компонентах

топлива в НИЦ КЭ СГАУ позволил расширить возможности стенда в области постановки новых задач отработки рабочего процесса ЖРДМТ и повысить точность измерения основных параметров двигателей.

Библиографический список

1. Агеенко Ю.И. и др. Исследование влияния теплового потока от маршевого ЖРД на параметры управляющих ЖРДМТ в условиях двигательной уста-

новки перспективного разгонного блока // Вестник СГАУ. 2012. № 3(34), ч. 3. С. 251-259.

Информация об авторах

Гальперин Рудольф Натанович, старший научный сотрудник Научно-исследовательского центра космической энергетики, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: ke_src@ssau.ru. Область научных интересов: исследование рабочего процесса в двигателях летательных аппаратов.

Ивашин Юрий Сергеевич, кандидат технических наук, старший научный сотрудник Научно-исследовательского центра космической энергетики, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: ke_src@ssau.ru. Область научных интересов: автоматизация испытаний двигателей летательных аппаратов.

Нигодюк Валентин Евгеньевич, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет).

E-mail: ke_src@ssau.ru. Область научных интересов: исследование рабочего процесса в двигателях летательных аппаратов.

Рыжков Владимир Васильевич, кандидат технических наук, научный руководитель Научно-исследовательского центра космической энергетики, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: ke_src@ssau.ru. Область научных интересов: исследование рабочего процесса в двигателях летательных аппаратов.

Сулинов Александр Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, старший научный сотрудник Научно-исследовательского центра космической энергетики, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: ke_src@ssau.ru. Область научных интересов: исследование рабочего процесса в двигателях летательных аппаратов.

AUTOMATED THERMOVACUUM FIRING TEST FACILITY FOR TESTING AND RESEARCH OF WORKFLOW IN LOW-THRUST ROCKET ENGINE ON HYPERGOLIC PROPELLANTS

©2014 R.N. Galperin, Y.S. Ivashin, V.E. Nigodjuk, V.V. Ryzhkov, A.V. Sulinov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The paper presents a description and the technical characteristics of newly created and upgraded systems of automated thermovacuum fire stand for testing and research of the workflow of liquid rocket thrusters (small thrust jet engines) working on hypergolic propellant components. The stand allows to determine the energy and dynamic characteristics of small thrust jet engine with thrust from 0.1 to 100 N in the continuous and pulsed operating modes; to explore the intrachamber workflows; to study kinetic properties of gasified liquid intermediates of liquid-phase interaction of hypergolic propellants; to explore the thermal state of the engine under high altitude conditions; to provide research of the power, heat and polluting impacts of small thrust jet engine jet on elements of structure surface of the spacecraft; to explore of diagnostic methods of the small thrust jet engine functioning and others. Automated measuring and information system of the stand provides small thrust jet engine management on a given cyclogram; carrying out the calibration of channels for measurement of parameters of small thrust jet engine: thrust, flow rate of components, pressure, temperature, etc.; collecting information from the measuring channels of the stand during tests and information storage on the hard disk; processing of measurement results on the computer during the test and their representation in the required form (protocols, characteristics, charts and tables); formation of database of engines studied. For measuring the temperature of the outer surface of the chamber of small thrust jet engine is used contactless method using an infrared thermal imaging system. Complex work for improvement of element base and systems of automated thermovacuum fire stand for testing and research of workflow of small thrust jet engine working on hypergolic fuel components was expanded the opportunities of stand in the field of new tasks statement for workflow working off and increase the accuracy of the main parameters measurement for the engines.

Thermovacuum fire stand, rocket engine, vacuum system, automated measuring and information system, the simulation of the external heat flux.

References

1. Ageenko Y.I., Galperin R.N., Ivashin Y.S., Nigodjuk V.E., Ryzhkov V.V., Sulinov A.V. Research of influence of the thermal stream from the mid-flight liquid rocket engine on parameters of operating liquid rocket engines of small draught in the conditions of perspective razgonnogo's propulsion system of the block // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2012. No. 3(34), part 3 P. 251-259. (In Russ.)

About the authors

Galperin Rudolf Natanovich, senior research fellow, research center of cosmic energy of Samara State Aerospace University. E-mail: ke_src@ssau.ru. Area of Research: the working process in the engines of the aircraft.

Ivashin Yury Sergeevich, Candidate of Science (Engineering), senior research fellow, research center of cosmic energy of Samara State Aerospace University. E-mail: ke_src@ssau.ru. Area of Research: automation of tests of engines of aircraft.

Nigodjuk Valentin Evgenievich, Candidate of Sciences (Engineering), associate professor of the department of aircraft engines theory of Samara State Aerospace University. E-mail: ke_src@ssau.ru. Area of

Research: the working process in the engines of the aircraft.

Ryzhkov Vladimir Vasilyevich, Candidate of Science (Engineering), research supervisor of the Research center of space power of Samara State Aerospace University. E-mail: ke_src@ssau.ru. Area of Research: the working process in the engines of the aircraft.

Sulinov Alexander Vasilyevich, Candidate of Science (Engineering), associate professor of the department of aircraft engines theory and senior research fellow, research center of cosmic energy of Samara State Aerospace University. E-mail: ke_src@ssau.ru. Area of Research: the working process in the engines of the aircraft.

УДК 621.453

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ПРОДУКТОВ ЖИДКОФАЗНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ СЖРТ НА НАЧАЛЬНОЙ СТАДИИ ГОРЕНИЯ

© 2014 В.Е. Нигодюк, А.В. Сулинов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье приведены результаты экспериментального исследования преобразования промежуточных (жидкофазных и газифицированных) продуктов экзотермического жидкофазного взаимодействия самовоспламеняющихся компонентов топлива на начальной стадии горения. Для исследования рассматриваемой стадии преобразования промежуточных продуктов использован экспериментальный метод проточного реактора. В качестве систем смесеобразования компонентов топлива в проточном реакторе в процессе эксперимента применялись клиновые и центробежный смесительные элементы, которые обеспечивали взаимодействие компонентов в жидкой фазе и последующее течение жидкофазных промежуточных продуктов по стенке канала реактора, тем самым разделяя потоки жидкофазных и газифицированных промежуточных продуктов по поперечному сечению. В процессе эксперимента выявлено влияние следующих основных параметров на процессы преобразования промежуточных продуктов: эффективности жидкофазного смешения компонентов топлива, времени пребывания промежуточных продуктов в канале и давления газифицированных продуктов. Результаты исследования преобразования жидкофазных промежуточных продуктов на стадии горения подтверждают предположение о перспективности использования жидкофазных продуктов для внутреннего охлаждения стенок камеры ракетного двигателя малой тяги при эффективной организации их внутрикамерного рабочего процесса, поскольку по всей длине канала реактора температура жидкофазных продуктов, омывающей внутреннюю поверхность канала, изменяется незначительно. Экзотермические процессы жидкофазного взаимодействия компонентов топлива на этой стадии практически завершаются, и для последующей газификации жидкофазных промежуточных продуктов требуется теплоподвод энергии от ранее газифицированных промежуточных продуктов. В отличие от преобразования жидкофазных промежуточных продуктов процесс преобразования газифицированных промежуточных продуктов на начальной стадии горения происходит достаточно интенсивно. Значение температуры газифицированных промежуточных продуктов в зависимости от граничных условий в предпламенной зоне составляло 900...1100 К, а в выходном сечении канала реактора достигало 1400...2000 К.

Самовоспламеняющееся жидкое ракетное топливо, жидкофазное взаимодействие, газифицированные и жидкофазные промежуточные продукты, стадия горения, экспериментальное исследование.

Двухкомпонентные самовоспламеняющиеся жидкие ракетные топлива (СЖРТ) на основе гидразиновых горючих и азотнокислотноокислительных окислителей широко применяются в ракетных двигателях малых тяг (РДМТ) - исполнительных органах систем управления космическими аппаратами (КА).

Ведущую роль в обеспечении высокой эффективности внутрикамерного рабочего процесса РДМТ играет организация жидкофазного взаимодействия самовоспламеняющихся компонентов топлива [1, 2] как при запуске двигателя, так и при его работе на непрерывном режиме. При этом в результате экзотермического жидкофазного взаимодействия компонентов

топлива в период до воспламенения образуются высокоактивные газифицированные (дымообразные аэрозольные) и жидкофазные промежуточные продукты (соответственно ГФПП и ЖФПП), условия образования и относительные количества которых определяют скорость преобразования топлива в конечные продукты сгорания.

В статье приведены результаты экспериментального исследования преобразования промежуточных продуктов экзотермического жидкофазного взаимодействия самовоспламеняющихся компонентов топлива на начальной стадии горения (после воспламенения газифицированных продуктов). Исследование

преобразования ГФПП на начальной стадии горения ограничивалось областью изменения комплекса $p_k^* \tau_{np}^{сф}$ (где p_k^* и $\tau_{np}^{сф}$ - соответственно давление и время пребывания ГФПП в канале реактора) в диапазоне от 10 до 50 Нс/м².

Для исследования рассматриваемой стадии преобразования промежуточных продуктов жидкофазного взаимодействия компонентов СЖРТ использован экспериментальный метод проточного реактора [3]. В качестве систем смесеобразования компонентов топлива в проточном реакторе в процессе эксперимента использовались клиновые (ЭДКл) и центробежный (ЭДЦ) смесительные элементы, которые обеспечивали взаимодействие компонентов в жидкой фазе и последующее течение ЖФПП по стенке канала реактора, тем самым разделяя потоки жидкофазных и газифицированных промежуточных продуктов по поперечному сечению. Большинство экспериментов было проведено на проточном реакторе, который имел плоский клиновой смесительный элемент ЭДКл, а камера реактора представляла собой канал с прямоугольным поперечным сечением. Плоский клиновой смесительный элемент ЭДКл обеспечивал контакт пелён жидких компонентов на кромке клина. Отдельные эксперименты проводились на проточном реакторе с центробежным смесительным элементом ЭДЦ, реактор представлял собой цилиндрический канал с коническим выходом. Жидкофазное смешение компонентов в центробежном смесительном элементе, представляющего собой двухкомпонентную форсунку внешнего смешения, происходило на стенке цилиндрического канала реактора. Эффективность жидкофазного смешения компонентов СЖРТ на входе в канал реактора изменялась за счёт изменения геометрии смесительного элемента. Конструкция спроектированного проточного реактора давала возможность реализовать структуру потока продуктов преобразования топлива, в которой отсутствовали массообмен и охлаждающее влияние «свежих», вновь образующихся про-

межуточных продуктов жидкофазного взаимодействия самовоспламеняющихся компонентов топлива на предпламенный разогрев ранее поступившей в канал реактора порции промежуточных продуктов.

В процессе эксперимента с использованием метода проточного реактора измерялись усилие (тяга), создаваемое реактором; расходы компонентов топлива и параметры промежуточных продуктов преобразования СЖРТ: статическое p_k и полное p_k^* давления газов в канале реактора, температуры газифицированных T_k^* и жидкофазных $T_{кжф}^*$ промежуточных продуктов преобразования. Измерение параметров продуктов преобразования выполнялось либо в выходном его сечении l_k (рис. 1 а), либо по длине канала x (рис. 1 б, в) реактора. В качестве первичных преобразователей температуры использовались хромель-копелевые, хромель-алюмелевые и вольфрам-рениевые термопары диаметром «горячего» спая 0,2 мм.

Исследование проводилось на стационарных режимах работы проточного реактора. При исследовании промежуточных продуктов использовались реакторы различной длины (от 1,2 до 62,5 мм), что позволяло изменять время пребывания ГФПП и ЖФПП в канале реактора. В процессе эксперимента также изменялись режимные параметры смешения компонентов топлива в жидкой фазе за счёт изменения суммарного расхода компонентов топлива. Варьировалось давление газов и скорость течения газов в канале путём изменения режимных параметров, площади поперечного сечения (высоты канала) основного и выходного участков канала проточного реактора. Исследования осуществлялись в вакуумной камере при давлении не более 100 Па. Эксперименты проводились при температуре компонентов топлива в диапазоне 15...25°C и в основном при коэффициенте избытка окислителя в диапазоне 0,5...0,7.

В зависимости от граничных условий процесс в канале реактора протекал либо на предпламенном режиме, либо включал режим со стадией горения топлива. Воспламенение ГФПП происходило по механизму теплового взрыва для реакций второго порядка [4], и момент воспламенения регистрировался по взрывообразному росту температуры газов в канале реактора.

Давление газифицированных промежуточных продуктов в канале реактора в предпламенный период в процессе эксперимента составляло $p_k^* = 0,02...0,3$ МПа, а давление на режиме со стадией горения - $p_k^* = 0,2...0,7$ МПа. Температуры ГФПП и ЖФПП на предпламенном режиме были равны $T_k^* = 340...370$ К и слабо зависели от изменения граничных условий в рассмотренном диапазоне.

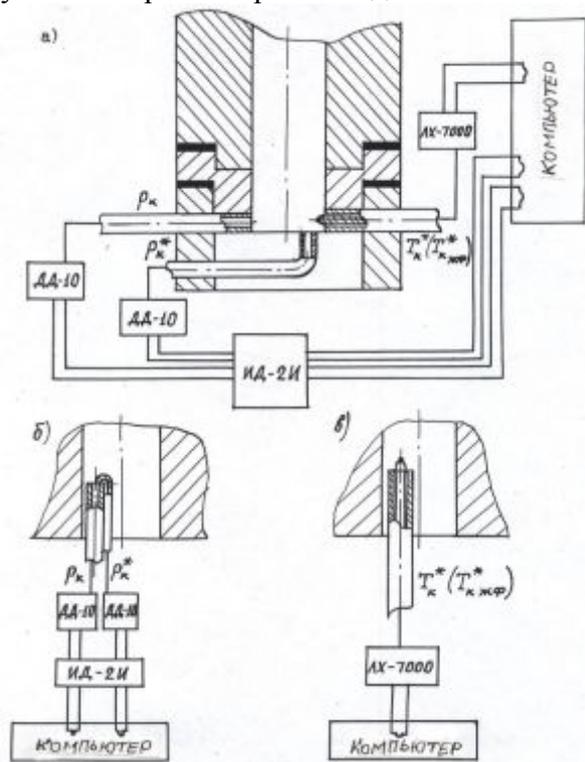


Рис. 1. Схема измерений параметров промежуточных продуктов преобразования топлива в плоском канале проточного реактора с клиновым смесительным элементом ЭДКл

С помощью комплекса $p_k^* \tau_{np}^{эф}$ был определен в рассматриваемых граничных условиях диапазон значений комплекса, равных $p_k^* \tau_{np}^{эф} = 8...10$ Нс/м² (рис. 2, где

φ_k - коэффициент полноты преобразования топлива в проточном реакторе) [4], при которых происходил процесс воспламенения в газовой фазе и переход преобразования топлива из предпламенного режима к режиму с реализацией стадии горения топлива.

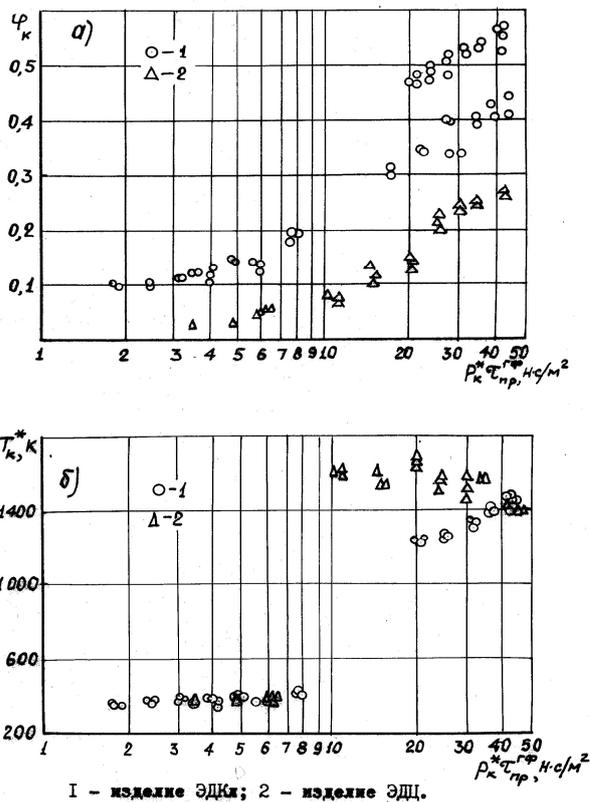


Рис. 2. Зависимости коэффициента полноты преобразования топлива φ_k (а) и температуры газифицированных продуктов T_k^* (б) от комплекса $p_k^* \tau_{np}^{эф}$

В процессе эксперимента выявлено влияние следующих основных параметров на процессы преобразования ЖФПП и ГФПП экзотермического жидкофазного взаимодействия самовоспламеняющихся компонентов топлива на начальной стадии горения: эффективности жидкофазного смешения компонентов топлива, времени пребывания промежуточных продуктов в канале и давления газифицированных продуктов.

Результаты измерений параметров промежуточных продуктов преобразова-

ния топлива (температуры ГФПП T_k^* ; температуры ЖФПП $T_{кжф}^*$; полного p_k^* и статического p_k давлений ГФПП) и оценки полноты преобразования топлива (коэффициента полноты преобразования топлива φ_k ; степени газификации топлива $z_{зф}$) по длине канала x проточного реактора и в зависимости от длины канала реактора l_k для различных массовых расходов топлива $\dot{m}_{ср}$ представлены на рис. 3 - 6.

Из анализа представленных на рис. 3 - 6 результатов можно отметить следующее.

Зона стадии горения топлива (расположение фронта пламени) находится на расстоянии 6 мм от плоскости выходного сечения смесительного элемента (рис. 3). Для начальной стадии горения преобразование ЖФПП, проходящего после завершения большей части жидкофазного взаимодействия самовоспламеняющихся компонентов [2], характерно постоянство или незначительное увеличение температуры ЖФПП по длине канала (рис. 3). Причём на предпламенной стадии (до воспламенения ГФПП) процесс газификации ЖФПП практически прекращается, а на начальной стадии горения (рис. 4 - 6) процесс газификации ЖФПП происходит за счёт теплоподвода от высокотемпературных газофазных промежуточных продуктов.

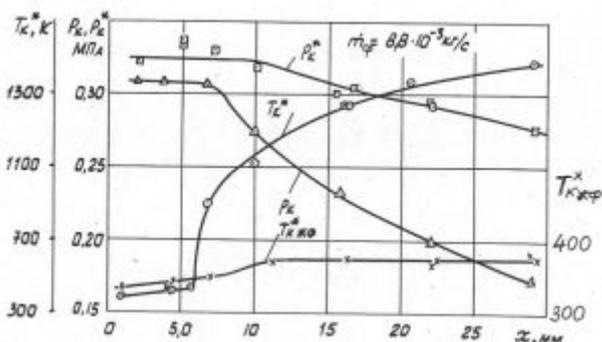


Рис. 3. Результаты измерений параметров промежуточных продуктов преобразования топлива по длине канала x проточного реактора ЭДКл высотой $h_k = 4$ мм

В рассматриваемом случае степень газификации топлива на предпламенной стадии (рис. 6, поз. 1, 2) достигает 0,5...0,6 в зависимости от массового расхода топлива, который существенно влияет на эффективность жидкофазного взаимодействия компонентов топлива: с ростом массового расхода эффективность жидкофазного смешения компонентов возрастает. На стадии горения (рис. 4, 5; рис. 6, поз. 3,4) степень газификации на завершающей стадии жидкофазного взаимодействия компонентов топлива (l_k до 12,5 мм) и вследствие подвода тепла от высокотемпературных газифицированных промежуточных продуктов к ЖФПП возрастает до 0,8...0,85.

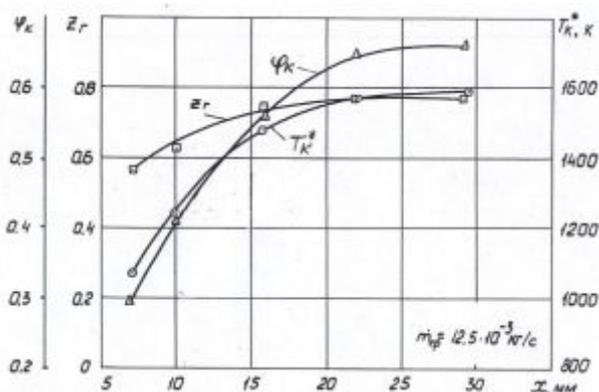


Рис. 4. Изменение коэффициента полноты преобразования топлива φ_k , степени газификации топлива $z_{зф}$ и температуры ГФПП T_k^* по длине канала x проточного реактора ЭДКл высотой $h_k = 4$ мм

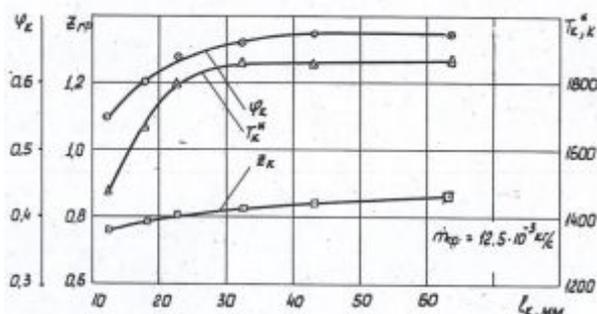


Рис. 5. Изменение коэффициента полноты преобразования топлива φ_k , степени газификации топлива $z_{зф}$ и температуры ГФПП T_k^* в зависимости от длины канала l_k проточного реактора ЭДКл высотой $h_k = 2$ мм

Результаты исследования преобразования жидкофазных промежуточных продуктов на стадии горения подтверждают предположение о перспективности использования ЖФПП для внутреннего охлаждения стенок РДМТ [1] при эффективной организации их внутрикамерного рабочего процесса, поскольку по всей длине канала реактора температура ЖФПП, омывающей внутреннюю поверхность канала, изменяется незначительно. Экзотермические процессы жидкофазного взаимодействия СЖРТ завершены и для последующей газификации жидкофазных промежуточных продуктов требуется теплоподвод энергии от ГФПП.

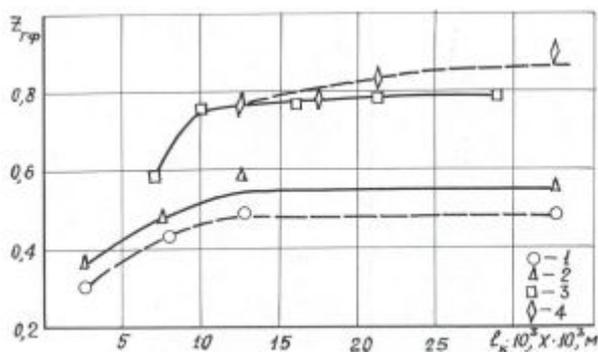


Рис. 6. Зависимости степени газификации топлива $z_{гф}$ от длины канала l_k (поз. 1, 2, 4) и по длине канала x (поз. 3) проточного реактора ЭДКл высотой $h_k = 2$ мм и $h_k = 4$ мм при различных расходах топлива на предпламенном режиме (поз. 1, 2) и режиме со стадией горения (поз. 3, 4): 1 - $\dot{m}_{ср} = 4,5 \cdot 10^{-3}$ кг/с; 2 - $\dot{m}_{ср} = 6,0 \cdot 10^{-3}$ кг/с; 3, 4 - $\dot{m}_{ср} = 8,6 \cdot 10^{-3}$ кг/с

В отличие от преобразования ЖФПП процесс преобразования ГФПП на стадии горения после воспламенения происходит достаточно интенсивно. Значение температуры газифицированных промежуточных продуктов в зависимости от граничных условий в выходном сечении канала реактора достигало 1400...2000 К, в предпламенной зоне составляло 900...1100 К (рис. 3 - 5).

В процессе исследования преобразования ГФПП на начальной стадии горения было зафиксировано, что с увеличением эффективности жидкофазного смешения

компонентов при равных других граничных условиях (длинах канала реактора – времени пребывания ГФПП) увеличивается температура газофазных промежуточных продуктов, растёт коэффициент полноты преобразования топлива и величина давления ГФПП. Например (рис. 7 а), на длине канала реактора 17,5 мм при изменении коэффициента эффективности жидкофазного смешения [3] $\varphi_{жф}$ от 0,47 до 0,69 коэффициент полноты преобразования топлива φ_k растёт с 0,31 до 0,52.

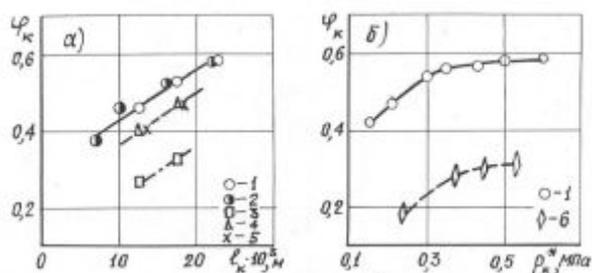


Рис. 7. Зависимости коэффициента полноты преобразования топлива φ_k от длины канала l_k и от давления ГФПП p_k^* : а - $\dot{m}_{ср} \approx 8,6 \cdot 10^{-3}$ кг/с; б - $l_k = 17,5$ мм; 1...5 - реактор ЭДКл; 6 - реактор ЭДЦ; 1, 3-6 - l_k ; 2-х; 1, 2 - $\varphi_{жф} \approx 0,69$; 3 - $\varphi_{жф} \approx 0,47$; 4 - $\approx 0,65$; 5 - $\varphi_{жф} \approx 0,58$

При сравнении влияния на эффективность преобразования СЖРТ геометрии спроектированных клиновидного ЭДКл и центробежного ЭДЦ смесительных элементов при одинаковых длинах канала реактора и давлениях ГФПП (рис. 7 б) клиновидный смесительный элемент обеспечивал увеличение коэффициента полноты преобразования топлива φ_k по сравнению с центробежным смесительным элементом почти в два раза.

На рис. 8 представлены результаты исследования влияния высоты канала проточного реактора ЭДКл (с постоянной высотой по длине канала $h_k = 2$ мм и $h_k = 4$ мм и каналом высотой $h_k = 4$ мм с выходным участком высотой $h_k^{вых} = 2$ мм) на эффективность преобразования СЖРТ. Высота канала проточного реактора, с одной стороны, за счёт изменения скорости

газового потока может оказывать влияние на время пребывания ГФПП в канале и на процесс теплообмена между ГФПП и ЖФПП и, следовательно, на изменение интенсивности газификации жидкофазных продуктов. С другой стороны, изменение высоты выходного сечения канала приводит к изменению давления в канале и, как следствие, к изменению эффективности протекания химических реакций в газовой фазе.

Анализируя полученные экспериментальные данные по влиянию высоты канала проточного реактора на эффективность преобразования СЖРТ, можно отметить, что в рассматриваемых граничных условиях при температуре ГФПП 1600...1900 К влияние давления в канале на эффективность протекания химических реакций в газовой фазе, судя по полученным значениям температуры ГФПП, незначительно. Наибольшее влияние высота канала в полученных результатах оказывает на коэффициент полноты преобразования топлива, который при переходе с реактора высотой $h_k = 4$ мм на реактор с высотой $h_k = 2$ мм, несмотря на уменьшение времени пребывания рабочего тела в канале, возрастает с 0,6 до 0,65 (при массовом расходе $\dot{m}_{cp} = 8,6 \cdot 10^{-3}$ кг/с). С уменьшением высоты канала интенсифицируется процесс теплообмена между ГФПП и ЖФПП, что приводит к росту степени газификации жидкофазных продуктов.

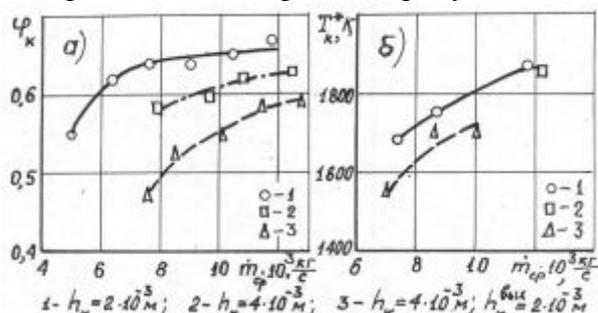


Рис. 8. Влияние высоты канала проточного реактора ЭДКл длиной $l_k = 30...32,5$ мм на эффективность преобразования СЖРТ при различных массовых расходах топлива \dot{m}_{cp}

На проточном реакторе ЭДКл с постоянной по длине канала высотой $h_k = 4$ мм был проведён эксперимент с установкой внутри канала платины, разделяющей канал по высоте пополам на расстоянии 2,5 мм от смесительной головки до его выходного сечения и позволяющей исследовать преобразование жидкофазных и газофазных промежуточных продуктов раздельно. Полученные результаты исследования в ходе данного эксперимента подтвердили отсутствие существенных изменений процесса преобразования ГФПП: режим стадии горения регистрируется в части канала с ГФПП, при этом уровень значений температуры газифицированных продуктов, измеренных в выходном сечении канала, в сравнении с исходным вариантом (без пластины) сопоставим.

Основной объём экспериментальных исследований преобразования промежуточных продуктов жидкофазного взаимодействия СЖРТ, как отмечалось выше, был проведён для двухкомпонентного топлива с коэффициентом избытка окислителя 0,5...0,7. Отдельные экспериментальные данные по преобразованию газифицированных промежуточных продуктов были получены в более широком диапазоне изменения коэффициента избытка окислителя от 0,3 до 1,4. Результаты представлены на рис. 9.

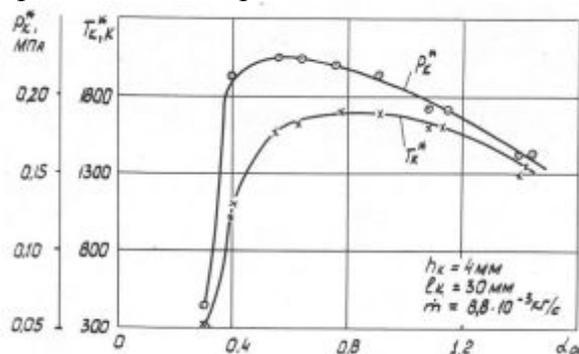


Рис. 9. Влияние коэффициента избытка окислителя $\alpha_{ок}$ на параметры газифицированных промежуточных продуктов p_k^* и T_k^*

Из рис. 9 видно, что при коэффициенте избытка окислителя $\alpha_{ок} \approx 0,3$ при

достаточно длительном времени пребывания промежуточных продуктов в канале реактора не удаётся реализовать процесс воспламенения топлива. С другой стороны, при избытке окислителя (коэффициент избытка окислителя достигает $\alpha_{ок} \approx 1,4$), процесс воспламенения топлива и стадия горения в канале реактора реализуются.

Полученные экспериментальные данные по преобразованию промежуточных продуктов (ГФПП и ЖФПП) экзотермического жидкофазного взаимодействия самовоспламеняющихся компонентов топлива на начальной стадии горения можно использовать при создании физической модели преобразования СЖРТ и для эффективной организации внутрикамерного рабочего процесса РДМТ в процессе их проектирования.

Библиографический список

1. Дубинкин Ю.М., Нигодюк В.Е. Проблемы организации рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей малой тяги // Известия ВУЗов. Авиационная техника. 1993. № 2. С. 71-74.

2. Нигодюк В.Е., Сулинов А.В. Исследование закономерностей жидкофазного взаимодействия компонентов СЖРТ // Вестник СГАУ. 2009. № 3(19), ч. 2. С. 316-321.

3. Нигодюк В.Е., Сулинов А.В. Проточный реактор как инструмент экспериментального исследования процессов преобразования СЖРТ // Вестник СГАУ. 2009. № 3(19), ч. 2. С. 311-315.

4. Нигодюк В.Е., Сулинов А.В. Исследование кинетических свойств газифицированных продуктов жидкофазного взаимодействия СЖРТ // Вестник СГАУ. 2011. № 3(27), ч. 3. С. 251-256.

Информация об авторах

Нигодюк Валентин Евгеньевич, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: ke_src@ssau.ru. Область научных интересов: исследование рабочего процесса в двигателях летательных аппаратов.

Сулинов Александр Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, старший научный сотрудник Научно-исследовательского центра космической энергетики, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: ke_src@ssau.ru. Область научных интересов: исследование рабочего процесса в двигателях летательных аппаратов.

INVESTIGATION OF TRANSFORMATION OF INTERMEDIATE PRODUCTS OF LIQUID-PHASE INTERACTION PROPELLANT AT THE ONSET OF COMBUSTION FOR ROCKET ENGINE

©2014 V.E. Nigodjuk, A.V. Sulinov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The results of an experimental study of the conversion of intermediate (liquid-phase and gasified) product exothermic liquid-phase interaction of hypergolic propellant components in the initial stage of combustion are presented. To investigate the present step conversion of intermediates experimental method for the flow reactor is used. In the process of the experiment the centrifugal and wedge mixing elements is used as propellants mixing systems for flowing reactor. This mixing elements allowed interaction of components in the liquid phase and subsequent flow of the liquid-phase intermediates on the wall of the reactor. Thereby dividing the flow of liquid and gasified intermediates in cross-section is achieved. During the experiment the effect of the following basic parameters of the processes of transformation of intermediates is revealed: the effectiveness of liquid-phase mixing of the fuel components, the residence time of intermediate products in the channel and the pressure of gasified products. Results of the study of converting liquid-phase intermediates in the combustion stage confirm the assumption about the prospects of using of liquid-phase products for internal cooling of rocket engine chamber wall provided efficient organization of the chamber working process, because of the temperature of liquid-phase products, washing the inner surface of the channel changes slightly along the entire length of the channel. Exothermic processes of liquid-phase interaction between fuel components at this stage is substantially complete. Heat removal of energy from previously gasified intermediates is required for subsequent gasification of liquid-phase intermediates. Unlike the liquid-phase conversion of intermediates, converting process of the gasified intermediates occurs quite rapidly in the initial stage of combustion. The temperature of gasified intermediates depending on the boundary conditions in preflame zone was ~ 900 ... 1100 K, and in the output section of the channel of the reactor reached ~ 1400 ... 2000 K.

Hypergolic liquid propellant, liquid-phase interaction, gasified liquid-phase intermediates stage combustion experimental study.

References

1. Dubinkin Y.M., Nigodyuk V.E. Problems of organization of workflow in liquid rocket microthrusters // Russian Aeronautics. 1993. No. 2. P. 71-74.
2. Nigodyuk V.E., Sulinov A.V. Research of laws of interaction of components in a liquid phase self-igniting liquid rocket fuel // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2009. No. 3(19), part 2. P. 311-315. (In Russ.)
3. Nigodyuk V.E., Sulinov A.V. The flowing reactor as the tool of an experimental research of processes of transformation self-igniting liquid rocket fuel // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2009. No. 3(19), part 2. P. 311-315. (In Russ.)
4. Nigodyuk V.E. Sulinov A.V. Investigation of the kinetic properties of gas products of liquid-phase interaction hypergolic liquid rocket fuel // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2011. No. 3(27), part 3. P. 251-256. (In Russ.)

About the authors

Nigodjuk Valentin Evgenevich, Candidate of Science (Engineering), associate professor of the department of aircraft engines theory of Samara State Aerospace University. E-mail: ke_src@ssau.ru. Area of Research: the working process in the engines of the aircraft.

Sulinov Alexander Vasilyevich, Candidate of Science (Engineering), associate professor of the department of aircraft engines theory and senior research fellow, research center of cosmic energy of Samara State Aerospace University. E-mail: ke_src@ssau.ru. Area of Research: the working process in the engines of the aircraft.

УДК 621.78

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ ОБРАЗОВАНИЯ НАНОПОРИСТЫХ СТРУКТУР МЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ ЛАЗЕРНЫМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ

© 2014 С.П. Мурзин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Исследовалось воздействие лазерного излучения для создания нанопористой структуры в Cu-Zn сплаве. Лазерная обработка с применением импульсно-периодического излучения при температуре, не превышающей температуру плавления, позволяет формировать устойчивое напряжённое состояние на поверхности образцов. Выяснялись условия образования нанопор преимущественно канального типа при глубине области образования нанопористой структуры не менее 40...45 мкм. Исследования структуры приповерхностного слоя медно-цинкового сплава Л62 после проведения лазерного воздействия показали, что в поперечном сечении поры ориентированы от поверхности вглубь металла, концентрация пор уменьшается с увеличением расстояния от поверхности. Лазерная обработка создаёт в приповерхностном слое нанопористую структуру. Определены температурно-скоростные режимы обработки, при которых происходит преимущественное образование нанопор канального типа шириной 100 нм, которые формируют нанопористую сеть. Проведено измерение виброскорости образцов. Вне зависимости от частоты внешнего лазерного воздействия максимальные значения виброскоростей имеют место при практически одинаковых частотах, соответствующих частотам собственных колебаний. При таких условиях происходит образование нанопористых структур. Применение демфирующего устройства приводит к снижению значений виброскоростей на порядок, а образования нанопор в металлическом материале не происходит.

Обработка лазерная, материал металлический, структура нанопористая, образование, виброскорость.

Изделия из неметаллических нанопористых материалов на основе полимеров, стекла, керамики и графита получают достаточно широкое распространение [1-3]. В отличие от вышеперечисленных материалов, металлические обладают улучшенными физико-механическими и технологическими свойствами: механической прочностью, термостойкостью, тепло- и электропроводностью; имеют повышенную химическую стойкость [4, 5]. Подобное структурирование металлических материалов имеет перспективы при создании оптоэлектронных устройств и высокочувствительных сенсоров. Однако существующие методы и технологии синтеза нанопористых металлических материалов имеют существенные технологические ограничения по стабильности размеров пор, а изготавливаемые изделия характеризуются относительно высокой стоимостью и пониженными механическими свойствами при

ударе, изгибе и других деформациях и, вследствие этого, в настоящее время не получили достаточно широкого применения [6-9].

В работах [10-12] зафиксирован эффект значительного повышения скорости перемещения атомов в твёрдой фазе металлов и сплавов в процессах механико-химико-термической обработки. Причиной интенсификации массопереноса является нестационарная локальная деформация, вызываемая высокоэнергетическим внешним воздействием. Используя подобный подход, впервые в работах [13, 14] показали возможность создания лазерным импульсно-периодическим воздействием нанопористой структуры со средним размером нанопор 40...50 нм в приповерхностном слое двухкомпонентного сплава типа твёрдый раствор. В настоящей работе экспериментально исследованы особенности формирования нанопористых структур в сплаве системы

Cu-Zn при воздействии на его поверхность лазерного излучения.

Исследуемый материал и применяемое оборудование

В качестве модельного материала выбран двухкомпонентный Cu-Zn сплав латунь Л62, содержащий 60,5...63,5 % меди, особенностью которого является значительная концентрация цинка, имеющего более высокую упругость паров. Важным преимуществом использования данного сплава в качестве модельного материала при проведении экспериментальных исследований является то, что снижение концентрации цинка на поверхности можно наблюдать визуально, т.к. латунь меняет свой цвет с исходного жёлтого на красный. Исследовались образцы из латуни размером 70×20×2 мм. Образцы либо размещались на подложке из материала с низкой теплопроводностью, либо фиксировались в установочное приспособление при минимальной площади контакта с держателями. Поверхности образцов до лазерного воздействия специальной обработке не подвергались.

Энергетическое воздействие осуществлялось газовым CO₂-лазером ROFIN DC 010 с выходной мощностью от 100 до 1000 Вт и диаметром выходного пучка 20 мм. Исходное излучение было преобразовано в световое пятно с равномерной плотностью мощности с помощью дифракционного оптического элемента (ДОЭ), выполняющего его необходимую фокусировку [15-17]. Контроль температуры в зоне нагрева осуществлялся бесконтактным пирометром «Кельвин-1300 ЛЦМ» с диапазоном измерения температур от 600 до 1600 К.

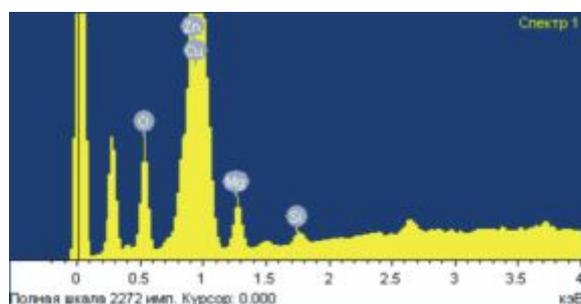
Результаты экспериментальных исследований

Исследовалось воздействие лазерного излучения для создания нанопористой структуры в Cu-Zn сплаве. Выяснялись условия образования нанопор

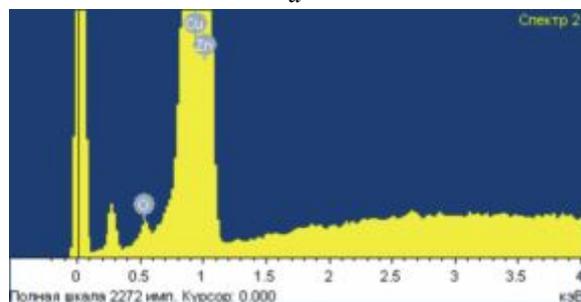
преимущественно канального типа при увеличении глубины области образования нанопористой структуры до 40...45 мкм. Установлено, что воздействие лазерным импульсно-периодическим излучением с частотой следования импульсов до 5000Гц при температуре, не превышающей температуру плавления, позволяет формировать устойчивое напряжённое состояние на поверхности образцов. Осуществлялась лазерная обработка прямоугольной области 20×5 мм на поверхности металлического материала. Определено, что воздействие лазерного излучения с равномерной плотностью мощности, изменяемой в пределах 3...4·10⁶ W/m², на двухкомпонентный металлический сплав типа твёрдый раствор системы Cu-Zn, один из компонентов которого имеет более высокую упругость паров, вызывает изменение рельефа поверхности. В зависимости от температурно-скоростных режимов, а также длительности лазерного воздействия эти изменения проявляются как в образовании и развитии углублений с клинообразным поперечным сечением, так и в сглаживании рельефа. После лазерного воздействия на поверхности металлического материала формируется структура, содержащая достаточно равномерно распределённые по площади открытые поры различных форм: от овальной до неправильной. Образуются также разветвлённые поры, имеющие своеобразную дендритную структуру.

При проведении такой лазерной обработки достигнуто значительное уменьшение концентрации в сплаве компонента с относительно высокой упругостью паров. В процессе нагрева лазерным излучением наблюдалось изменение цвета образцов из латуни с исходного жёлтого на красный, что свидетельствует о снижении концентрации цинка на поверхности. Анализ элементного состава поверхности образцов из двухкомпонентного металлического сплава типа твёрдый раствор системы Cu-Zn латуни Л62 после лазерного

воздействия с высокой частотой следования импульсов, проведённый при использовании аналитического растрового электронного микроскопа VEGA\ SB, Tescan и системы электронно-зондового энергодисперсионного микроанализа INCA Energy SEM, Oxford Instrument, показал увеличение относительного содержания меди с 63 % до 92 % и снижение доли цинка с 36 % до 7 %. Результаты анализа элементного состава поверхности и соотношение компонентов сплава в пересчёте на компактный материал до и после лазерного воздействия представлены на рис. 1.



а



б

Рис. 1. Результаты анализа элементного состава поверхности: до (а) и после (б) лазерного воздействия

Для изучения структуры приповерхностного слоя медно-цинкового сплава сначала исследовали поверхность шлифа, не повергнутого травлению, затем – протравленного и повторно полированного. Исследования проводились с помощью поляризационно-оптического микроскопа Neophot-30. Структура приповерхностного слоя медно-цинкового сплава Л62 после проведения лазерного воздействия представлена на рис. 2. В результате исследования методом оптической микроскопии структуры сплава на

шлифах с плоскостью, выполненной под углом 5° к обработанной поверхности, установлено следующее.

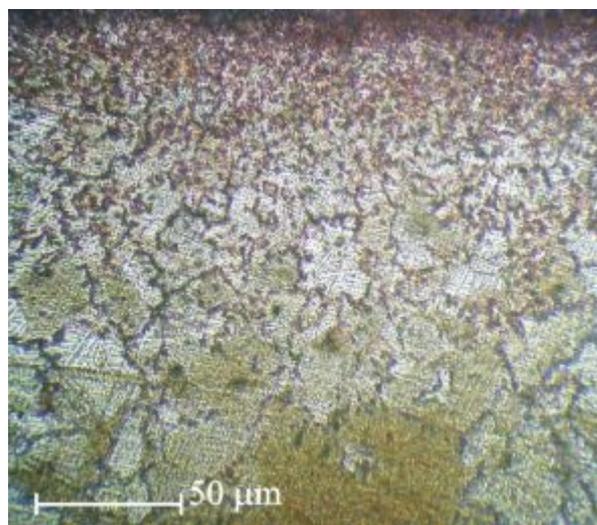


Рис. 2. Структура приповерхностного слоя медно-цинкового сплава Л62 после проведения лазерного воздействия. Протравленный шлиф, поверхность шлифа выполнена под углом около 5° к обработанной поверхности

В поперечном сечении поры ориентированы от поверхности вглубь металла. Около поверхности плотность пор выше, поры имеют достаточно сложную форму, занимают приблизительно половину площади зёрен. Около поверхности материала поры часто соединяются между собой через сужения. В приповерхностном слое поры формируются преимущественно по границам зёрен и блоков, в результате чего происходит создание новых границ и, как следствие, измельчение зерна. Внутри зёрен наблюдаются закрытые поры преимущественно овальной формы с микронеровностями в виде выступов и впадин. Такие поры занимают значительно меньший объём, чем разветвлённые поры.

Исследования микроструктуры обработанного материала показали, что концентрация пор уменьшается с увеличением расстояния от поверхности вглубь материала. Лазерная обработка создаёт в приповерхностном слое нанопористую структуру. Определены температурно-

скоростные режимы обработки, при которых происходит преимущественное образование нанопор канального типа шириной 100 нм, которые формируют нанопористую сеть. Равномерно распределённые по поверхности субзёрен нанопоры имеют относительно стабильные размеры и форму. На рис. 3 представлено изображение характерных нанопор канального типа шириной до 100 нм.

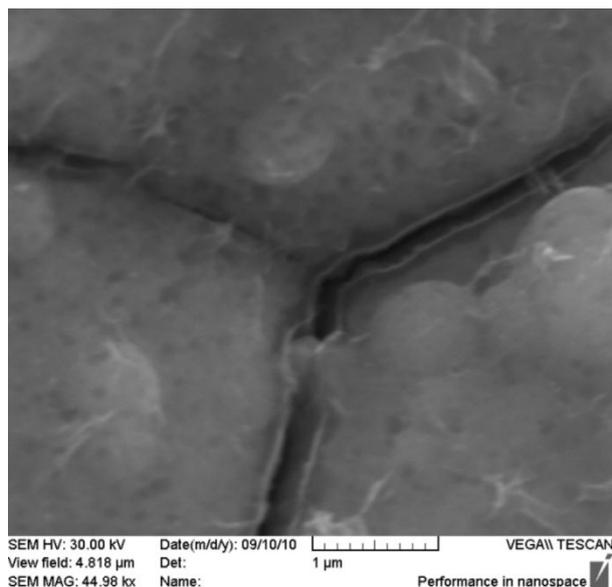


Рис. 3. Изображение характерной нанопоры канального типа шириной 100 нм

С помощью цифрового вибрметра PDV 100 проводили измерение виброскорости. Измеряемый частотный диапазон составлял 0,5...16000 Гц. При внешнем воздействии лазерного излучения с

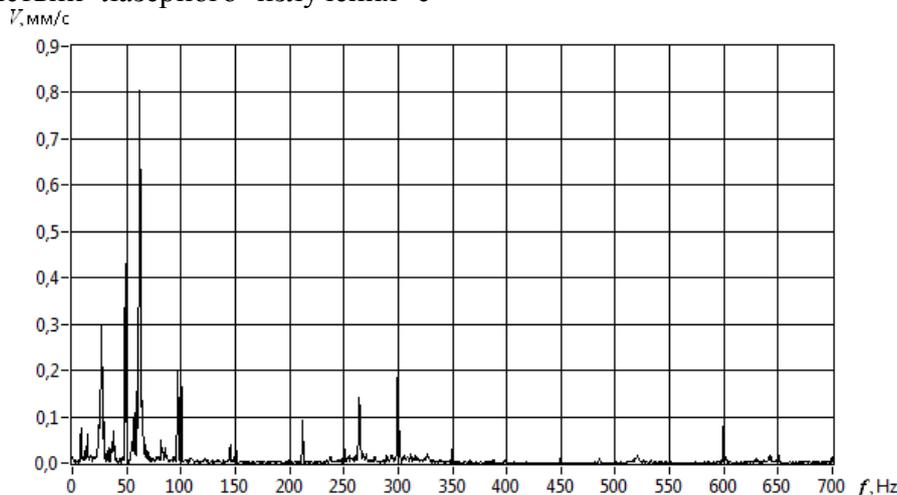


Рис. 4. Спектр виброскорости образца при лазерном воздействии с частотой 100 Гц

частотой 100; 1000; 5000 Гц исследовались вынужденные колебания образцов из латуни Л62. Установлено, что вне зависимости от частоты внешнего лазерного воздействия максимальные значения виброскоростей V имели место при практически одинаковых частотах, соответствующих частотам собственных колебаний. Установлено, что на частотах f более 700 Гц значения виброскоростей не превышало 0,0035 мм/с. С повышением температуры нагрева наблюдался некоторый сдвиг частотного диапазона в сторону больших значений, что можно объяснить изменением модуля нормальной упругости. Спектр виброскорости представлен на рис. 4. При таких условиях происходит образование нанопористых структур. Применение демфирующего устройства приводит к снижению значений виброскоростей на порядок (рис. 5). В этом случае образования нанопор в металлическом материале не происходит.

Заключение

Исследовано воздействие лазерного излучения для создания нанопористой структуры в Cu-Zn сплаве. Выявлены условия образования нанопор преимущественно канального типа при увеличении глубины области образования нанопористой структуры до 40...45 мкм.

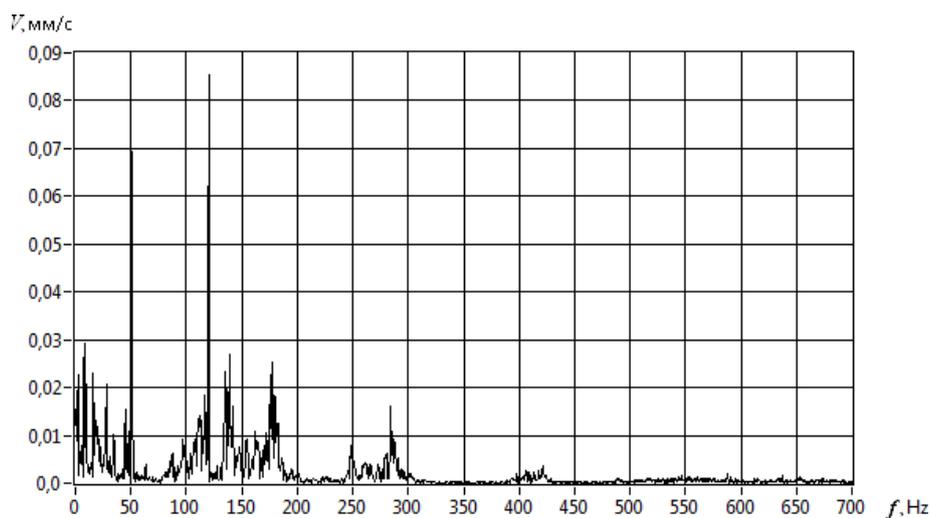


Рис. 5. Спектр виброскорости образца при применении демфирующего устройства

Осуществлена обработка прямоугольной области 20×5 мм на поверхности металлического материала воздействием лазерного излучения с равномерной плотностью мощности, изменяемой в пределах $3 \dots 4 \cdot 10^6$ W/m². При проведении лазерной обработки достигнуто значительное уменьшение концентрации в сплаве компонента с относительно высокой упругостью паров (цинка). Анализ элементного состава поверхности образцов из двухкомпонентного металлического сплава типа твёрдый раствор системы Cu-Zn латуни Л62 после лазерного воздействия с высокой частотой следования импульсов показал увеличение относительного содержания меди с 63 % до 92 % и снижение доли цинка с 36 % до 7 %.

Исследования структуры приповерхностного слоя медно-цинкового сплава Л62 после проведения лазерного воздействия показали, что в поперечном сечении поры ориентированы от поверхности вглубь металла, концентрация пор уменьшается с увеличением

расстояния от поверхности. Лазерная обработка создаёт в приповерхностном слое нанопористую структуру. Определены температурно-скоростные режимы обработки, при которых происходит преимущественное образование нанопор канального типа шириной 100 нм, которые формируют нанопористую сеть. Проведено измерение вибрационных характеристик образцов. Установлено, что вне зависимости от частоты внешнего воздействия максимальные значения виброскоростей имеют место при практически одинаковых частотах, соответствующих частотам собственных колебаний. При таких условиях происходит образование нанопористых структур. Применение демфирующего устройства приводит к снижению значений виброскоростей на порядок. В этом случае образования нанопор в металлическом материале не происходит.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ.

Библиографический список

1. Chakravarty R., Dash A. Role of nanoporous materials in radiochemical separations for biomedical applications // Journal of Nanoscience and Nanotechnology. 2013. V. 13, no. 4. P. 2431-2450.
2. Lu S. Nanoporous and nanostructured materials for catalysis, sensor, and gas separation applications // Journal of Nanomaterials. 2006. V. 2006. Article number 48548.
3. Dong C., Zhong M., Li L., Huang T., Ma M. Fabrication and functionalization of tunable nanoporous copper structures by hybrid laser deposition and chemical

dealloying // *Science of Advanced Materials*. 2012. V. 4, no. 2. P. 204-213.

4. Jia. F.L., Yu C.F., Deng K.J., Zhang L.Z. Nanoporous metal (Cu, Ag, Au) films with high surface area: General fabrication and preliminary electro-chemical performance // *Journal of Physical Chemistry C*. 2007. V. 111, no. 24. P. 8424-8431.

5. Shin H.C., Dong J., Liu M. Nanoporous structures prepared by an electro-chemical deposition process // *Advanced Materials*. 2003. V. 15, no. 19. P. 1610-1614.

6. Murzin S.P. Increasing the efficiency of laser treatment of materials using elements of computer optics // *Journal of Advanced Materials*. 2003. V. 10, no. 2. P. 181-185.

7. Мурзин С.П., Трегуб В.И., Осетров Е.Л., Никифоров А.М. Формирование нанопористых структур металлических материалов циклическим упруго-пластическим деформированием при лазерном воздействии // *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*. 2010. Т. 12, № 4(1). С. 182-185.

8. Мурзин С.П. Разработка способов интенсификации формирования нанопористых структур металлических материалов селективной лазерной сублимацией компонентов сплавов // *Компьютерная оптика*. 2011. Т. 35, № 2. С. 175-179.

9. Мурзин С.П., Осетров Е.Л., Никифоров А.М. Сварка жаропрочных и жаростойких сплавов на никелевой основе импульсным лазерным излучением // *Известия Самарского научного центра РАН*. 2008. Т. 10, № 3. С. 884-886.

10. Meshkov Yu.Ya., Gertsriken D.S., Mazanko V.F. Mechanism of accelerated mass transfer in metals under pulse loading // *Metal Physics and Advanced Technologies*. 1997. V. 16, № 4. P. 431-433.

11. Gertsriken D.S., Ignatenko A.I., Mazanko V.F., Mironova O.A., Fal'chenko Yu.V., Kharchenko G.K. Determining the duration of mass transfer and the temperature of metal subjected to pulsed deformation // *Physics of Metals and Metallography*. 2005. V. 99, no. 2. P. 187-193.

12. Pogorelov A.E., Ryaboshapka K.P., Zhuravlyov A.F. Mass transfer mechanism in real crystals by pulsed laser irradiation // *Journal of Applied Physics*. 2002. V. 92, no. 10. P. 5766-5771.

13. Kazanskiy N.L., Murzin S.P., Osetrov Y.L., Tregub V.I. Synthesis of nanoporous structures in metallic materials under laser action // *Optics and Lasers in Engineering*. 2011. V. 49, no. 11. P. 1264-1267.

14. Murzin S.P. Exposure to laser radiation for creation of metal materials nanoporous structures // *Optics and Laser Technology*. V. 48. P. 509-512.

15. Мурзин С.П., Меженин А.В., Осетров Е.Л. Расчёт температурных полей в конструкционных материалах в программном комплексе STAR-CD // *Известия Самарского научного центра РАН*. 2008. Т. 10, № 3. С. 767-771.

16. Казанский Н.Л., Мурзин С.П., Ключков С.Ю. Формирование требуемого энергетического воздействия при лазерной обработке материалов с применением фокусаторов излучения // *Компьютерная оптика*. 2005. № 28. С. 89-93.

17. Murzin S.P., Kazanskiy N.L. Laser-aided formation of nanoporous structures in metal materials with the application of DOE-based optical systems // *International Conference on Lasers, Applications, and Technologies (LAT 2013)*. 2013. Moscow, Russia. Paper no. LFI3.

Информация об авторе

Мурзин Сергей Петрович, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, руководитель научно-образовательного центра лазерных систем и технологий, Самарский государственный

аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: murzin@ssau.ru. Область научных интересов: лазерные технологии и нанотехнологии, лазерная физика и оптика.

DETERMINATION OF THE CONDITIONS OF NANOPOROUS STRUCTURES FORMATION IN METAL MATERIALS BY PULSE-PERIODIC LASER TREATMENT

© 2014 S.P. Murzin

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The influence of the laser treatment to create a nanoporous structure in copper-zinc alloy has been searched. Laser treatment of pulse-periodic radiation enables to form a stable stress state on the sample surface at a temperature that does not exceed the melting point. The conditions of nano-pores formation mainly of the channel-type with the depth of the area of nanoporous structure formation not less than 40-45 μm has been ascertained. The re-researches of the surface layer structure of the copper-zinc alloy L62 after laser treatment have shown that in the cross-section the pores are oriented from the surface to the deep of metal and the pores concentration is decreasing with an increase of distance from the surface. The laser treatment creates a nanoporous structure in the surface layer. Temperature and speed modes of treatment which mainly cause the channel-type nanopores formation with a width ~ 100 nm, which form a nanoporous network, are determined. Likewise the vibration speed measurements of the samples were carried out. Regardless of the external laser exposure frequency the maximum values of the vibration speed occur at almost the same frequencies corresponding to the natural oscillation frequencies, under such conditions the nanoporous structures are formed. Damping device application significantly reduces the vibration speed values. In this case, the formation of the nanopores in the metal material does not occur.

Laser treatment, metal material, nanoporous structure, forming, velocity.

References

1. Chakravarty R. Dash A. Role of nanoporous materials in radiochemical separations for biomedical applications // *Journal of Nanoscience and Nanotechnology*. 2013. V. 13, no. 4. P. 2431-2450.
2. Lu S. Nanoporous and nanostructured materials for catalysis, sensor, and gas separation applications // *Journal of Nanomaterials*. 2006. V. 2006. Article number 48548.
3. Dong C., Zhong M., Li L., Huang T., Ma M. Fabrication and functionalization of tunable nanoporous copper structures by hybrid laser deposition and chemical dealloying // *Science of Advanced Materials*. 2012. V. 4, no. 2. P. 204-213.
4. Jia. F.L., Yu C.F., Deng K.J., Zhang L.Z. Nanoporous metal (Cu, Ag, Au) films with high surface area: General fabrication and preliminary electro-chemical performance // *Journal of Physical Chemistry C*. 2007. V. 111, no. 24. P. 8424-8431.
5. Shin H.C., Dong J., Liu M. Nanoporous structures prepared by an electro-chemical deposition process.// *Advanced Materials*. 2003. V. 15, no. 19. P. 1610-1614.
6. Murzin S.P. Increasing the efficiency of laser treatment of materials using elements of computer optics // *Journal of Advanced Materials*. 2003. V. 10, no. P. 181-185.
7. Murzin S.P., Tregub V.I., Osetrov E.L., Nikiforov A.M. Nanoporous structure formation in metal materials by cyclic plastoelastic deformation with laser action // *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN*. 2010. V. 12, no. 4(1). P. 182-185. (In Russ.)
8. Murzin S.P. The research of intensification's expedients for nanoporous structures formation in metal materials by the selective laser sublimation of alloy's components // *Computer Optics*. 2011. V. 35, no. 2. P. 175-179. (In Russ.)
9. Murzin S.P., Osetrov E.L., Nikiforov A.M. Welding of the high-temperature strength and heat-resistant nickel basis alloys by pulse laser radiation // *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN*. 2008. V. 10, no. 3. P. 884-886. (In Russ.)
10. Meshkov Yu.Ya., Gertsriken D.S., Mazanko V.F. Mechanism of accelerated mass transfer in metals under pulse loading // *Metal Physics and Advanced Technologies*. 1997. V. 16, no. 4. P. 431-433.
11. Gertsriken D.S., Ignatenko A.I., Mazanko V.F., Mironova O.A., Fal'Chenko Yu.V., Kharchenko G.K. Determining the duration of mass transfer and the temperature of metal subjected to pulsed deformation // *Physics of Metals and Metallography*. 2005.

V. 99, no. 2. P. 187-193.

12. Pogorelov A.E., Ryaboshapka K.P., Zhuravlyov A.F. Mass transfer mechanism in real crystals by pulsed laser irradiation // *Journal of Applied Physics*. 2002. V. 92, no. 10. P. 5766-5771.

13. Kazanskiy N.L., Murzin S.P., Osetrov Y.L., Tregub V.I. Synthesis of nanoporous structures in metallic materials under laser action // *Optics and Lasers in Engineering*. 2011. V. 49, no. 11. P. 1264-1267.

14. Murzin S.P. Exposure to laser radiation for creation of metal materials nanoporous structures // *Optics and Laser Technology*. V. 48. P. 509-512.

15. Murzin S.P., Mezhenin A.V., Osetrov E.L. Calculation of temperature fields in

constructional materials in the program complex star-cd // *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN* 2008. V. 10, no. 3. P. 767-771. (In Russ.)

16. Kazanskiy N.L., Murzin S.P., Klotchkov S.Yu. Formation of the required power exposure in the laser materials processing using radiation focusators // *Computer Optics*. 2005. No. 28. P. 89-93. (In Russ.)

17. Murzin S.P., Kazanskiy N.L. Laser-aided formation of nanoporous structures in metal materials with the application of DOE-based optical systems. In: *International Conference on Lasers, Applications, and Technologies (LAT 2013)*; 2013, June 18-22; Moscow, Russia. Paper no. LFI3.

About the author

Murzin Serguei Petrovich, Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Power Plant Automatic Systems, Head of the Research & Education Center of Laser Systems and Technologies,

Samara State Aerospace University. E-mail: murzin@ssau.ru. Area of Research: laser technology and nanotechnology, laser physics and optics.

УДК 621.822.1

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАЛОРАСХОДНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ РОТОРОВ ТУРБОМАШИН

©2014 Е.Ф. Паровай

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье описаны особенности конструкции, механизма действия и процесса проектирования малорасходных подшипников скольжения. Проведённый анализ существующих методик проектирования подшипников скольжения показывает их несовершенство и невозможность адекватного применения для определения характеристик малорасходных подшипников скольжения. Работа таких подшипников осуществляется в условиях недостаточного снабжения маслом (масляная ванна отсутствует). Эффективность предлагаемой конструкции подшипника скольжения основывается на наличие упругого подвеса вкладышей, их расточки в радиус вала, что позволяет минимизировать время работы в режиме граничного трения и повысить ресурс подшипника. Описанная в работе гидродинамическая модель рабочего зазора позволяет определять характеристики течения смазки в подшипнике. В результате расчётных исследований была создана обобщённая методика проектирования подшипников нового типа, включающая в себя этапы выбора геометрии, 3D-моделирования конструкции, создания конечно-элементных моделей узких зазоров, расчёта характеристик слоя смазки, расчёта характеристик упругого подвеса вкладышей, полипараметрическую оптимизацию конструкции. Приведены результаты расчётных исследований характеристик перспективных подшипников (эпюра давлений в рабочем зазоре, зависимости характеристик течения смазки от угла поворота вкладышей и др.), даны рекомендации по оптимизации конструкции и выбору материалов.

Подшипник скольжения, слой смазки, упругий подвес, методика проектирования.

Введение. Объектом исследования являются сегментные гидродинамические подшипники «сухого картера» с расточкой вкладышей в радиус вала и силовым замыканием рабочего зазора (ПССК). Данные подшипники с самоустанавливающимися вкладышами, выполненными на упругом подвесе из материала "металлорезина" (МР), обладают повышенными несущей способностью и ресурсом, достигающимися за счёт расточки вкладышей в радиус вала и силового замыкания рабочего зазора. Они являются наиболее выгодным решением, которое позволит существенно снизить требования к системе маслоснабжения (работа в условиях «сухого картера»), в том числе уменьшить её вес и расход смазки, повышая экономичность двигателя в целом [1]. Мероприятием по исключению «колодочного флаттера» в условиях «сухого картера» и расточки в радиус вала является силовое замыкание рабочего зазора - принудительное нагружение всех вкладышей. Та-

кой подшипник может работать без принудительной подачи масла в маслораздаточные канавки (режим «масляного голодания»).

Традиционный способ гидродинамического анализа подшипников скольжения обычно происходит на основе уравнения Рейнольдса и соответствующих эмпирических зависимостей для описания турбулентности, передачи тепла и кавитации. В работе аналитические расчёты характеристик подшипника проводились с использованием методики, предложенной В.А. Воскресенским.

Аналитические методики расчёта характеристик подшипников скольжения несовершенны (двухитерационность, использование таблиц и аппроксимация их данных между расчётными значениями, влияния выбранной модели турбулентности, отклонения характеристик смазки и прочее).

В случаях подшипников сложной геометрии, в том числе для тяжёлых газо-

вых турбин, этот аналитический метод, основанный на решении уравнения Рейнольдса, имеет свои очевидные ограничения в отношении точного описания рециркуляции потока, смешивания, баланса масс. Эти ограничения можно обойти, применяя средства вычислительной гидродинамики (CFD - computational fluid dynamic). Точность расчётов, проведённых средствами CFD, является высокой.

В настоящее время не существует методики проектирования ПССК, учитывающей особенности их конструкции и максимально использующей современные расчётные средства (CFD). Более того, экспериментальная доводка ПССК проблематична из-за многочисленности факторов, определяющих их характеристики. Поэтому разработка достоверных методов расчёта является важнейшей составляющей при создании и развитии теории проектирования ПССК.

Преимущества и особенности ПССК. Для обеспечения самоустановки вкладышей подшипника, компенсирующей перекос вдоль и поперёк оси вала, используется упругий подвес.

Предлагаемый вариант конструкции гидродинамического сегментного подшипника включает в себя элемент (кольцо / вкладыш) из пористого материала металлорезина (МР), на котором (которых) осуществляется упругий подвес вкладышей подшипника. Он позволяет осуществить так называемое силовое замыкание рабочего зазора (по сути, принудительное нагружение всех вкладышей), тем самым избавив систему от возникновения подшипниковых автоколебаний («колодочного флаттера»). Материал упругого подвеса позволяет поворачиваться вкладышам в радиальном направлении во время работы подшипника и занимать оптимальное рабочее положение. Слой материала МР сминается под действием нагрузки, возникающей в подшипнике, обеспечивая поворот вкладышей.

Предлагаемые подшипники предназначены для эксплуатации на больших окружных скоростях вращения вала, об-

ладают высокой несущей способностью. Благодаря расточке вкладышей в радиус вала режим жидкостного трения осуществляется сразу с раскруткой вала. Упруго-демпфирующие свойства материала МР исключают «колодочный флаттер». Слой материала упругого подвеса прогибается под действием нагрузки, возникающей в подшипнике, обеспечивая поворот вкладышей.

Подшипники скольжения очень чувствительны к перекосам ротора, поэтому необходимо обеспечивать высокую соосность опор. Одним из способов такого обеспечения является использование литой конструкции корпуса вместо сварной. В работе подшипники будут подвергаться меньшим динамическим нагрузкам, что повышает ресурс опорных узлов. С целью регулирования маслоснабжения в конструкции узла могут использоваться расходные дроссели (жиклёры) для каждого вкладыша.

Одним из преимуществ компоновки двигателя на ПССК являются упрощение конструкции путём отказа от систем наддува, осевой разгрузки, охлаждения, герметизации. Фиксированное значение расхода смазки и многократность её использования повышают экономичность двигателя, а возможность изменения характеристик подшипника за счёт смены жиклёров повышает универсальность подшипников [2].

Моделирование ПССК. При построении сеточных моделей были использованы возможности мощного сеточного генератора ICEM CFD и среды CAE-моделирования ANSYS, где конечно-элементная сетка прорабатывалась вручную.

Такой подход к созданию конечно-элементных моделей был обусловлен малыми величинами рабочего зазора подшипника (5-15 мкм), жёсткими требованиями расчётной гидродинамики к форме и соотношению сторон конечных элементов, обязательным наличием пристеночного слоя элементов, которым учитываются вихревые явления и отрыв жидкости

от стенок модели. В процессе работы также была создана методика наложения сетки конечных элементов на гидродинамические модели сверхузких зазоров [3].

В ряде расчётов была использована функция введения в модель подвижного твёрдого тела Rigid Body (имитация «всплытия» вала в подшипнике) и использования деформируемой сетки конечных элементов переменной жёсткости. В расчётах была применена модель деформации сетки Displacement Diffusion, в которой задавалась повышенная жёсткость деформируемой сетки около поверхностей (пристеночный слой). Выбранные

модели турбулентности и теплопередачи в значительной степени влияли на характер сходимости расчёта и на конечный результат, также как и качество конечно-элементной сетки.

В результате расчётов были получены распределения давлений в зазоре подшипников с аксиальной расточкой вкладышей (традиционная конструкция) и с расточкой вкладышей в радиус вала (рис. 1). Пример картины распределения давления смазки по зазору ПССК показан на рис. 2.

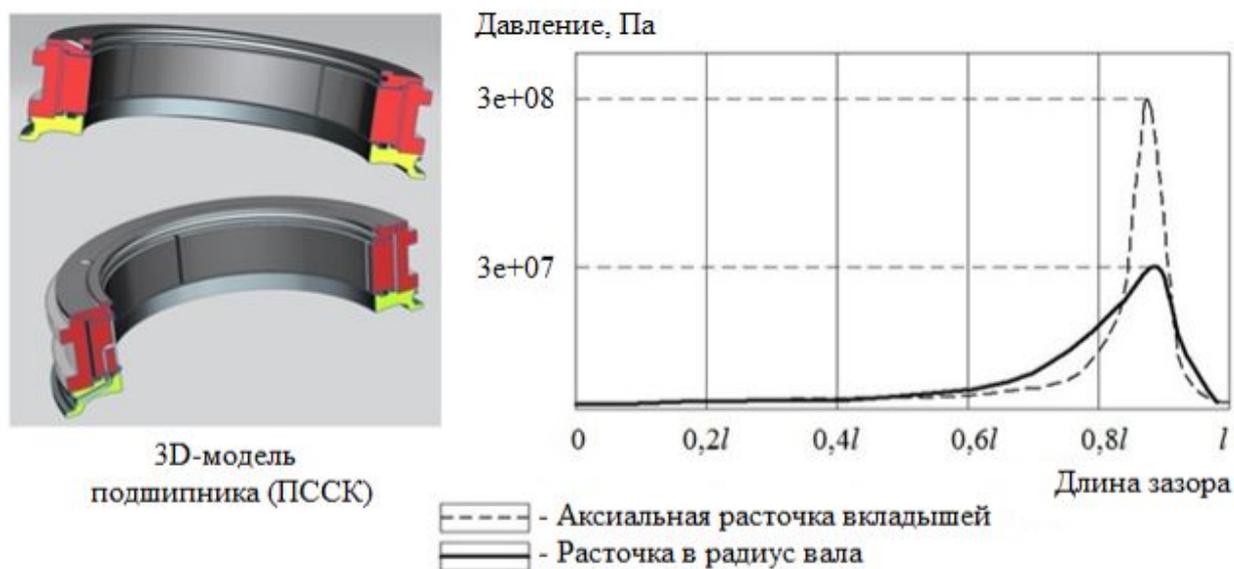


Рис. 1. Распределение давления смазки по длине вкладыша подшипника

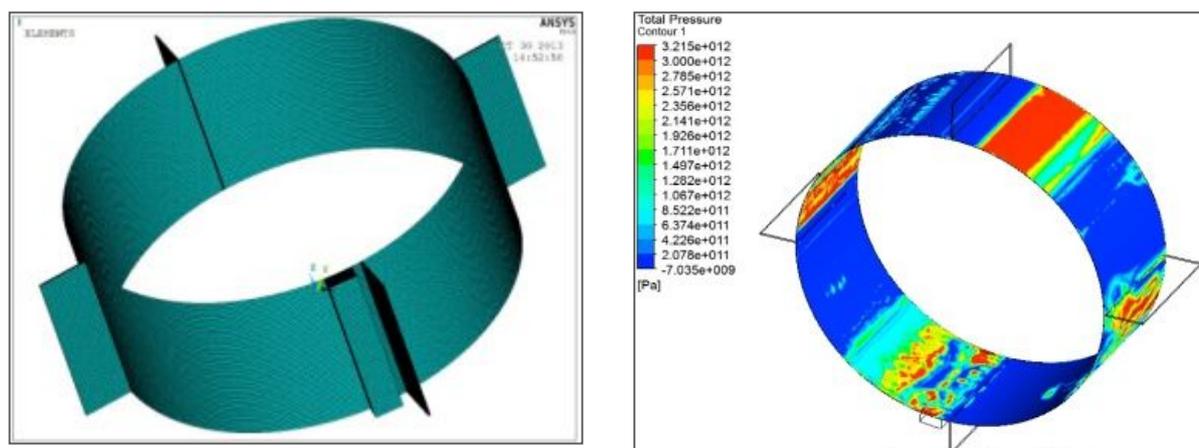


Рис. 2. КЭ-модель и распределение давления смазки по зазору подшипника

В процессе расчётов был подтверждён эффект «самоподачи смазки» (нали-

чие области отрицательных давлений в передней области вкладыша - он «засасы-

вает» смазку в рабочий зазор). При проектировании перспективных сегментных подшипников скольжения одним из этапов расчётных работ является этап определения и оптимизации характеристик упруго-демпферного подвеса вкладышей. Результаты гидродинамического расчёта характеристик течения смазки в рабочем зазоре подшипника, а именно распределение давления по рабочему зазору, являются входными данными для определения параметров материала упругого подвеса. Оптимизация данных характеристик является необходимым условием механизма поворота вкладышей на упругом подвесе. Разработанная методика строится на модели В.Н. Бузицкого и А.А. Тройникова для материала МР [4]. Исходные параметры включают в себя: K_1 и K_2 – согласующие постоянные; σ_{Tu} , $\bar{\sigma}_{Tu}$ – предел текучести и относительный предел текучести материала проволоки; H_c – высота образца в свободном состоянии; S – площадь поперечного сечения образца; \bar{A}_0 – относительный осевой натяг образца; $\bar{\rho}_c$ – относительная плотность; $\bar{\rho}_z$ – относительная плотность заготовки; \bar{d}_u – относительный диаметр проволоки. Через перечисленные исходные данные, а также

E_u (модуль упругости материала); относительный диаметр проволоки \bar{d}_u и определённые с помощью расчёта значения $\bar{\rho}_c$, T_n и a_n находятся требуемые характеристики материала МР, в том числе и диаметр проволоки δ_P .

Исследование характеристик описанной модели позволяет оптимизировать параметры упругого подвеса по величинам осевого натяга, относительного диаметра проволоки, диаметра спирали, характеристик материала.

Результаты исследований. В результате расчётных исследований была создана обобщённая методика проектирования подшипников нового типа, включающая в себя этапы выбора геометрии, 3D-моделирования конструкции, создания конечно-элементных моделей узких зазоров, расчёта характеристик слоя смазки, расчёта характеристик упругого подвеса вкладышей, полипараметрическую оптимизацию конструкции. В итоге проводится Fluid-structure interaction (FSI) расчёт системы «упругий подвес - вкладыш – рабочий зазор – вал». Результаты исследования влияния угла поворота вкладыша подшипника на характеристики течения смазки в рабочем зазоре представлены на рис. 3.

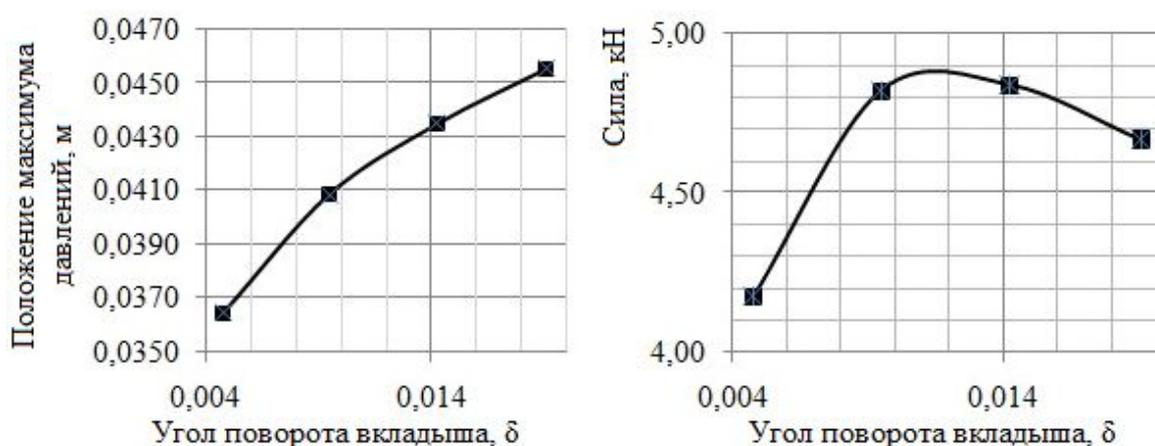


Рис.3. Зависимость максимального давления и силы от величины зазора

Зависимость силы от угла поворота имеет максимум, что свидетельствует о наличии оптимального значения рабочего угла поворота нагруженного вкладыша

δ_{opt} . График максимума давлений приближается к максимальной величине давлений, превысить которую с данными

конструкцией рабочего зазора и эксплуатационными характеристиками невозможно. Полученные результаты, отвечающие на вопросы о поведении смазки в сверхузких зазорах (5-15 мкм), подтверждают высокие ресурсные характеристики подшипника.

Созданная методика проектирования позволяет спроектировать и рассчитать любой сегментный гидродинамический подшипник. Предлагаемая методика расчёта параметров упругого подвеса позволяет на этапе проектирования определить диаметр проволоки и требуемую плотность материала.

Обсуждение. Установка в стационарную газотурбинную установку подшипников скольжения вместо роликовых подшипников позволяет без серьёзного изменения конструкции увеличить динамическую устойчивость ротора и ресурс турбины. Результаты испытаний [1] показали, что оптимальной является конструкция ПССК с четырьмя вкладышами, кроме того, результаты измерений и расчётов подшипников схожей конструкции дают материал для дальнейших исследований [5].

Существующие методики расчёта не могут быть применены из-за отличия в конструкции подшипника. Созданная методика проектирования ПССК учитывает особенности конструкции и механизма работы данных подшипников. Методика позволяет устранить неточности, возникающие при использовании известных аналитических методик [6].

Проведённый анализ распределения давлений в зазоре подшипников с аксиальной расточкой вкладышей (традиционная конструкция) и с расточкой вкладышей в радиус вала (рис. 1) показал следующее. Вид зависимостей совпал с теоретическими для сегментных подшипников с самоустанавливающимися вкладышами [7]. Характер распределения давлений в случае расточки вкладышей в радиус вала более сглаженный (реализация «наполненной» эпюры), в случае аксиальной расточки - «пиковый», макси-

мальное значение давления почти в два раза выше, чем для расточки в радиус вала. Такие же данные для традиционного подшипника были получены в работах С.А. Чернавского и А. Камерона. Более сглаженное распределение давлений в слое смазки подшипника свидетельствует о повышенном ресурсе таких подшипников. Это было подтверждено в ходе экспериментальных исследований подшипников с расточкой вкладышей в радиус вала [1].

Разработанная в ходе исследований математическая модель материала МР позволяет эффективно решать проблемы виброзащиты. Модель позволяет определять требуемые характеристики материала упругого подвеса при проектировании подшипника. Но для эффективного расчёта системы необходима конечно-элементная модель материала МР. В этом случае будет создана комплексная конечно-элементная модель системы «рабочий зазор – вкладыш – упругий подвес», которая позволит решать сопряжённые задачи гидродинамики, теплового анализа и деформирования.

Заключение.

1. В процессе исследований была разработана математическая модель системы «рабочий зазор – вкладыш – упругий подвес» и методика проектирования гидродинамического подшипника с упругим подвесом вкладышей.

2. Разработанная математическая модель поведения системы «рабочий зазор – вкладыш – упругий подвес» позволяет на основе результатов расчётов характеристик течения смазки в рабочем зазоре подшипника и величины, воспринимаемой подшипником, найти оптимальные значения параметров материала «металлический аналог резины». В работе было использовано сочетание аналитических методик расчёта и современных программных средств, таких как ANSYS CFX, ANSYS Mechanical, ICEM CFD, NX. Созданная методика проектирования ПССК является новой, учитывает особен-

ности конструкции и механизма работы данных подшипников.

3. Предлагаемый подшипник – эффективное решение для высоконагруженных роторов, требующих динамической устойчивости и большого ресурса подшипника. В составе литой опоры подшипник скольжения «сухого картера» с расточкой вкладышей в радиус вала

может послужить эффективной заменой подшипникам качения и подшипникам скольжения традиционной конструкции.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Проектирование сегментных гидродинамических подшипников скольжения - сухого картера с расточкой вкладышей в радиус вала и силовым замыканием рабочего зазора. Технический отчет НИР: исполнитель ОАО СКБМ и др. Самара: ОАО СКБМ, 2008. 133 с.

2. Паровой Е.Ф., Фалалеев С.В. Гидродинамический подшипник в составе свободной турбины ГТД наземного применения // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева. № 2(25). 2013. С. 88-92.

3. Паровой Е.Ф., Гордеев В.Б. и др. Проектирование гидродинамического подшипника авиационного двигателя // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2012. № 3(34), ч. 2. С.107-111.

4. Бузицкий В.Н. и др. Расчёт втулоч-

ных амортизаторов из материала МР, работающего на сжатие // Сборник науч. трудов «Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов». Вып. 3. Куйбышев: КуАИ, 1976. С. 15-21.

5. Tschoepe D.P., Childs D.W. Measurements versus Predictions for the Static and Dynamic Characteristics of a Four-Pad, Rocker-Pivot, Tilting-Pad Journal Bearing // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2014. V. 136, no. 5. Article number 052501

6. Bruce R.W. Handbook of Lubrication and Tribology (Theory and Design, Second Edition). CRC Press Taylor & Francis Group, 1224 p.

7. Воскресенский В.А., Дьяков В.И., Зиле А.З. Расчёт и проектирование опор жидкостного трения: справочник. М.: Машиностроение, 1983. 232 с.

Информация об авторе

Паровой Елена Фёдоровна, аспирант кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследователь-

ский университет). E-mail: selena_pa@mail.ru. Область научных интересов: гидродинамические подшипники, моделирование процессов течения смазки в узких зазорах, теория металлорезины.

DESIGNING OF LOW-FLOW RATE SLIDER BEARINGS FOR TURBOMACHINERY ROTORS

©2014 Ye.F. Parovay

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

In this paper, constructions' peculiarities and an action mechanism are described as well as a design process of low demand sliding bearings. The analysis of the existing design methodologies shows their imperfections and impossibility adequately applying for characterization of low-flow sliding bearings. These bearings is operated under low lubrication supply (no oil bath). Efficiency of the proposed design of the sliding bearing is based on availability of the elastic suspension, bushings' bore in the radius of the shaft, which minimizes the time of boundary friction and increases the bearing life. Described hydrodynamic model of the working gap allows to determine the characteristics of the oil-flow. As a result of computational research has been established a generalized designing method for new type of bearing, comprising stages: geometry choice, 3D-design, finite element models of the narrow gaps creation, the calculation of the oil-flow characteristics, calculating the characteristics of the elastic suspension, polycriterial optimization. Also shows the results of computational research of bearing's characteristics (diagram of pressure, depending the characteristics of the flow of lubricant on the angle of bushings, etc.). Recommendations are given for optimizing the design and choice of materials.

Sliding bearing, a lubricant layer, elastic suspension, design methodology.

References

1. Proektirovaniye segmentnykh gidrodinamicheskikh podshipnikov skoljeniya sukhovo kartera [Designing of segmental hydrodynamic sliding bearings of dry crankcase]. Technical report. Samara, JSC SKBM, 2008. 133 p. (In Russ.)
2. Parovay E.F., Falaleev S.V. Hydrodynamic bearing as a part of a free turbine GTE of a ground application // Vestnik RGATU. 2013. No. 2(25). P. 88-92. (In Russ.)
3. Parovay Ye.F., Gordeev V.B., Falaleev S.V. Designing of the aviation engine's hydrodynamic bearing // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2012. No. 3(34), part 2. P. 107-111. (In Russ.)
4. Buzickij V.N., Trojnikov A.A. Raschet vtulochnykh amortizatorov iz materiala MR, rabotaustsego na sjatie // Cbornik nauch. trudov «Vibratsionnaya prochnost' i nadezhnost' dvigateley i sistem letatel'nykh apparatov». V. 3. Kuybyshev: KuAI Publ., 1976. P. 15-21. (In Russ.)
5. Tschoepe D.P., Childs D.W. Measurements versus Predictions for the Static and Dynamic Characteristics of a Four-Pad, Rocker-Pivot, Tilting-Pad Journal Bearing // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2014. V. 136, no. 5. Article number 052501.
6. Bruce R.W. Handbook of Lubrication and Tribology (Theory and Design, Second Edition). CRC Press Taylor & Francis Group, 2012. 1224 p.
7. Voskresenskij V.A., Djakov V.I., Zile A.S. Raschet i proektirovaniye oporjudkostnogo treniya [The analysis and design of the fluid friction supports]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1983. 232 p.

About the author

Parovay Elena Fedorovna, postgraduate student of Aircraft Engines Design Department of Samara State Aerospace University. E-mail: selena_pa@mail.ru. Area of

Research: hydrodynamic bearings, simulation of lubricant flow in fluid films, metal analog of rubber theory.

УДК 669.018+669.224

ЗАВИСИМОСТЬ ТЕРМИЧЕСКОЙ УСТАЛОСТИ ЖАРОПРОЧНЫХ СПЛАВОВ ОТ МАКСИМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ НАГРЕВА В ЦИКЛЕ ИСПЫТАНИЙ

© 2014 Е.А. Тихомирова¹, Е.Ф. Сидохин²,

¹Открытое акционерное общество «Климов», г. Санкт-Петербург

²Конструкторское бюро «Рентгеновские приборы», г. Санкт-Петербург

Анализ результатов термоциклических испытаний жаропрочных сплавов для лопаток турбин показывает значительно меньшую долговечность N_p в том случае, когда максимальная температура (T_{max}) диапазона испытаний ($\Delta T = T_{max} - T_{min}$) выше 900°C . Рассмотрен термический цикл, включающий полуциклы охлаждения и нагрева, на протяжении которых возможно возникновение пластической деформации. Полуцикл охлаждения включает три температурных участка: интервал снятия напряжений сжатия от предшествующего полуцикла, интервал роста напряжений растяжения до уровня предела упругости (текучести) и интервал пластической деформации. Интервал снятия напряжений сжатия зависит от величины напряжений, которые достигнуты в полуцикле нагрева (при T_{max}) и равны $\sigma_{02}(T_{max})$. Для жаропрочных никелевых сплавов, предназначенных для лопаток турбин, при охлаждении от температур менее 900°C должны сниматься напряжения сжатия, которые почти на треть больше, чем при охлаждении от 1000°C , и вдвое больше, чем при 1100°C , что видно из графиков температурной зависимости предела текучести жаропрочных сплавов. Вследствие этого протяжённость интервала снятия напряжений сжатия в полуцикле охлаждения для температур T_{max} выше 900°C оказывается меньше. При этом на столько же возрастает интервал, в котором протекает пластическая деформация, достигаемая в ходе охлаждения ($\epsilon_{пл}$). В результате этого происходит снижение долговечности N_p .

Долговечность, полуцикл испытаний, предел текучести.

Термическая усталость, согласно существующим представлениям, есть растянутый во времени процесс разрушения, развивающийся вследствие стеснения свободной термической деформации материала при многократно повторяющихся теплосменах. Его рассматривают как последовательное, от цикла к циклу, накопление повреждений, приводящее материал к предельному состоянию, за которым следует этап разрушения [1]. Хотя понятие этих «мифических» повреждений определение не дано, его справедливо связывают с пластической деформацией, которая от цикла к циклу изменяет состояние субструктуры материала, формируя условия, благоприятные для зарождения и развития трещин [2]. Эмпирическая зависимость Коффина связывает долговечность материала (число циклов до разрушения N_p) с суммарной пластической деформацией $\epsilon_{пл}$ в цикле [1]: деформации сжатия при нагреве и растяжения при охлаждении. Однако при этом «суммируются» очень разные состояния субструк-

туры материала: продукт высокотемпературного сжатия и низкотемпературного растяжения. Ситуация в каждом из полуциклов представляется ещё сложнее: деформация растяжения развивается в материале с субструктурой, которая сформировалась в ходе высокотемпературного сжатия, а высокотемпературное сжатие - в материале с дефектной структурой, достигнутой при растяжении. Особенно существенно это должно проявляться, когда при термоциклических (ТЦ) испытаниях температурный диапазон цикла включает температуру резкого падения предела текучести σ_{02} . У жаропрочных никелевых сплавов такое падение наблюдается в районе 900°C . В качестве примера на рис.1 показано изменение σ_{02} с температурой у сплавов ЖС32 [3] и ВКНА-1В.

При анализе результатов термоциклических испытаний жаропрочных сплавов для лопаток турбин, например, ЖС32 [4], ЖС36 [5] и ВКНА-1В [6], обращает на себя внимание значительно меньшая долговечность N_p в том случае, когда макси-

мальная температура (T_{max}) диапазона испытаний ($\Delta T = T_{max} - T_{min}$) выше 900°C . В табл. 1, 2 приведены некоторые результаты испытаний монокристаллов этих сплавов с кристаллографической ориентировкой оси около [001], поскольку именно

она регламентирована у лопаток турбин. При этом заметим, что испытания сплавов ЖС32, ЖС36 (табл.1), с одной стороны, и сплавов ВКНА-1В, ЖС6Ф (табл.2), с другой, отличаются по характеру осуществления пластической деформации.

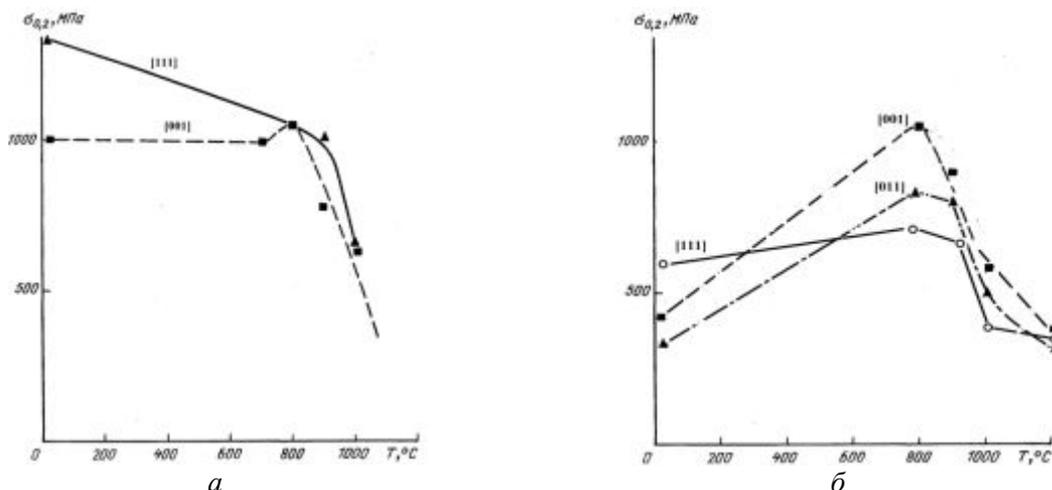


Рис.1. Температурная зависимость предела текучести σ_{02} монокристаллов жаропрочных сплавов ЖС32 (а) и ВКНА-1В (б)

Таблица 1 - Влияние максимальной температуры цикла T_{max} на долговечность корсетных образцов

№ п/п	ЖС32-ВИ [4]			№ п/п	ЖС36 [5]		
	T_{min}	T_{max}	N_p (ср)		T_{min}	T_{max}	N_p (ср)
1	150	900	2204	1	150	900	560
2	200	1050	33	2	250	1000	95
3	200	1100	24				

Таблица 2 - Влияние максимальной температуры цикла T_{max} на долговечность цилиндрических образцов

N п/п	T_{max} ($^{\circ}\text{C}$)	ВКНА-1В [6] $T_{min}=100^{\circ}\text{C}$					
		$\Delta\varepsilon$	N_p (ср)	$\Delta\varepsilon^*$	N_p (ср)	$\Delta\varepsilon^{**}$	N_p (ср)
1	850	1.12	1270	-	4580	-	7120
2	1050	1.52	61	-	872	-	3517
3	1100	1.6	242	-	1324	-	1920

$\Delta\varepsilon^*$ и $\Delta\varepsilon^{**}$ - значения $\Delta\varepsilon$ не приведены в [6], но $\Delta\varepsilon^*$ соответствует $C<\infty$, а $\Delta\varepsilon^{**}$ - $C<<\infty$

Сплавы ЖС32, ЖС36 испытывали при полном стеснении ($C \sim \infty$) плоских корсетных образцов и величине упругопластической деформации в цикле ($\Delta\varepsilon = \varepsilon_{пл} + \varepsilon_{упр}$, где $\varepsilon_{упр}$ - упругая деформация), достигавшей нескольких процентов. Сплав ВКНА-1В испытывали на цилиндрических образцах методом варьирования жёсткости нагружения, создавая при полном стеснении упругопластическую деформацию $\Delta\varepsilon = 1,12\%$ при $T_{max} = 850^{\circ}\text{C}$;

1,52% при 1050°C и 1,6% при 1100°C (по нашей оценке).

По нашему мнению, меньшая долговечность N_p в испытаниях жаропрочных никелевых сплавов (ЖНС) в том случае, когда T_{max} превышает 900°C , происходит не только из-за того, что шире интервал $\Delta T = T_{max} - T_{min}$, но также вследствие отмеченного выше существенного падения предела текучести σ_{02} . Этот эффект имеет ту же самую природу, что и снижение N_p в испытаниях с выдержкой при верхней

температуре цикла [7]. Как показано в [7], снятие достигнутых в полцикле нагрева напряжений сжатия (и $\epsilon_{упр}^{сж}$), вследствие релаксации во время выдержки при T_{max} , увеличивает в следующем затем полцикле охлаждения продолжительность температурного интервала $\Delta T_{пл}$, в котором происходит пластическая деформация, и, соответственно, увеличивает $\epsilon_{пл}$ в дополнение к тому, что получено из-за преобразования $\epsilon_{упр} \rightarrow \epsilon_{пл}$ при релаксации. В результате такого общего увеличения $\epsilon_{пл}$ долговечность N_p должна снижаться согласно принципу Коффина [7]. Аналогично по своей сути предлагаемое нами объяснение того, почему в ТЦ испытаниях ЖНС (без выдержки при T_{max}) долговечность N_p оказывается ниже, если T_{max} цикла выше 900°C . Рассмотрим схему, приведенную на рис.2, где показано изменение протяжённости температурных интервалов в полцикле охлаждения от различных T_{max} .

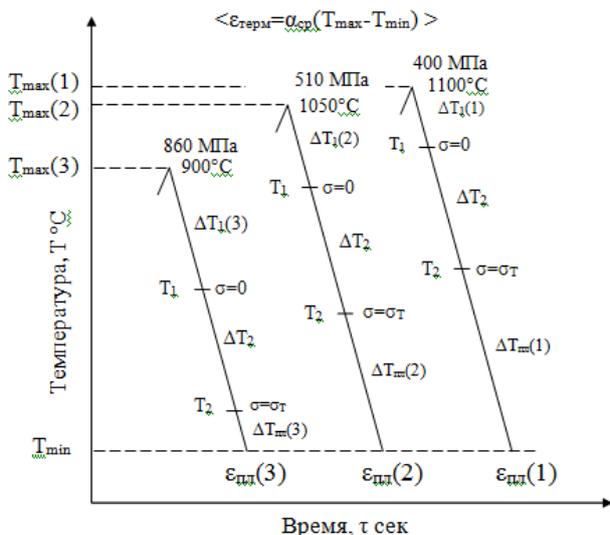


Рис.2. Схема, поясняющая увеличение продолжительности температурного интервала пластической деформации $\Delta T_{пл}$ и величины пластической деформации $\epsilon_{пл}$ при увеличении T_{max} в цикле [$\epsilon_{пл}(1) > \epsilon_{пл}(2) > \epsilon_{пл}(3)$]

Скорость изменения температуры в полциклах такова, что деформация, развивающаяся вследствие стеснения, протекает со скоростью $10^{-3} - 10^{-4}$ сек $^{-1}$. Это примерно соответствует скорости деформации изотермических механических испытаний и их последовательной упругой и пластической деформации. Принципиаль-

ным отличием неизотермических условий является сопутствующее температуре изменение предела текучести и модуля упругости испытываемого материала, что оказывается причиной многих особенностей процесса термической усталости. Полцикл охлаждения $\Delta T = T_{max} - T_{min}$, как и нагрева, включает три температурных интервала: интервал $\Delta T_1 = T_{max} - T_1$, на протяжении которого снимаются и уменьшаются до нуля напряжения сжатия от предшествующего полцикла нагрева; интервал $\Delta T_2 = T_1 - T_2$, когда напряжения растяжения растут до уровня предела упругости σ_{005} (или σ_{02}) и начала пластической деформации, и интервал $\Delta T_{пл} = T_2 - T_{min}$, когда протекает пластическая деформация, которая заканчивается по достижении T_{min} . Интервал ΔT_2 отличается при разных T_{max} (но немного) и почти одинаков при охлаждении и нагреве. Протяжённость же интервала ΔT_1 целиком зависит от величины напряжений $\sigma_{сж}$ в конце полцикла нагрева, практически равных $\sigma_{02}(T_{max})$, поскольку упрочнение при таких температурах не изменяет их сколь-нибудь существенно. Величина напряжений сжатия $\sigma_{сж}$, которые снимаются при охлаждении от разных T_{max} , у ЖНС отличается весьма существенно. Когда T_{max} менее 900°C , они почти на треть больше, чем при охлаждении от 1000°C , и вдвое больше, чем от 1100°C . Вследствие этого продолжительность интервала ΔT_1 для температур T_{max} , которые выше 900°C , оказывается меньше, но при этом на столько же возрастает интервал $\Delta T_{пл}$ (поскольку $\Delta T = \text{const}$) и увеличивается $\epsilon_{пл}$, достигаемая в ходе охлаждения. В результате этого в ТЦ испытаниях с $T_{max} = 900^\circ\text{C}$ долговечность N_p должна быть ниже в соответствии с эмпирической зависимостью Коффина. В качестве примера рассмотрим ТЦ испытания монокристаллов сплава ВКНА-1В с ориентировкой оси по [111] в интервале температур $100 \leftrightarrow 850^\circ\text{C}$ и $100 \leftrightarrow 1050^\circ\text{C}$, где, по нашей оценке, упругопластическая деформация $\Delta \epsilon$ в цикле составляла 1,2 и 1,52%, соответственно. При режиме испытаний

100↔850°C долговечность N_p была 1997 циклов, а 100↔1050°C $N_p=107$. Процесс нагрева при цикле испытаний завершался этапом пластической деформации, и можно полагать, что напряжения в конце цикла достигали $\sigma_{сж}=\sigma_{02}=670$ МПа при 850°C и 360 МПа при 1050°C, а в конце полуцикла охлаждения при 100°C - 590 МПа.

Произведя оценку $\epsilon_{пл}$, как предложено в [1], получаем, что в интервале испытаний 100↔850°C величина $\epsilon_{пл}(850) = 0,65\%$, а в 100↔1050°C - $\epsilon_{пл}(1050) = 1,15\%$. Разница между ними (0.5%) включает увеличение $\epsilon_{пл}$ на 0,4%, вследствие большей на 200°C длины интервала испытаний $\Delta T=T_{max}-T_{min}$, и добавку в 0,1% в связи с увеличением на 80°C длины интервала $\Delta T_{пл}$ из-за такого же сокращения ΔT_1 , т.к. при охлаждении от 1050°C снимаются более низкие напряжения (360 МПа). Казалось бы, добавка невелика, но она примерно равна тому, что получается в результате релаксации напряжений в случае выдержки при T_{max} , которая, как известно [1], приводит к снижению долговечности.

Следует обратить внимание, что эффект снижения долговечности наблюдается как при испытаниях как цилиндрических, так корсетных образцов (табл.1 и табл.2). Больше того, как видно из табл.2, он проявляется независимо от величины задаваемой упругопластической деформации в цикле $\Delta\epsilon$, что объясняется возрастанием доли пластической деформации при охлаждении. Интересен результат, полученный на сплаве ЖС36, но он единственный (табл.1): повышение верхней температуры цикла от 900°C до 1000°C привело к снижению долговечности почти в 6 раз, хотя температурный интервал испытаний был одинаковым (750°C) в обоих испытаниях.

Для проверки предложенного объяснения можно: 1) провести испытания в температурной области, не содержащей резкого изменения предела текучести, например, сравнить данные, получаемые для $T_{max}=900^\circ\text{C}$ и более низкой температуры при одинаковом ΔT ; 2) в испытаниях с $T_{max}=1050^\circ\text{C}$ или 1100°C поднять минимальную температуру цикла, сохраняя ΔT .

У эффекта возрастания $\epsilon_{пл}$ в полуцикле охлаждения при одинаковой величине $\Delta\epsilon$ для температур T_{max} , превышающих 900°C, имеется негативное последствие: $\epsilon_{пл}$ в полуцикле охлаждения оказывается существенно больше, чем в полуцикле нагрева, что отражается на динамике роста односторонне накопленной деформации.

Наконец, следует заметить, что, согласно предложенной гипотезе, эффект падения долговечности должен наблюдаться только в том случае, если деформация в ходе термической усталости имеет характер упругопластической. Если же стеснение термической деформации протекает исключительно в упругой области, то условия для его появления отсутствуют.

На основании анализа результатов термоциклических испытаний при исследовании термической усталости жаропрочных никелевых сплавов установлено, что одной из причин снижения долговечности при высоких значениях максимальных температур цикла может быть увеличение протяженности интервала пластической деформации в цикле охлаждения вследствие достаточно резкого падения предела текучести этих сплавов в высокотемпературной области. Важность этого эффекта состоит в том, что пластическая деформация в ходе охлаждения протекает при высоком уровне растягивающих напряжений и её увеличение способствует возникновению и распространению трещин и разрушению.

Библиографический список

1. Дульнев Р.А., Котов П.И. Термическая усталость металлов. М.: Машиностроение, 1980. 200 с.
2. Розенберг В.М. Ползучесть металлов. М.: Металлургия, 1967. 242 с.
3. Шалин Р.Е., Светлов И.Л., Качанов Е.Б., Толораия В.Н., Гаврилин О.С. Моно-

кристаллы никелевых жаропрочных сплавов. М.: Машиностроение, 1997. 299 с.

4. Гецов Л.Б., Рыбников А.И., Семенов А.С., Григорьев А.В., Тихомирова Е.А. Сопротивление деформированию и разрушению монокристаллических сплавов при статическом и термоциклическом нагружении // Надёжность и безопасность энергетики. 2012. № 3(18). С. 53-62.

5. Гецов Л.Б., Рыбников А.И., Семенов А.С. Прогрессирующее деформирование материалов при термоциклическом нагружении // Труды НПО ЦКТИ «Прочность материалов и ресурс элементов энергообо-

рудования». Выпуск 296. СПб.: НПО ЦКТИ, 2009. С. 105-119.

6. Голубовский Е.Р., Бычков Н.Г., Хамидуллин А.Ш., Базылева О.А. Экспериментальная оценка кристаллографической анизотропии термической усталости монокристаллов сплава на основе Ni₃Al для высокотемпературных деталей АГТД // Вестник двигателестроения. 2011. № 2. С. 244-248.

7. Тихомирова Е.А, Азизов Т.Н., Сидохин Е.Ф. Влияние высокотемпературной выдержки на термическую усталость жаропрочных сплавов // Технология металлов. 2013. № 6. С. 34-37.

Информация об авторах

Тихомирова Елена Александровна, кандидат технических наук, ОАО «КЛИМОВ», г. Санкт-Петербург. E-mail: tixomirova00@mail.ru. Область научных интересов: материаловедение жаропрочных сплавов.

Сидохин Евгений Федорович, инженер, ООО «Конструкторское бюро Рентгеновских приборов», г. Санкт-Петербург. E-mail: esidohin@yandex.ru. Область научных интересов: рентгеновское материаловедение, физика металлов.

THE INFLUENCE OF MAXIMUM TEMPERATURE OF HEATING ON THE THERMAL FATIGUE OF NICKEL HEAT-RESISTANT ALLOYS UNDER THERMOCYCLIC TESTS

© 2014 Е.А. Tikhomirova¹, Е.Ф. Sidokhin²,

¹Open Joint-Stock Company “KLIMOV”, Saint-Petersburg, Russian Federation
²Joint-Stock Company «KB X-ray Instruments», Saint-Petersburg, Russian Federation

The analysis of high temperature resistance alloys thermocyclic tests show that the lifetime N_p is less when maximum temperature T_{max} in test cycles ($\Delta T = T_{max} - T_{min}$) is more 900°C. In most test cases thermal cycle contents the plastic deformation. The cooling half-cycle includes three temperature intervals: first – where heating half-cycle compression stress decrease take place, second – where tension stresses are increased to yield stress σ_{02} and plastic deformation begin, and third interval - plastic deformation region, which is finished at minimum temperature of cycle T_{min} . The stress decrease interval length depends from value of stress, which is reached in precede heating half-cycle and, as we consider, equal $\sigma_{02}(T_{max})$. High temperature resistance alloys are characterized by yield stress σ_{02} sharp decrease at temperatures which is more 900°C. Because at cooling from temperatures, which is lower 900°C, stresses, which must to decrease, are larger on one third them at 1000°C and on half them at 1100°C. Therefore third temperature interval is shorter at cooling from temperature which is more 900°C, plastic deformation is more and lifetime N_p smaller.

Thermal deformation, elastic-plastic deformation, thermal fatigue.

References

1. Dulnev R.A., Kotov P.I. Termicheskaya ustalost metallov [Thermal fatigue of metals] Moscow: Mashinostroenie Publ., 1980. 200 p.
2. Rozenberg V.M. Polzuchest metallov [Creep of metals] Moscow: Metallurgiya Publ., 1967. 242 p.
3. Shalin R.E., Svetlov I.L., Kachanov E.B., Toloraiya V.N., Gavrilin E.B. Monokristally nikelevykh garoprochnykh splavov [Single crystals of base-Ni superalloys]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1997. 336 p.
4. Gecov L.B., Rubnikov A.I., Semenov A.S., Grigorev A.V., Tikhomirova E.A. The deformation resistance and fracture of single crystals at static and thermal-cyclic tests // Nadezhnost' i Bezopasnost' Energetiki. 2012. No. 3(18). P. 53-62. (In Russ.)
5. Gecov L.B., Rubnikov A.I., Semenov A.S. Material development deformation at thermal-cyclic tests // Trudy NPO CKTI «Prochnost materialov I resurs elementov energooborudovaniya. V. 296. SPb.: NPO TsKTI Publ., 2009. P. 105-119. (In Russ.)
6. Golubovskiy E.R., Bychkov N.G., Khamidullin A.Sh., Bazyleva O.A. The experimental estimation of thermal fatigue crystallographic anisotropy of Ni₃Al single-crystals for high-temperature details of AGTD // Vestnik dvigatelestroeniya. 2011. No. 2. P. 244-248. (In Russ.)
7. Tikhomirova E.A., Azizov T.N., Sidokhin E.F. The influence of high temperature stand on heat resistance alloys thermal fatigue // Tekhnologiya metallov. 2013. No. 6. P. 34-37. (In Russ.)

About the authors

Tikhomirova Elena Aleksandrovna, Candidate of Science (Engineering), engineer, Open Joint-Stock Company “KLIMOV”, Saint-Petersburg. E-mail: tixomirova00@mail.ru. Area of Research: the metallurgy of high resistance alloys.

Sidokhin Evgeni Fedorovich, engineer, Joint-Stock Company «KB X-ray Instruments», Saint-Petersburg. E-mail: esidohin@yandex.ru. Area of Research: the physic of metals.

УДК 621.438

ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ГОРЕЛОК ДВУХЗОННЫХ КАМЕР СГОРАНИЯ

© 2014 Д.Ю. Бантиков, О.В. Гречишников, В.В. Роголёв, А.Д. Росляков, Ю.И. Цыбизов

ОАО «КУЗНЕЦОВ», г. Самара

Приведены материалы по дефекту в двухзонных камерах сгорания наземного применения, возникающего под действием высоких температур при работе в условиях эксплуатации. Представлена конструкция базовой горелки с лопаточным завихрителем. Требовалось усовершенствовать горелку с помощью минимальных изменений базовой конструкции. Разработаны мероприятия по устранению прогорания элементов гомогенных горелок для доработки имеющихся в заделе двухзонных камер сгорания. Выбраны шесть вариантов горелок, получаемых путём механической обработки втулки базовой горелки. В доработку входило изменение диаметра центрального отверстия, полное удаление втулки и постановка вместо неё щелевого насадка. Представлены результаты экспериментальных работ на стендовом оборудовании по определению пропускных способностей восьми вариантов горелок от давления воздуха за компрессором и по формированию поля давления за срезом горелок в виде графических зависимостей. В двух вариантах рассматривается использование горелки с перфорированной решёткой, отличающейся от базовой серийной горелки. Результаты исследования последних двух вариантов приводятся с целью поиска новых направлений в решении задачи повышения надёжности горелок. Выбран оптимальный способ доводки горелки по устойчивости к перегревам в поставленных начальных условиях.

Гомогенная горелка, завихритель, доводка горелок, дефект, прогары, эпюра давления.

При доводке опытной камеры сгорания газотурбинных установок (ГТУ) для работы газоперекачивающих агрегатов одной из важнейших задач является обеспечение на стационарных и переходных режимах требуемого теплового состояния её элементов. Данное требование позволяет сохранить камеру сгорания в работоспособном состоянии на протяжении всего назначенного ресурса её эксплуатации [1]. Несмотря на то, что в современных условиях достижение низких уровней эмиссии вредных веществ во всём диапазоне рабочих режимов ГТУ является приоритетной задачей, создание камеры сгорания, удовлетворяющей требованиям по надёжности конструкции, остаётся по-прежнему актуальным. Именно об этом пойдёт речь в этой статье, а точнее – об устранении дефекта «прогорание элементов гомогенных горелок двухзонной камеры сгорания в эксплуатации», приводящего к досрочным съёмам опытных двигателей.

Идея разделения общего объёма камеры сгорания условно на две зоны, отличающихся по методу организации горения топлива, является весьма эффективной, и поэтому она нашла широкое применение в создании современных малотоксичных двигателей.

Двигатель с рассматриваемой опытной камерой сгорания был снят с эксплуатации по результатам плановых осмотров элементов горячей части. В результате осмотра были выявлены локальные перегревы завихрителей гомогенных горелок, частичное оплавление их лопаток и втулки. Конструкция горелки показана на рис. 1.

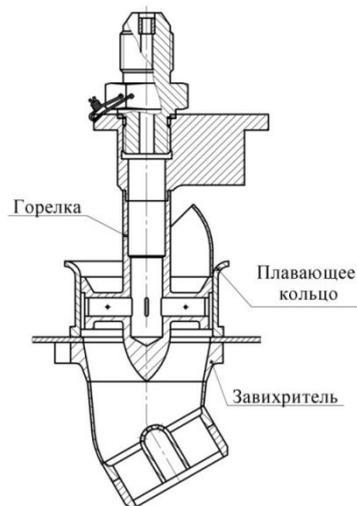


Рис. 1. Общий вид гомогенной горелки

Основными частями горелки являются форсунка, завихритель, плавающее кольцо и корпус горелки. В корпус горелки устанавливается форсунка. Форсунка для подачи газа в зону смешения имеет ряд отверстий в четырёх пустотелых рёб-

рах корпуса. В завихрителе расположены равномерно по окружности 5 лопаток, выполненных электроэрозионным способом по винтовой линии.

Анализ дефекта показал, что при работе горелки возникал проскок пламени из-за недостаточного перепада на сопле горелки, что приводило к перегреву элементов завихрителя и его оплавлению. На рис. 2 показано прогорание втулки и лопаток завихрителя.



Рис. 2. Общий вид гомогенной горелки с подгаром лопаток и втулки завихрителя

В опытном варианте камеры сгорания имели место также и следы перегрева кожухов жаровой трубы. Так как на предприятии имелся некоторый задел данных двухзонных камер сгорания, то возникла необходимость разработать мероприятия по улучшению конструкции гомогенных горелок с минимальными изменениями имеющейся материальной части. Без этих мероприятий использование имеющегося задела чревато преждевременным разрушением горелок. Кроме этого, данные мероприятия можно использовать при ремонте имеющихся камер сгорания данной

конструкции. Параллельно с этим велась работа по более глубокой модернизации с серьезными изменениями конструкции горелки. Часть этих работ вошла в данную статью как исследование гомогенной горелки, в которой роль смесителя выполняется не за счёт установки завихрителя, а за счёт использования перфорированных сопел.

Улучшение характеристик горелки проводилось по двум направлениям: повышение пропускной способности горелки при рабочем перепаде $\Delta p = 3\%$ от давления воздуха за компрессором и формирование поля давления за срезом горелки без существенных зон разрежения. В процессе доводки гомогенной горелки работа выполнялась расчётным и экспериментальным путём. На установке по определению расходных характеристик горелок последовательно продувались различные варианты горелок с обработкой результатов испытаний. По каждому варианту построены зависимости: изменение пропускной способности горелки от перепада давления на жаровой трубе (на установке используется опытный отсек камеры сгорания, к которому присоединяется горелка) $V = f(\Delta p_{жт})$ и изменение давления по выходному сечению $\Delta p_r = f(l_r)$. На рис. 3 приводятся эскизы вариантов экспериментальных горелок.

В табл. 1 представлена зависимость пропускной способности восьми вариантов горелок при перепаде $\Delta p_{жт} = 300$ мм вод. ст.

На рис. 4 приводятся зависимости пропускной способности исследуемых горелок от перепада на стенках жаровой трубы.

Таблица 1 - Зависимость пропускной способности восьми вариантов горелок при перепаде $\Delta p_{жт} = 300$ мм вод. ст.

Варианты горелок	V
Серийная горелка	0,727
Горелка с перфорацией и завихрителем	0,634
Горелка с перфорацией без завихрителя	0,87
Серийная горелка с отверстием в центре втулки завихрителя $d = 9$ мм	0,843
Серийная горелка с отверстием в центре втулки завихрителя $d = 15$ мм	0,931
Серийная горелка с установкой в выходном сечении полусферы	0,71
Серийная горелка с установкой на выходе щелевой форсунки	0,879
Серийная горелка с отверстием в центре втулки завихрителя $d = 12$ мм	0,927

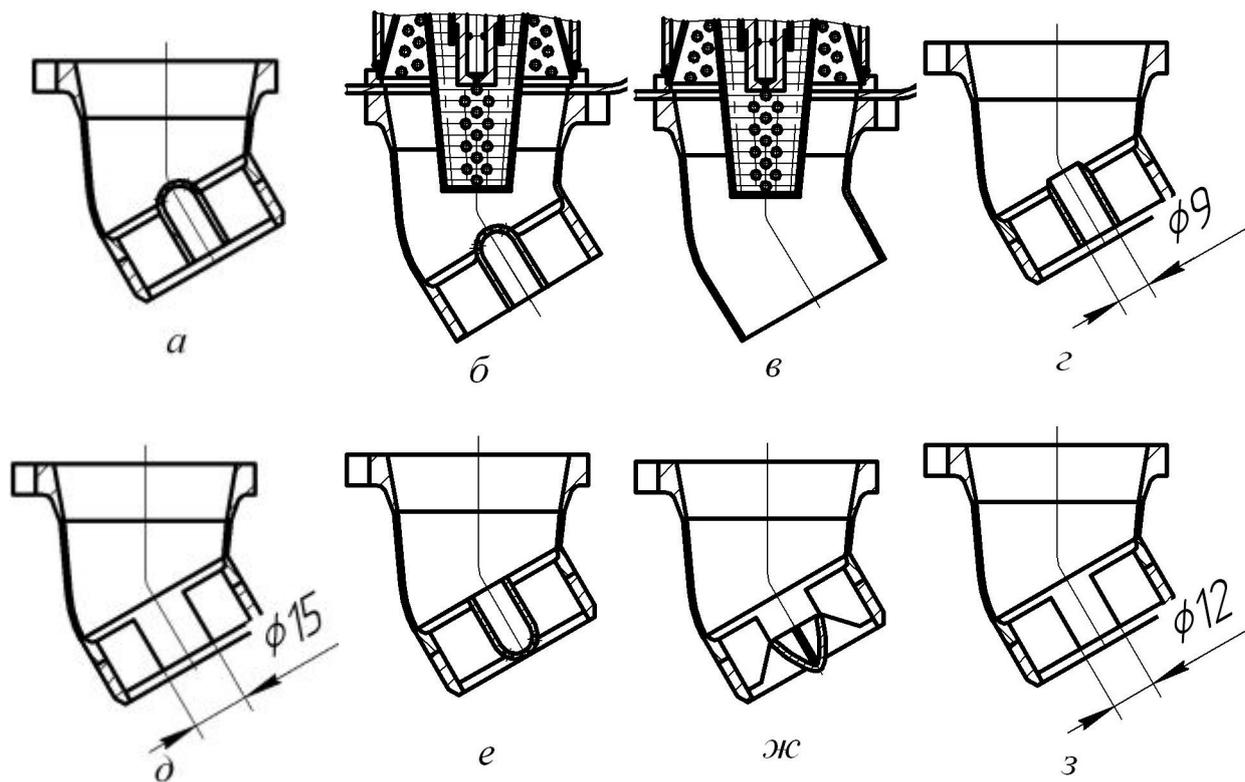


Рис. 3. Варианты гомогенных горелок: а - серийная горелка, б - горелка с перфорацией и завихрителем, в - горелка с перфорацией без завихрителя, г - серийная горелка с отверстием в центре втулки завихрителя $d = 9$ мм, д - серийная горелка с отверстием в центре втулки завихрителя $d = 15$ мм, е - серийная горелка с установкой в выходном сечении полусферы, ж - серийная горелка с установкой на выходе щелевой форсунки, з - серийная горелка с отверстием в центре втулки завихрителя $d = 12$ мм

$$W, \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \times \text{град}^{0,5} \times \frac{\text{см}^2}{\text{кг}} \right)^{0,5}$$

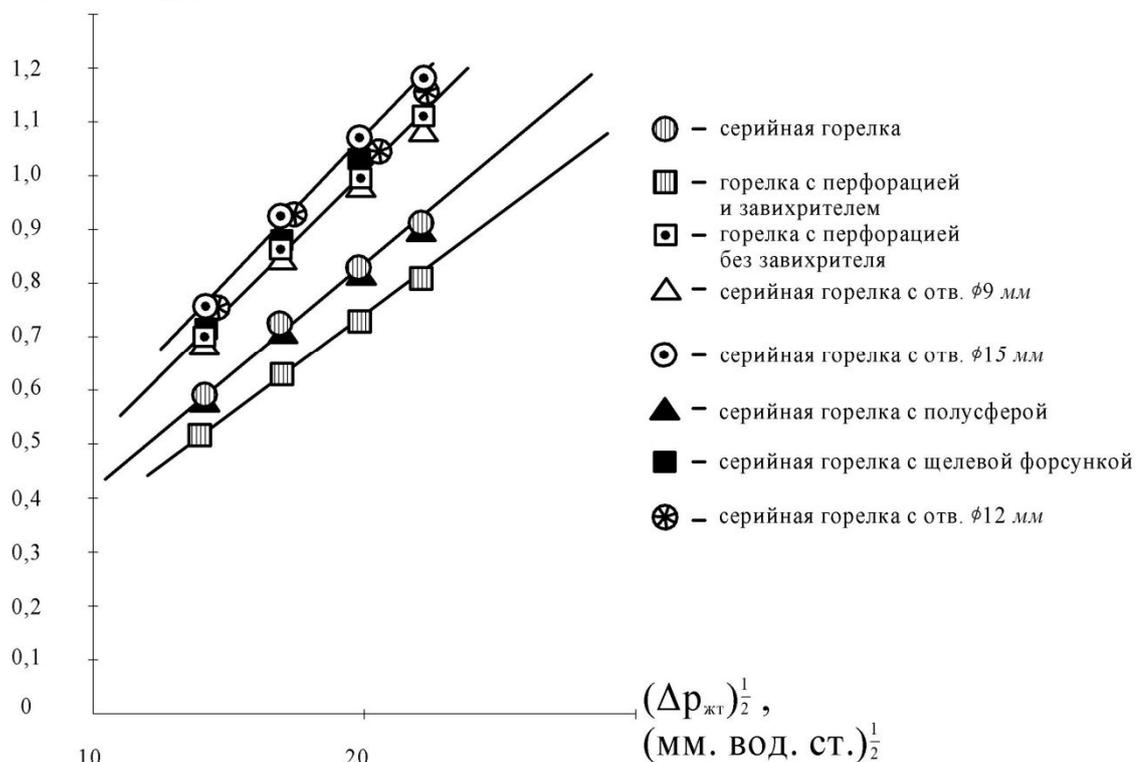


Рис. 4. Изменение пропускной способности от перепада на стенках жаровой трубы

Анализ полученных результатов показал, что техническим требованиям по пропускной способности ($B = 0.86$) удовлетворяют четыре варианта: горелка с перфорацией без завихрителя, серийная горелка с отверстием диаметром 15 мм, серийная горелка со щелевой форсункой и

серийная горелка с отверстием диаметром 12 мм.

На рис. 5 - 12 приводятся зависимости полей давлений на срезе горелок. За критерий работоспособности завихрителей принята конфигурация при отсутствии зон разрежения по всему сечению.

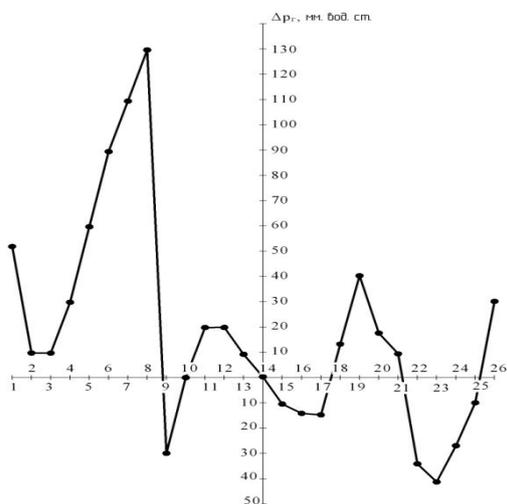


Рис. 5. Изменение поля давления на срезе сопла серийной горелки

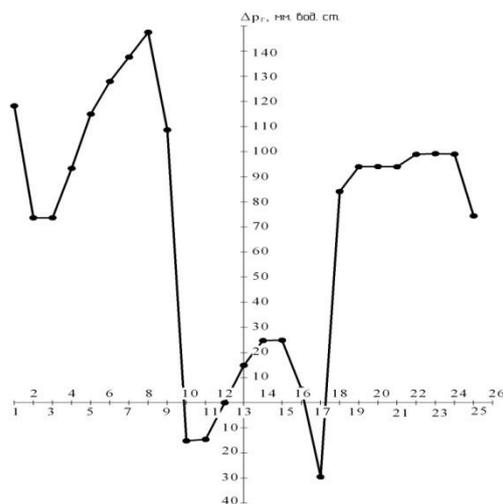


Рис. 6. Изменение поля давления на срезе сопла перфорированной горелки с завихрителем

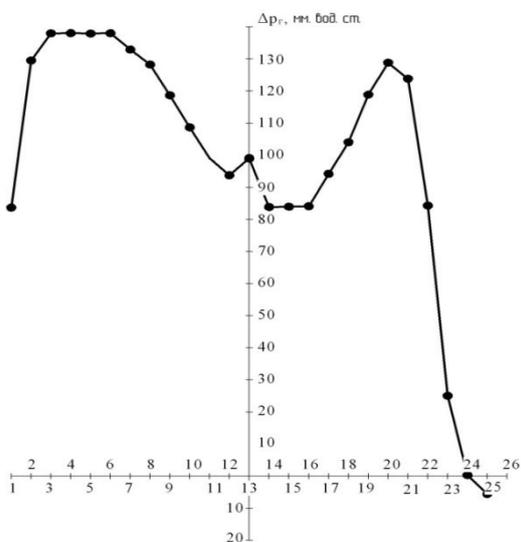


Рис. 7. Изменение поля давления на срезе сопла перфорированной горелки без завихрителя

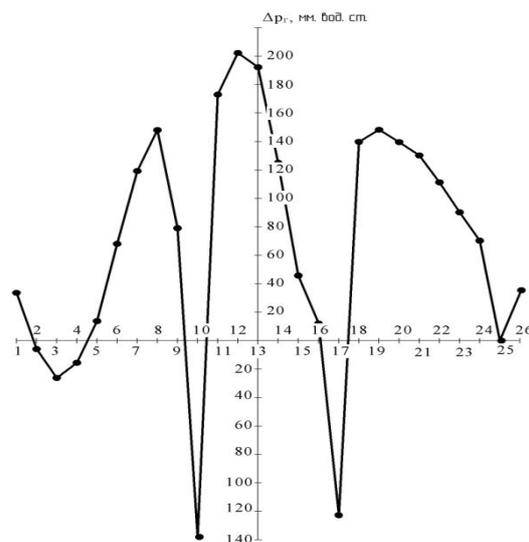


Рис. 8. Изменение поля давления на срезе сопла серийной горелки с отверстием ($d=9$ мм)

На срезе серийной горелки (рис. 5) обнаружены три зоны с отрицательным значением давления: $\Delta p_r = 40$ мм. вод. ст. на периферии завихрителя, $\Delta p_r = 15$ мм. вод. ст. в центральной части.

На срезе сопла перфорированной горелки с завихрителем (рис.6) поле давле-

ния неравномерно, в центре присутствуют две зоны с отрицательным значением давления $\Delta p_r = 15$ и 30 мм. вод.ст. Кривизна канала горелки оказывает влияние на конфигурацию выходной эпюры давления.

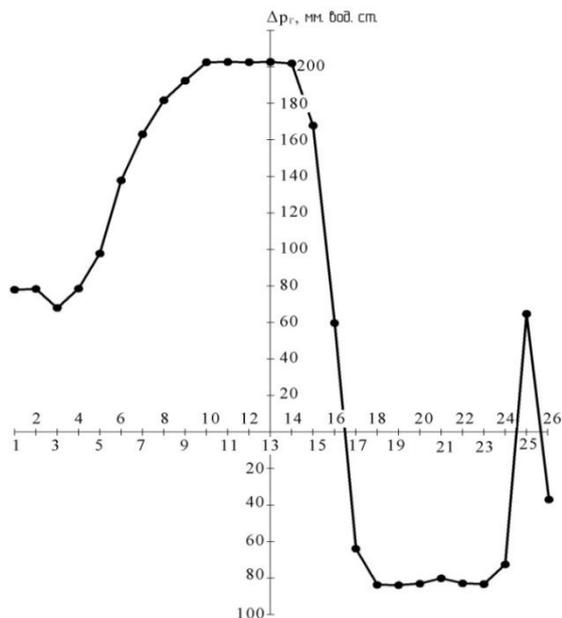


Рис. 9. Изменение поля давления на срезе сопла серийной горелки с отверстием ($d = 15$ мм)

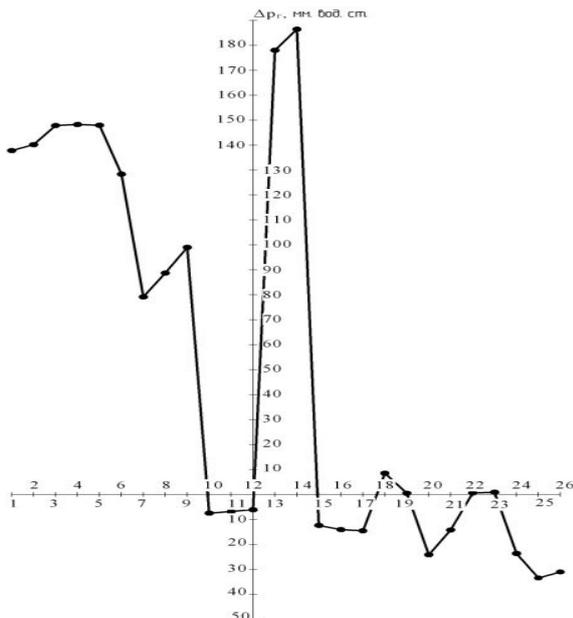


Рис. 10. Изменение поля давления на срезе сопла серийной горелки с полусферой

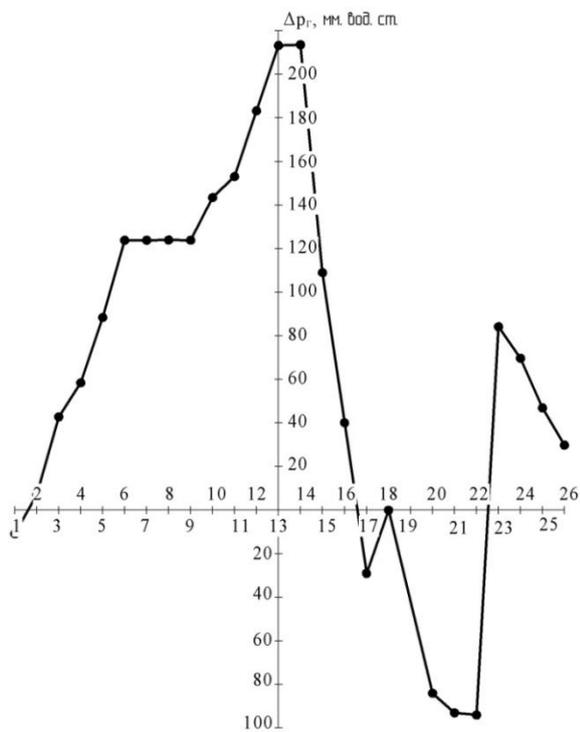


Рис. 11. Изменение поля давления на срезе сопла серийной горелки со щелевой форсункой

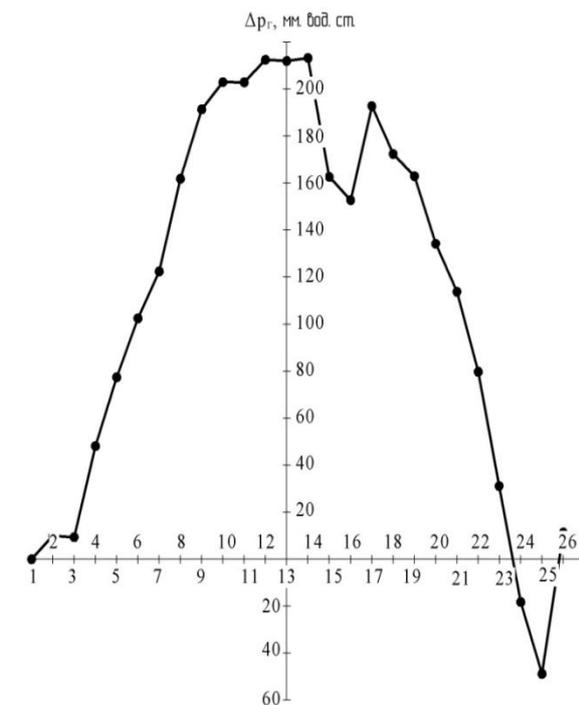


Рис. 12. Изменение поля давления на срезе сопла серийной горелки с отверстием ($d = 12$ мм)

На срезе сопла перфорированной горелки без завихрителя (рис.7) поле положительное, в центре наблюдается снижение значения давления до $\Delta p_r = 85$ мм. вод. ст. Имеется незначительное разрежение у кромки сопла горелки. Таким образом, установка перфорированного конуса способствует выравниванию поля давления.

На срезе сопла серийной горелки с отверстием диаметром 9 мм (рис.8) поле давления неравномерно, в центре присутствуют две зоны с отрицательным значением давления $\Delta p_r = 140$ и 125 мм. вод. ст. и у кромки $\Delta p_r = 30$ мм. вод. ст.

На срезе сопла серийной горелки с отверстием диаметром 15 мм (рис. 9) профиль эпюры неравномерный, макси-

мальное положительное значение давления $\Delta p_r = 205$ мм. вод. ст. смещено в сторону сопла большей кривизны канала, отрицательное значение $\Delta p_r = 85$ мм. вод. ст. смещено в сторону меньшей кривизны канала сопла.

На срезе сопла серийной горелки с полусферой (рис. 10) профиль эпюры имеет значительную неравномерность. Положительное максимальное значение давления $\Delta p_z = 180$ мм. вод. ст. имеет центральная зона и зона ближе к стороне канала сопла большей кривизны. Четыре зоны с отрицательным давлением ($\Delta p_z = 8, 15, 25, 35$ мм. вод. ст.) расположены ближе к стороне канала сопла меньшей кривизны.

На срезе сопла серийной горелки со щелевой форсункой (рис. 11) профиль эпюры неравномерный. Положительное максимальное значение давления $\Delta p_z = 215$ мм. вод. ст. имеет центральная зона. Две зоны с отрицательным давлением ($\Delta p_z = 30$ и 90 мм. вод. ст.) расположены ближе к стороне канала сопла меньшей кривизны. Деформация эпюры обусловлена кривизной канала.

На срезе сопла серийной горелки с отверстием диаметром 12 мм (рис. 12) профиль эпюры вытянут (конический) в сторону течения газа. Положительное максимальное значение давления $\Delta p_z = 215$ мм. вод. ст. Незначительная по величине область с отрицательным давлением $\Delta p_z = 50$ мм. вод. ст. расположена ближе к стороне канала сопла меньшей кривизны канала.

Таким образом, на основании исследований установлено, что вариант серийной горелки с отверстием диаметром 12 мм наиболее подходит для доводки по устойчивости к перегревам имеющейся в заделе гомогенной горелки. Он удовлетворяет требованиям по пропускной способности ($B = 0.927$) при рабочем перепаде на стенках жаровой трубы и имеет приемлемый конический равномерный профиль эпюры давлений на срезе горелки. Такой конический равномерный профиль эпюры давлений на срезе горелки уменьшает возможность приближения пламени к элементам горелки. К тому же, с технологической точки зрения механическая доработка горелки по данному варианту является несложной.

Библиографический список

1. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД. М.: Мир, 1986. 566 с.

Информация об авторах

Бантиков Дмитрий Юрьевич, инженер, ОАО «Кузнецов», г. Самара. Область научных интересов: газовая динамика, гидравлика, рабочий процесс в камерах сгорания.

Гречишников Олег Валерьевич, инженер, ОАО «Кузнецов», г. Самара. E-mail: gelo1571@mail.ru. Область научных интересов: газовая динамика, гидравлика, вопросы горения и экология.

Рогалёв Владимир Васильевич, инженер, ОАО «Кузнецов», г. Самара. Область научных интересов: газовая динамика, гидравлика, вопросы горения и экология.

Росляков Алексей Дмитриевич, доктор технических наук, главный специалист, ОАО «Кузнецов», г. Самара. E-mail: roslykov_ad@mail.ru. Область научных интересов: вопросы теплопередачи и горения, газовая динамика течений в каналах, экология.

Цыбизов Юрий Ильич, доктор технических наук, начальник отдела камер сгорания ОКБ, ОАО «Кузнецов», г. Самара. Область научных интересов: газовая динамика сверхзвуковых течений в каналах и соплах, вопросы теплопередачи и горения, экология.

WAYS OF IMPROVING BURNERS OF TWO-STAGED COMBUSTION CHAMBERS

© 2014 D.Y. Bantikov, O.V. Grechishnikov, V.V. Rogalev, A.D. Roslyakov, Y.I.Thybizov

Open Joint-Stock Company «KUZNETSOV», Samara, Russian Federation

This article contains materials about defect of two-stage combustion chamber gas turbine engine occurring by high temperatures. The design of basic burner with blade swirler is shown. Improvement of burner by using of the minimum of design changes is required. Ways by absence overheating of elements homogeneous burners combustion chambers is developed. Six variants of burners were selected for their studying. They were made by machining bush of basic burner. This machining bush consists of increasing diameter of inner center hole. It is having variant complete deleting bush and his changing on groove nozzle. Data of experimental works to determine capacity eight types of burners as function of air pressure and formatting field of pressure on edge of burner is presented. The research result of two types burner with groove nozzle for search new ways to solve task of increasing reliability burners is shown. Optimal method tweaking burners for absence overheating swirler was selected.

Homogeneous burner, swirler, process of tweaking burners, defect, overheating, curve of pressure.

References

1. Lefevr A. Protsessy v kamerakh sgoraniya GTD [Processes in combustion chamber gas turbine]. Moscow: Mir Publ., 1986. 566 p.

About the authors

Bantikov Dmitry Yuryevich, engineer, Open Joint-Stock Company «KUZNETSOV». Area of Research: gas dynamics, hydraulics, working processes in combustion chambers of gas turbine engines.

Grechishnikov Oleg Valeryevich, engineer, Open Joint-Stock Company «KUZNETSOV». E-mail: gelo1571@mail.ru. Area of Research: gas dynamics, hydraulics, issues of combustion and the ecology.

Rogalev Vladimir Vasilyevich, engineer, Open Joint-Stock Company «KUZNETSOV». Area of Research: gas dynamics, hydraulics, issues of combustion and the environment.

Roslyakov Alexey Dmitryevich, Doctor of Science (Engineering), chief specialist, Open Joint-Stock Company «KUZNETSOV». E-mail: roslykov_ad@mail.ru. Area of Research: problems of heat transfer and combustion, gas dynamics of flows in channels, ecology.

Tsybizov Yury Ilyich, Doctor of Science (Engineering), head of the development department, Open Joint-Stock Company «KUZNETSOV». Area of Research: the gas dynamics of supersonic flows in channels and nozzles, combustion and heat transfer issues and ecology.

УДК 621.431.75

К ИССЛЕДОВАНИЮ РАБОТЫ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ В ЗАПЫЛЁННОЙ АТМОСФЕРЕ

©2014 Б.Р. Абдуллин¹, Р.Г. Акмалетдинов¹, Х.С. Гумеров¹, Р.Р. Нигматуллин²

¹Уфимский государственный авиационный технический университет,

²Шаранское линейное производственное управление магистральных газопроводов
ООО «Газпром трансгаз Уфа»

Рассмотрены экспериментальные данные по влиянию эрозии элементов турбомашин на характеристики двигателя. Анализ проводился для генератора сжатого воздуха установки очистки трубопроводов, который эксплуатировался в условиях повышенной концентрации пыли в воздухе – в полупустыне, и газоструйной установки по очистке временных технологических железнодорожных путей. Обе установки созданы на базе конвертированных авиационных двухвальных турбореактивных двигателей. По модели эрозионного износа установлено, что глубина эрозии зависит от размерности двигателей: большому двигателю соответствует большая глубина эрозии. Показана возможность раннего обнаружения приближающегося отказа двигателя, работающего в запылённой атмосфере, на основе анализа трендов его параметров с использованием различных вариантов статистического сглаживания: простое, с линейным трендом, с экспоненциальным трендом, с демпфированным трендом. Выявлено, что первым из рассмотренных контролируемых параметров рабочего процесса на приближение к отказу двигателя реагирует частота вращения ротора высокого давления. Своевременное обнаружение тенденций изменения параметров из-за развития ряда необратимых процессов позволит прогнозировать текущие и критические состояния устойчивой работы газотурбинных двигателей, соответствующие потере газодинамической устойчивости двигателя.

Эрозия элементов турбомашин, запылённая атмосфера, конвертированный авиационный газотурбинный двигатель, статистическое сглаживание, тренд параметров рабочего процесса, отказ двигателя.

Наземная эксплуатация конвертированного авиационного газотурбинного двигателя (ГТД) в тяжёлых климатических условиях должна сопровождаться непрерывным контролем параметров рабочего процесса. Своевременное обнаружение тенденций изменения параметров из-за развития ряда необратимых процессов позволит прогнозировать текущие и предельные (критические) состояния устойчивой работы ГТД, соответствующие потере газодинамической устойчивости двигателя. В эксплуатации работа на режимах вблизи границы устойчивости, где запас устойчивости мал, недопустима.

В статье рассмотрены экспериментальные данные по влиянию эрозии элементов турбомашин на характеристики двигателя в целом. Используются различные варианты статистического сглаживания контролируемых параметров с целью уменьшения влияния случайных факторов

при изучении тенденций изменения параметров двухвального турбореактивного двигателя (ТРД).

Исследование выполнено по результатам работы газотурбинных энергоустановок на базе конвертированных авиационных ТРД типов Р13-300 и Р29Б-300.

Генератор сжатого воздуха (ГСВ) на базе конвертированного ТРД Р13-300 в составе передвижной компрессорной установки используется для продувки, очистки и осушки строящихся или ремонтируемых магистральных газонефтепроводов, а также для вытеснения воды после их гидроиспытаний.

В рассматриваемом случае ГСВ эксплуатировался в полупустыне, в условиях повышенной концентрации пыли в воздухе (республика Калмыкия, Краснодарский край, Ставропольский край). Установка находилась в эксплуатации 128 часов, после чего во время работы на двигателе

произошли три последовательных срыва и остановка двигателя. ГСВ эксплуатировался на следующих режимах: «Запуск», «Малый газ», «Холостой ход», «Рабочий режим». Под режимом «Холостой ход» понимают работу установки при частоте вращения ротора низкого давления $n_{\text{лпр}}$ от 86 до 100 процентов без отбора воздуха.

Вторая установка на базе конвертированного ТРД Р29Б-300 используется для очистки технологических временных железнодорожных путей от смёрзшихся мелких вскрышных и горных пород в условиях горнодобывающего карьера, а также для очистки железнодорожных полувагонов от смёрзшихся остатков сыпучих грузов и снега на ОАО «Михайловский ГОК» Курской магнитной аномалии.

Работа в условиях карьера характеризуется сильной запылённостью воздуха, проходящего через двигатель. Нароботка газоструйной установки на базе двигателя Р29Б-300 составила 130 часов. Прекращение эксплуатации установки произошло вследствие наступления помпажей, обгорания и разрушения лопаток турбин двигателя. Газоструйная установка эксплуатировалась на следующих режимах: «Запуск» с выходом на «Малый газ», режим прогрева в течение не менее двух минут, «Рабочий режим». После окончания работы установки двигатель переводился на режим «Малый газ», затем следовал режим охлаждения не менее двух минут и останов.

Обращают на себя внимание два факта: время работы обеих установок до полной потери работоспособности абсолютно совпадает и режимы работы также достаточно близки и составляют около 90% от максимального режима по частоте вращения, то есть по окружной скорости. При близких конструктивных схемах турбокомпрессоров базовых конвертированных двигателей они отличаются размерностью: вторая установка больше по линейным размерам на 25%.

Анализ с учётом этих факторов и условий работы позволит уточнить неко-

торые закономерности механизма эрозивного износа.

В общем виде в моделях эрозивного износа величина E в функции различных факторов представляется в виде [1]

$$E = f(\delta, k, c, G_b, \tau, V_p, \gamma, V_{\text{отн}}, \xi),$$

где δ – дисперсный состав пылевых частиц;

k – коэффициент эффективности пыли;

c – концентрация пыли в окружающей атмосфере;

G_b – расход воздуха через двигатель;

τ – время наработки в запылённой атмосфере;

V_p – скорость частиц при соударении;

γ – угол при соударении;

$V_{\text{отн}}$ – скорость частиц при скольжении в межлопаточных каналах

ξ – коэффициент эффективности ПЗУ.

Величина E равна произведению подверженной эрозии поверхности и глубины эрозии. Площадь прямо пропорциональна расходу воздуха. Из подобия картин объёмного износа E следует, что глубина эрозии на втором двигателе больше в соответствии с его размерами, которые определяются по величине, равной корню квадратному от отношения расходов воздуха этих двигателей - 105:66. Поскольку режимные факторы близки, а размеры отличаются, значит так же отличаются режущие свойства лессовой и железорудной пыли (с точностью до неопределённости концентраций той и другой пыли).

Другие факторы могут быть установлены на основе исследования тенденции поведения параметров в процессе эксплуатации.

Особенностью эксплуатации конвертированного ГТД (в отличие от лётной эксплуатации базового двигателя) является чрезвычайно большой градиент изменения параметров в период, предшествующий отказу двигателя.

Наступление отказного состояния возникает сравнительно быстро и следует за периодом медленных изменений, протекающих с постоянной скоростью.

При этом контроль параметров рабочего процесса происходит при изменяющихся в широком диапазоне атмосферных условиях, малом времени работы двигателя на подконтрольном режиме, большой погрешности измерения ограниченного числа параметров рабочего процесса. Поэтому изменение параметров рабочего процесса по наработке представляет собой случайный, нестационарный по среднему значению и по дисперсии процесс [2, 3].

Выделение объективных тенденций по такой информации является трудной задачей для персонала установки. Необходимо обработка измерительной информации, связанная с отбраковкой отдельных измерений, приведением к определённом базовому режиму, статистическим сглаживанием.

Массив измерительной информации по двигателю на режиме «Холостой ход» (без отбора воздуха) при определённой наработке включал приведённые к стандартным атмосферным условиям значения:

$n_{1пр}$ – частота вращения ротора низкого давления (НД), %;

$n_{2пр}$ – частота вращения ротора высокого давления (ВД), %;

$t_{Тпр}^*$ – полная температура газа за турбиной низкого давления, °С;

$P_{2пр}$ – статическое давление воздуха за компрессором высокого давления.

Для выявления закономерностей в случайных процессах, например, при вибрационной диагностике авиационных двигателей применяют различные методы сглаживания случайных флуктуаций: математического ожидания, текущего среднего, экспоненциальное и др. Сглаживающие свойства определяются постоянной сглаживания α и числом наблюдений n .

Для выявления закономерностей и уменьшения влияния случайных факторов, имеющих место при контроле параметров рабочего процесса наземной энергетической установки, рассмотрены несколько вариантов экспоненциального сглаживания: простое, с линейным трендом, с экспоненциальным трендом, с демпфированным трендом.

Результаты простого экспоненциального сглаживания при $\alpha = 0,1$ представлены на рис. 1, 2. Наряду со сглаженными значениями на рисунках приведены фактические значения и остатки (отклонения сглаженных значений от фактических).

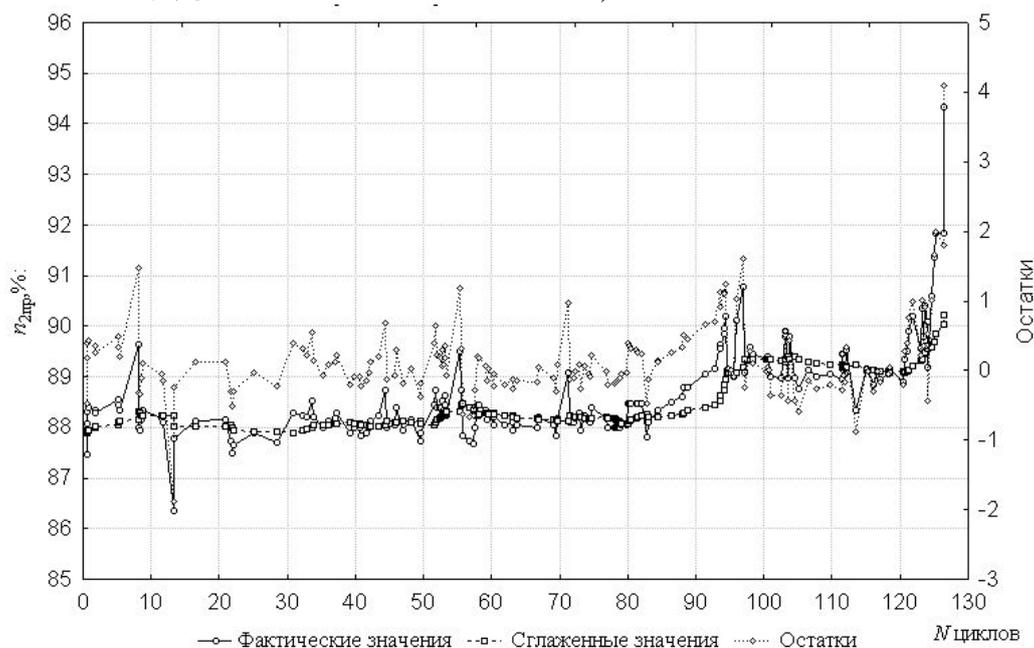


Рис. 1. Экспоненциальное сглаживание частоты вращения ротора высокого давления: режим «холостой ход», среднее (по трём первым значениям) $n_{2пр}=87,95\%$, $\alpha=0,1$, среднеквадратическая ошибка $0,594\%$

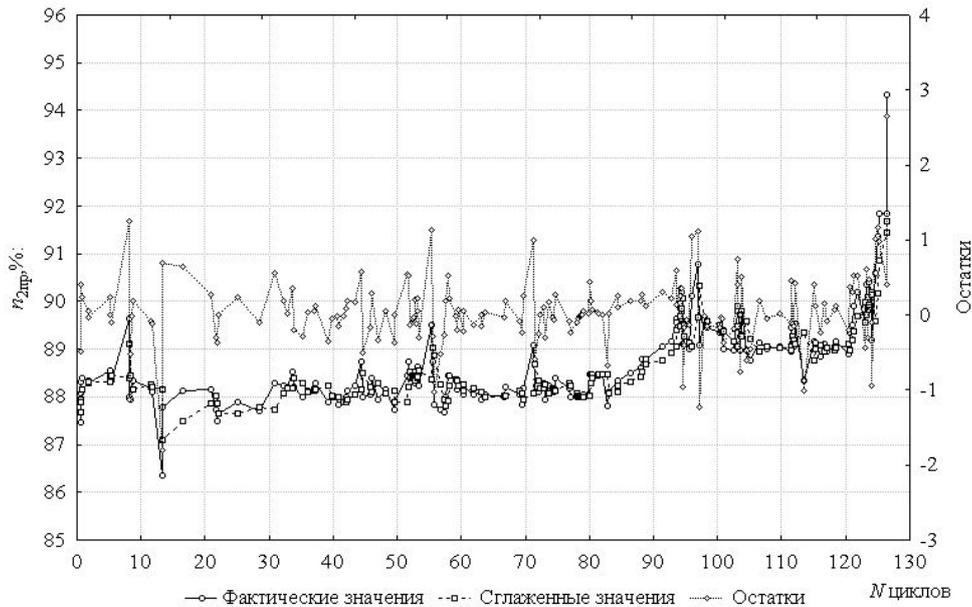


Рис. 2. Экспоненциальное сглаживание температуры газа за турбиной: режим «холостой ход»: среднее (по трём первым значениям) $n_{гпр}=87,95\%$, $\alpha = -0,586$, среднеквадратическая ошибка $0,476\%$

Из анализа рис. 1, 2 можно сделать следующие выводы:

- для частоты вращения ротора высокого давления наблюдается тенденция возрастания после достижения наработки примерно 80 циклов. Резкий выброс параметра обнаруживается после 120 циклов наработки, после чего у двигателя прекращается эксплуатация (из-за возникновения помпажа двигателя);

- для температуры газа за турбиной тенденции по наработке не отмечено за

исключением рубежа в 120 циклов, за которым следует существенное повышение значения параметра и прекращение эксплуатации.

На рис. 3, 4 показаны результаты простого экспоненциального сглаживания частоты вращения ротора ВД и температуры газа за турбиной с такими коэффициентами α , при которых среднеквадратичные ошибки остатков являются минимальными.

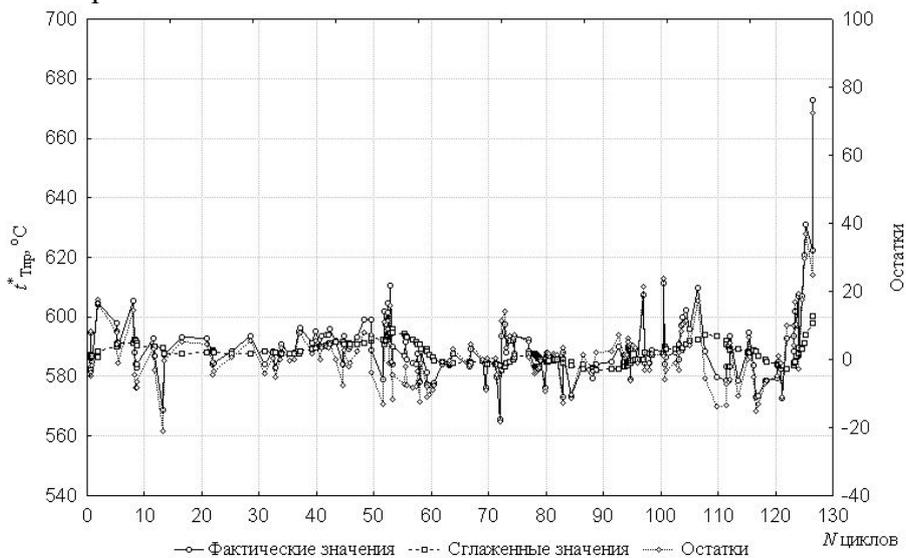


Рис. 3. Экспоненциальное сглаживание частоты вращения ротора высокого давления при условии минимизации остатков: режим «холостой ход», среднее (по трём первым значениям) $t_{гпр}^*=586,8^\circ\text{C}$, $\alpha = -0,1$, среднеквадратическая ошибка $10,19^\circ\text{C}$

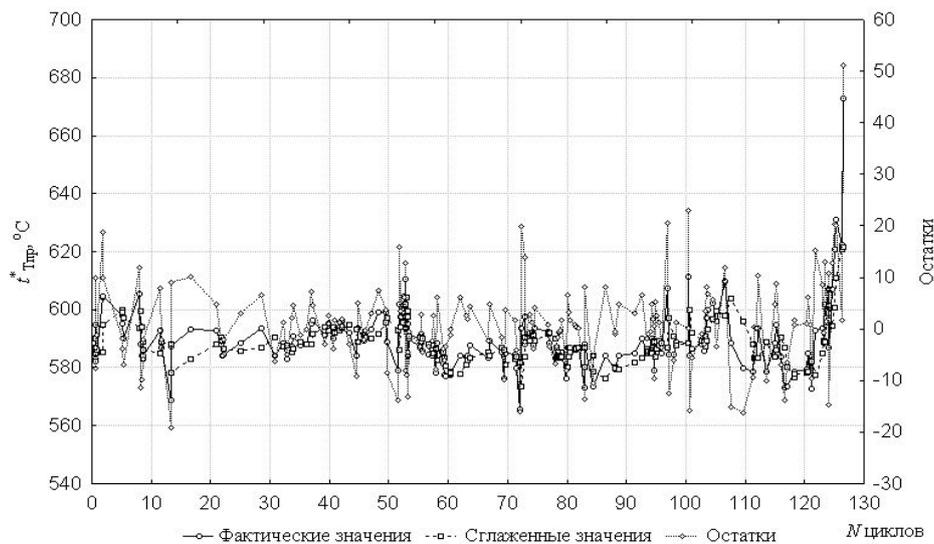


Рис. 4. Экспоненциальное сглаживание температуры газа за турбиной при условии минимизации остатков: режим «холостой ход», среднее (по трём первым значениям) $t_{гр}^* = 586,8^\circ\text{C}$, $\alpha = -0,503$, среднеквадратическая ошибка $8,58^\circ\text{C}$

Для проверки адекватности моделей, полученных с помощью экспоненциального сглаживания, необходимо проверить наличие автокорреляции в остатках [4]. В случае её значимого наличия модель будет неадекватной.

Вычислены критерии Дурбина-Ватсона для частоты вращения ротора ВД: $d = 1,804 > d_U = 1,74$ (d_U – верхняя граница критерия); для температуры газа за турбиной: $d = 1,844 > d_U = 1,74$. Следовательно, остатки не содержат автокорреляции и для данных параметров построенные модели методом экспоненциального сглаживания являются адекватными.

Поскольку ранее в рядах динамики частоты вращения ротора ВД и температуры газа за турбиной обнаружены тенденции, то имеется необходимость их оценить, используя различные виды тренда: линейный, экспоненциальный, демпфированный. Данные виды трендов экспоненциально сглаживаются специальными параметрами: γ – для линейного и экспоненциального трендов, ϕ – для демпфированного тренда.

Тренд, дающий минимальную среднеквадратичную ошибку и отсутствие автокорреляции в остатках, будет являться окончательным вариантом сглаживающей модели.

В качестве примера на рис. 5, 6 приведены результаты экспоненциального сглаживания с исключённым демпфированным трендом, которое оказалось лучшей моделью для всех рассматриваемых параметров рабочего процесса, отмечающей увязанные по всем контролируемым параметрам тенденции.

Для всех видов тренда найдены оптимальные соотношения параметров (α , γ , ϕ), при которых среднеквадратичная ошибка минимальна. В табл. 1 приведены вычисленные критерии Дурбина-Ватсона в сравнении с табличными значениями (доверительная вероятность $P_0 = 0,95$), значения среднеквадратичных ошибок для всех вариантов сглаживания.

Из табл. 1 можно сделать вывод, что после исключения различных видов тенденций из рядов динамики частоты вращения ротора ВД и температуры газа за турбиной ряды динамики, состоящие из отклонений (остатков) от тенденций, автокорреляции не содержат. Это говорит о том, что полученные модели по критерию автокорреляции адекватны. Исходя из значений среднеквадратичной ошибки, лучшей моделью для всех рассматриваемых параметров является модель с исключённым демпфированным трендом, отмечающая увязанные по всем контролируемым параметрам тенденции.

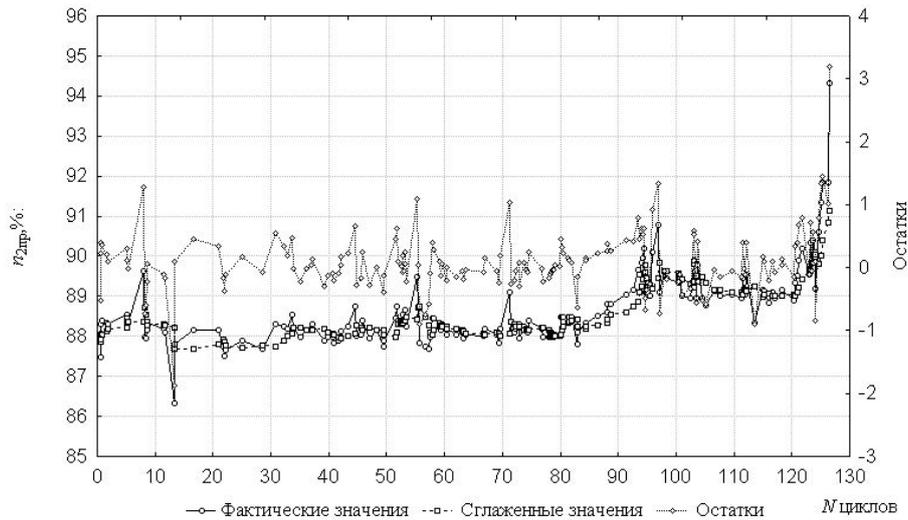


Рис. 5 Сглаживание демпфированного тренда частоты вращения ротора высокого давления: режим «холостой ход» среднее (по трём первым значениям) $n_{2пр}=87,95\%$, параметр начального тренда $T_0=0,1542$, $\alpha 0,225$, $\gamma = 1$, $\Phi = 0,253$, среднеквадратическая ошибка $0,502\%$

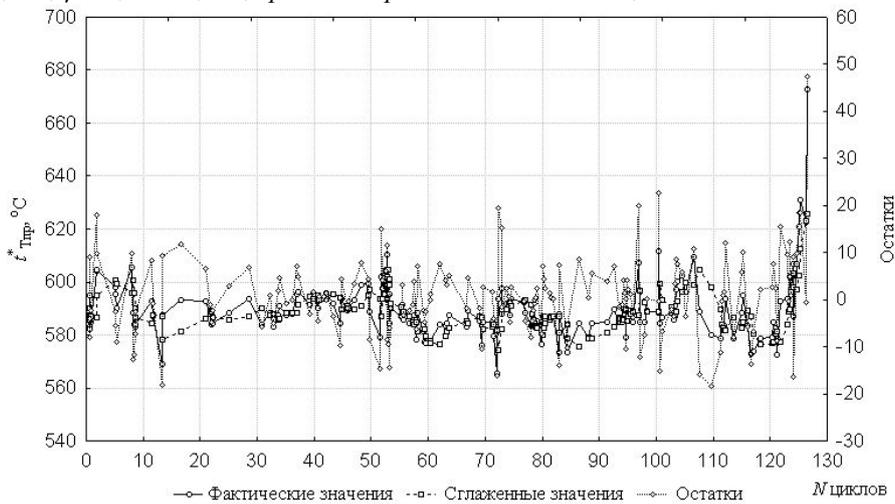


Рис. 6. Сглаживание демпфированного тренда температуры газа за турбиной: режим «холостой ход» среднее (по трём первым значениям) $t^*_{Тпр}=586,8^\circ\text{C}$, параметр начального тренда $T_0=0,5435$, $\alpha 0,42$, $\gamma = 0,13$, $\Phi = 0,938$, среднеквадратическая ошибка $8,52^\circ\text{C}$

Таблица 1. Определение автокорреляции в сглаженных параметрах

	Линейный тренд		Экспоненциальный тренд		Демпфированный тренд	
	$n_{2пр}, \%$	$t^*_{Тпр}, ^\circ\text{C}$	$n_{2пр}, \%$	$t^*_{Тпр}, ^\circ\text{C}$	$n_{2пр}, \%$	$t^*_{Тпр}, ^\circ\text{C}$
Вычисленное d	1,814	1,861	1,805	1,831	1,804	1,808
Табличное d (d_L или d_U)	$d_U = 1,74$	$d_U = 1,74$	$d_U = 1,74$	$d_U = 1,74$	$d_U = 1,74$	$d_U = 1,74$
Наличие автокорреляции	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
Среднеквадратичная ошибка	0,476	8,55	0,496	8,97	0,474	8,52

Кроме того, следует заметить, что для частоты вращения РВД и температуры газа за турбиной среднеквадратичные ошибки для модели с исключённым линейным трендом практически сопоставимы с демпфированным.

При простом экспоненциальном сглаживании и при сглаживании с параметром линейного тренда результаты по

автокорреляции и по среднеквадратичной ошибке примерно сопоставимы. Поэтому модель, определённая простым экспоненциальным сглаживанием, также адекватна и пригодна для предварительной обработки контролируемых параметров рабочего процесса генератора сжатого воздуха.

В целом, по результатам всех видов сглаживаний можно однозначно сказать,

что первым из рассматриваемых контролируемых параметров рабочего процесса на приближение к отказу двигателя реагирует частота вращения ротора ВД.

Начиная примерно с 82 цикла наработки, среднее значение частоты вращения ротора ВД возрастает в течение 15 циклов на один процент. После наработки в 120 циклов наблюдается резкое повышение частоты вращения. В течение последующих шести циклов вплоть до отказа двигателя среднее значение частоты вращения ротора ВД (по сглаженным значениям) увеличивается на 3%.

Для температуры газа за турбиной существенное изменение значения произошло только по достижении 120 циклов наработки.

Таким образом, можно говорить о том, что для раннего обнаружения приближающегося отказа более предпочтительна частота вращения ротора ВД. К тому же этот параметр имеет наименьшую погрешность измерения по сравнению с остальными контролируемыми параметрами.

Библиографический список

1. Гумеров А.В., Акмалетдинов Р.Г. Моделирование эрозионного износа лопатки компрессора // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2011. № 3(27), ч. 2. С. 233-239.

2. Адгамов Р.И., Боровик В.О., Дмитриев С.В., Кожевников Ю.В., Шибанов Г.П. Обработка и анализ информации при автоматизированных испытаниях ГТД. М.: Машиностроение, 1987. 126 с.

3. Мокроус М.Ф. Применение методов диагностической обработки и анализа термогазодинамических параметров при стендовых испытаниях авиационных ГТД // Межвузовский сб. научных трудов «Испытания авиационных двигателей». Т. 5. Уфа: УАИ, 1977. С. 29-34.

4. Вайну Я.Я.-Ф. Корреляция рядов динамики. М.: Статистика, 1977. 119 с.

Информация об авторах

Гумеров Хайдар Сагитович, доктор технических наук, профессор кафедры авиационных двигателей, Уфимский государственный авиационный технический университет. E-mail: profgumerov@yandex.ru. Область научных интересов: проектирование, эксплуатация и надёжность авиационных двигателей.

Абдуллин Булат Ринатович, кандидат технических наук, доцент кафедры авиационных двигателей, Уфимский государственный авиационный технический университет. E-mail: parallaksya@yandex.ru. Область научных интересов: проектирование и доводка авиационных двигателей, статистический анализ данных испытаний.

Акмалетдинов Рафиль Газитдинович, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры электромеханики, Уфимский государственный авиационный технический университет. E-mail: akmar51@inbox.ru. Область научных интересов: авиадвигателестроение, пылевая и капельная эрозия, эксплуатация двигателей.

Нигматуллин Рифат Рафитович, главный инженер – заместитель начальника Шаранского линейного производственного управления магистральных газопроводов ООО «Газпром трансгаз Уфа». E-mail: nrg@bk.ru. Область научных интересов: эксплуатация и надёжность энергетических машин.

RESEARCH OF GAS TURBINE ENGINE OPERATION IN DUST-FILLED ATMOSPHERE

© 2014 B.R. Abdullin, R.G. Akmaletdinov, K.S. Goumerov, R.R. Nigmatullin

¹Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation

²Sharansky linear production department of main gas pipelines «Gazprom Transgaz Ufa»
Ltd., village Sharan

The article describes the experimental data on the effect of erosion the turbomachines elements under the influence solids on the engine performance. The analysis was performed for the generator of compressed air for the aggregate of cleaning pipelines and the gas jet treatment plants temporary technological railways. The aggregate of cleaning pipelines was operated under conditions of high concentrations of dust in the air - in the semi-desert. Both plants are based on the converted aircraft twin-shaft turbojet engines. According to the model of erosive wear was set, that the depth of erosion depends on the dimension of the engines. Also shown is the ability to detect impending failure of the engine working in a dusty atmosphere, based on trend analysis of its parameters using various statistical smoothing options: simple linear trend, exponential trend, damped trend. Revealed that the first of the considered parameters controlled workflow approach to engine failure reacts high pressure rotor speed. Timely detection of trends in parameters due to the development of a number of irreversible processes will predict current and stable operation of the critical state of gas turbine engines, the corresponding loss of gasdynamic stability of the engine, so as to use the work on modes near with the marginal stability of the compressor is unacceptable.

Erosion of the turbomachines elements, dusty atmosphere, a converted aircraft gas turbine engine, statistical smoothing, trend parameters workflow, engine failure.

References

1. Goumerov A.V., Akmaletdinov R.G. Compressor blade erosion modeling // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2011. No. 3(27), part 2. P. 233-239. (In Russ.)
2. Adgamov R.I., Borovik V.O., Dmitriev S.V., Kozhevnikov Y.V., Shibanov G.P. Obrabotka i analiz informatsii pri avtomatizirovannykh ispytaniyakh GTD [Processing and analysis of information in automated tests GTE]. Moscow: Mashinostroenie Publ, 1987. 126 p.
3. Mokrous M.F. Primenenie metodov diagnosticheskoy obrabotki i analiza termogazodinamicheskikh parametrov pri stendovykh ispytaniyakh aviatsionnykh GTD // Mezhvuzovskii sb. nauchnykh trudov «Ispytaniya aviatsionnykh dvigateley». V. 5. Ufa: UAI Publ., 1977. P. 29-34. (In Russ.)
4. Vainu Ya.Ya.-F. Korrelyatsiya ryadov dinamiki [Correlation of time series]. Moscow: Statistika Publ, 1977. 119 p.

About the authors

Goumerov Khaidar Sagitovich, Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department Aviation Engines, Ufa State Aviation Technical University. E-mail: profgoumerov@yandex.ru. Area of Research: design and finishing of aircraft engines.

Abdullin Bulat Rinatovich, candidate of Science (Engineering), associate professor of the Department Aviation Engines, Ufa State Aviation Technical University. E-mail: parallaksya@yandex.ru. Area of Research: design and finishing of aircraft engines, statistical analysis of test data.

Akmaletdinov Rafil Gazitdinovich, candidate of Science (Engineering), Senior Lecturer, Department of Electromechanics, Ufa State Aviation Technical University. E-mail: akmar51@inbox.ru. Area of Research: erosion, exploitations factors, jet engine construction.

Nigmatullin Rifat Rafitovich, chief engineer - deputy chief Sharansky LPUMG "Gazprom Transgaz Ufa." Ltd. E-mail: nrr@bk.ru. Area of Research: operation and reliability of power machines.

НЕСИНХРОННЫЕ КОЛЕБАНИЯ РАБОЧИХ КОЛЁС ТУРБОМАШИН

© 2014 П.А. Басов, В.Г. Селезнёв

Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова,
г. Москва

Предлагается способ определения несинхронных колебаний рабочих колёс турбомашин, основанный на гипотезе механического генератора. Представление ступеней турбомашин в виде генератора механических колебаний открывает новые возможности для трактовки результатов испытаний с целью поузловой доводки ГТД и позволяет повысить надёжность диагностирования несинхронных колебаний и механизмов их возникновения и развития. Представление рабочего колеса турбомашин в виде составной части механического генератора позволило выявить, что несинхронные колебания рабочего колеса определяются конструктивными особенностями ступеней рабочего колеса и направляющего аппарата. В статье приводятся примеры спектров результатов тензометрирования колёс вентилятора, на основании которых проводится анализ несинхронных колебаний рабочих колёс турбомашин. Колебания рабочего колеса с наличием вперёд бегущей волны деформации с коэффициентом k_1 и назад бегущей волны деформации с коэффициентом k_2 рассматриваются как вид колебаний рабочего колеса в составе механического генератора, форма колебаний которого представлена алгебраической суммой дробных коэффициентов. Алгебраическая сумма этих коэффициентов даёт кратность частоты колебаний рабочего колеса в составе механического генератора к частоте вращения. Предлагаемая модель генератора механических колебаний может быть применена для анализа несинхронных колебаний при обработке стендовых испытаний рабочих колёс турбомашин.

Несинхронные колебания, рабочие колёса, генератор механических колебаний, вперёд бегущая волна, назад бегущая волна.

В процессе вибропрочностной доводки газотурбинных двигателей (ГТД) большое внимание уделяется вопросам исследования вибрационного состояния рабочих ступеней компрессора.

Известно, что диаметральные формы колебаний рабочего колеса можно представить в виде волн (рис. 1) [1].

При числе диаметров, большем единицы, на окружности колеса найдётся ряд точек, которые всегда будут оставаться неподвижными. Они определяются уравнением

$$W = a \cdot \sin(n\theta) \cdot \cos(p_n t) = 0,$$

где $a \cdot \sin(n\theta)$ обозначает форму колебаний, $\cos(p_n t)$ – гармоническое движение и p_n – частоту колебаний.

Значения $\theta = 0$ и 2π соответствуют точкам начала и конца окружности, которые в данном случае совпадают. Однако в случае n -ой гармоники по окружности колеса имеется ещё $(2n - 1)$ точек, в которых смещение всегда равно нулю.

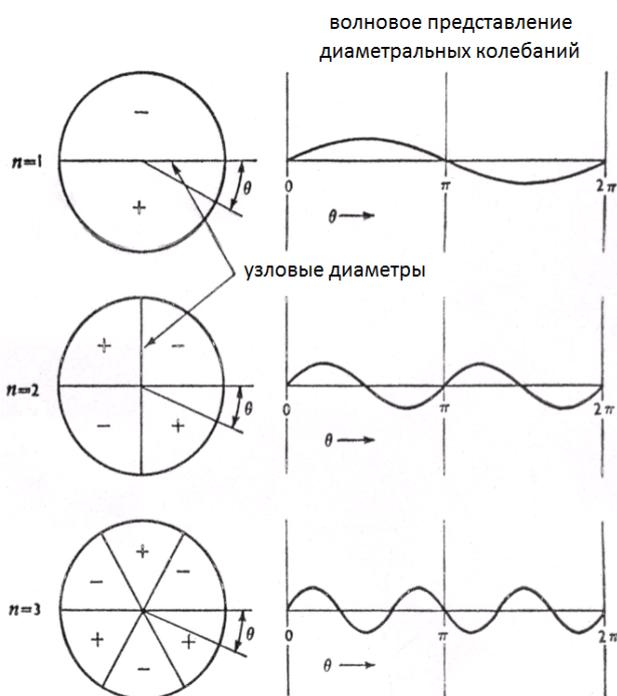


Рис. 1. Представление диаметральных форм колебаний колеса в виде волн перемещений

Такие точки, равномерно распределённые по всей окружности, называются узловыми точками. Эти точки нулевого движения в системе стоячих волн, и через них проходят линии, в которых смещения всегда равны нулю. Эти линии называются узловыми диаметрами. Стоячие волны возникают благодаря сложению волновых возмущений, распространяющихся в противоположных направлениях. Если амплитуды этих бегущих волн будут равны по величине и противоположны по знаку, то возникнут узловые диаметры. Но отражение часто оказывается неполным, и поэтому волны, бегущие в противоположных направлениях, не точно компенсируются и не образуют идеальных диаметров, в которых смещения строго равны нулю. В этом случае вводят понятие коэффициента стоячей волны.

Представление ступеней турбомшины в виде генератора механических колебаний [2] открывает новые возможности для трактовки результатов испытаний с целью поузловой доводки ГТД и позволяет повысить надёжность диагностирования колебаний и механизмов их возникновения и развития.

В отличие от электронного генератора, у которого колебания на собственных частотах должны быть исключены в рабочем диапазоне частот, в механическом генераторе в силу объективных причин такой ситуации избежать нельзя. Поэтому колебания, при которых происходит увеличение напряжений, а частоты лежат на прямой, описываемой уравнением для вынужденных колебаний

$f_{\text{вын}} = f_{\text{соб}} \pm kN$, будем называть резонансными колебаниями.

Представленная формула для вынужденных колебаний является универсальной в том смысле, что коэффициент k , характеризующий диаметрально форму колебаний рабочего колеса, может быть как целым, так и дробным.

Кратность частоты возбуждаемых колебаний в рабочем колесе определяют как отношение этой частоты к частоте вращения. При $k = 1$ говорят о колебаниях по форме с одним узловым диаметром, при $k = 2$ – о колебаниях по форме с двумя диаметрами и т. д.

Однако такое представление является далеко не полным, поскольку оно позволяет рассматривать только небольшую часть резонансных колебаний и совсем не охватывает такой тип колебаний, как несинхронные колебания колёс турбомашин, когда величина k является дробной. В случае дробной величины k следует говорить не о количестве диаметров, а о кратности частоты колебаний данной формы к частоте вращения, то есть о степени присутствия этой формы. Поэтому колебания рабочего колеса с наличием вперёд бегущей волны деформации с коэффициентом k_1 и назад бегущей волны деформации с коэффициентом k_2 будем определять как вид колебаний рабочего колеса в составе механического генератора, форма колебаний которого представлена алгебраической суммой дробных коэффициентов. Алгебраическая сумма этих коэффициентов даёт кратность частоты резонансных колебаний рабочего колеса в составе механического генератора к частоте вращения.

В работе [3] при исследовании влияния резонансного возбуждения на процесс развития автоколебаний было установлено, что развитые автоколебания происходили с частотой 820 Гц по форме с 5-ю узловыми диаметрами (рис. 2).

Применяя гипотезу механического генератора и анализируя рассматриваемый случай как резонансные колебания рабочего колеса на частоте 820 Гц, находим, что имеют место колебания рабочего колеса в виде вперёд бегущей волны (ВБВ) с $k_1 = 1,807142857$ и назад бегущей волны (НБВ) с $k_2 = -4,05$.

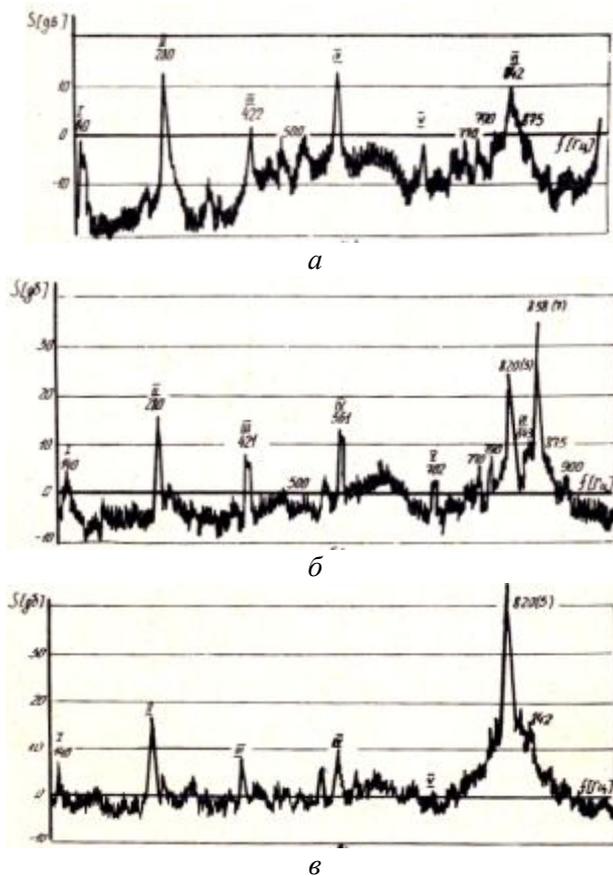


Рис. 2. Спектры колебаний рабочего колеса, поясняющие влияние резонансного возбуждения на процесс развития автоколебаний: а – на этапе выделения наименее устойчивых форм колебаний, б – $\sigma \approx 5 \text{ кгс/мм}^2$, в – режимы развитых автоколебаний, $\sigma \approx 10 \text{ кгс/мм}^2$

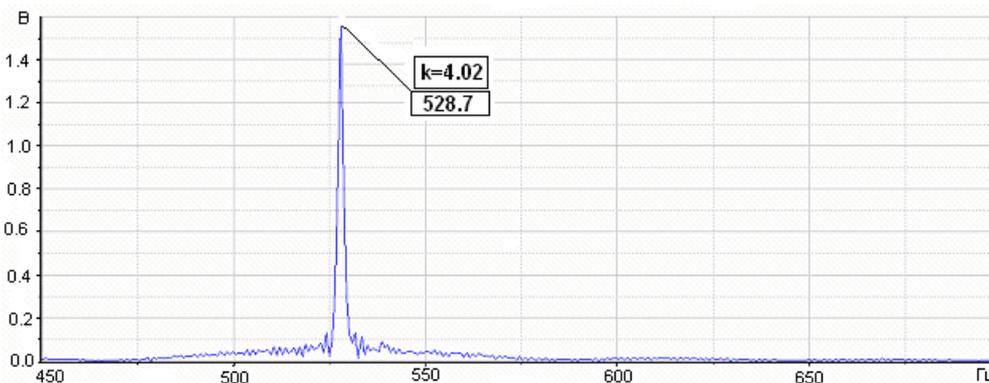


Рис. 3. Флаттер по собственной форме с числом узловых диаметров $n = 2$

Используя гипотезу механического генератора и анализируя рассматриваемый случай как резонансные колебания рабочего колеса на частоте 528 Гц в виде ВБВ с $k_1 = 1,045454545$ и НБВ с $k_2 = -2,954545455$, находим, что суммарный коэффициент k равен алгебраической сумме $k_1 + k_2$ и составляет величину рав-

Для проверки правильности получения коэффициентов k_1 и k_2 находим, что суммарный коэффициент k равен алгебраической сумме $k_1 + k_2$ и составляет величину равную 5,857142857, что совпадает с кратностью к оборотам частоты 820 Гц: $820 : 140 = 5,857142857$.

Предложенный способ определения резонансных колебаний рабочего колеса, которое является составной частью механического генератора, подтверждается другими примерами.

В работе [4], посвящённой исследованию явления снижения частоты собственных колебаний рабочего колеса в условиях возникновения флаттера, анализу подвергались результаты испытаний двух широкохордных трёхступенчатых вентиляторов (рис. 3).

В процессе испытаний выполнялось тензометрирование и наблюдался флаттер. Анализ колебаний рассматриваемых объектов выявил появление связанных колебаний рабочего колеса первой ступени в виде ВБВ деформации с превалирующим числом узловых диаметров $n = 2$, которые были идентифицированы как флаттер.

ную 4,000000000, что совпадает с кратностью к оборотам частоты 528 Гц: $528 : 132 = 4,000000000$.

В третьем примере [5] объектом исследования являлись рабочие лопатки второй ступени высоконагруженного четырёхступенчатого экспериментального вентилятора (рис. 4).

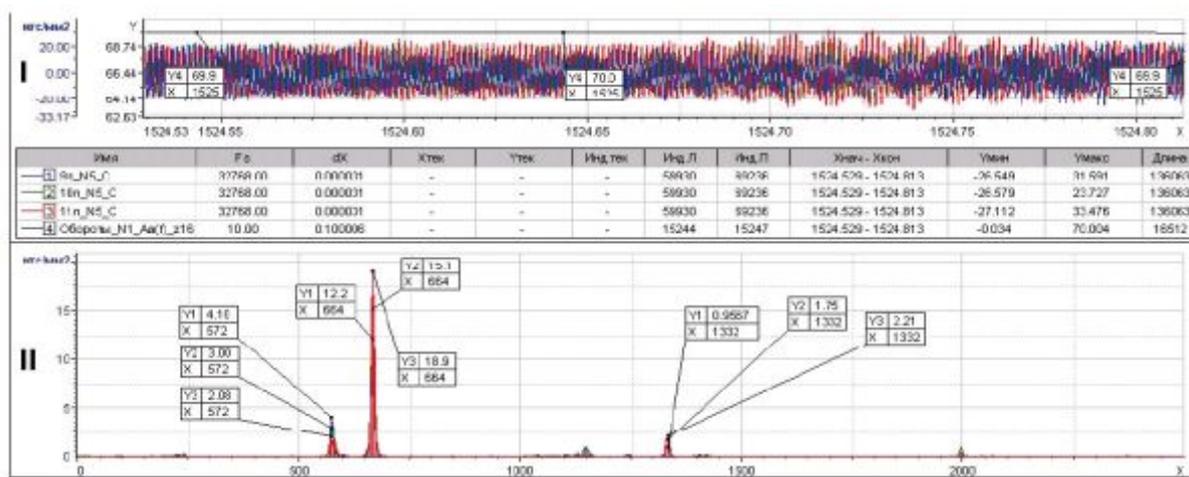


Рис. 4. Осциллограммы и спектры сигналов с тензодатчиков при развитии флаттера

На рабочем режиме при увеличении частоты вращения вентилятора на рабочих лопатках были зафиксированы нерезонансные колебания с высоким уровнем замеренных напряжений. При развитом флаттере возникли колебания лопаток с большими уровнями напряжений на частоте 664 Гц.

Используя гипотезу механического генератора и анализируя рассматриваемый случай как резонансные колебания рабочего колеса на частоте 666 Гц в виде ВБВ с $k_1 = 1,028571429$ и НБВ с $k_2 = -8,485714286$, находим, что суммарный коэффициент k равен алгебраической сумме $k_1 + k_2$ и составляет величину равную 9,514285715, что совпадает с кратностью к оборотам частоты 666 Гц: $666 : 70 = 9,514285715$.

В четвертом примере авторы работы [6] исследовали причины разрушения компрессорных лопаток первой ступени двигателя SO-3. Сообщалось обо всех 28 повреждённых лопатках рабочего колеса. В заключение говорилось о свободных и вынужденных колебаниях рабочего колеса первой ступени. Рассматривались три модели: модель А без расстройки (0%), модель В – 3,6% расстройки и модель С – 9,5% расстройки, при которой величина максимальных напряжений увеличилась на 26%, и эта модель наиболее близко соответствовала экспериментальным результатам. Была создана трёхмерная CFD-модель первой ступени и для сравнения с экспериментальными результатами были рассмотрены вынужденные колебания как настроенного, так и расстроенного обло-

паченных дисков на частоте вращения 250 Гц.

Для модели В максимальный уровень напряжений в лопатках превысил настроенный вариант А на 36%. Частота колебаний настроенного диска, возбуждаемого второй гармоникой от частоты вращения, была около 499 Гц с амплитудой напряжений около 260 МПа. Для модели В максимальная амплитуда напряжений на частоте порядка 503 Гц составила 360 МПа. Для модели С максимальная амплитуда напряжений на частоте 490 Гц (лопатка 19) составила 320 МПа.

Используя гипотезу механического генератора и анализируя рассматриваемый случай как резонансные колебания рабочего колеса на частоте 492 Гц в виде ВБВ с $k_1 = 0,912$ и НБВ с $k_2 = -1,056$, находим, что суммарный коэффициент k равен алгебраической сумме $k_1 + k_2$ и составляет величину равную 1,968, что совпадает с кратностью к оборотам частоты 492 Гц: $492 : 250 = 1,968$. Таким образом, результаты подхода с позиции генератора механических колебаний совпадают с экспериментальными результатами работы [6] для модели С. Следует отметить, что физический подход к описанию поведения рабочего колеса первой ступени в обоих случаях также одинаковый, поскольку как он основывается на привлечении механизма вынужденных колебаний.

В качестве пятого примера на рис. 5 приведён спектр колебаний колеса вентилятора.

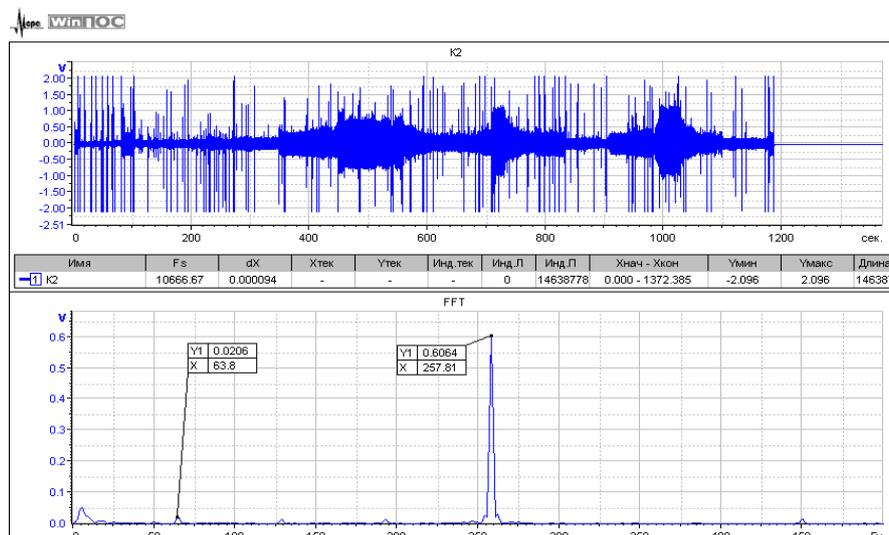


Рис. 5. Спектр колебаний колеса вентилятора

Используя гипотезу механического генератора и анализируя рассматриваемый случай как резонансные колебания рабочего колеса на частоте 258 Гц в виде ВБВ с $k_1 = 0,818181818$ и НБВ с $k_2 = -3,090909091$, находим, что суммарный коэффициент k равен алгебраической сумме $k_1 + k_2$ и составляет величину равную 3,909090909, что совпадает с кратностью к оборотам частоты 258 Гц:

$258 : 66 = 3,909090909$.

В заключение отметим, что модель генератора механических колебаний может быть применена для анализа несинхронных колебаний при обработке стендовых испытаний рабочих колёс турбомашин.

Библиографический список

1. Пейн Г. Физика колебаний и волн. М.: Мир, 1979. 389 с.
2. Коскин А.О., Селезнев В.Г. Особенности изменения частотных характеристик рабочих колёс турбомашин // Вестник двигателестроения. 2013. № 2. С. 142-147.
3. Сачин В.М., Хориков А.А., Шатохин А.Г. Некоторые результаты исследования спектров высокочастотных аэроупругих колебаний лопаток компрессоров // Труды ЦИАМ. 1981. № 953. С. 296-307.
4. Макаров П.В., Макарова М.Б., Шатная Е.Е. Особенности изменения частотной характеристики рабочего колеса «блиск» с широкохордными лопатками в условиях флаттера // Материалы между-

народной науч.-техн. конф. «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». Самара: СГАУ, 2009. С. 203-204.

5. Хориков А.А. Исследование механизмов возникновения и развития классического флаттера компрессорных лопаток с применением современных методов обработки динамических процессов // Вестник двигателестроения. 2013. № 2. С. 136-141.
6. Drewczynski M., Romuald R., Ostrowska Z. Forced response of the mistuned first stage compressor bladed disc of an aircraft engine – Experimental and numerical results // 13th Word Congr. in Mechanism and Machine Science. 2011. Paper A17-291.

Информация об авторах

Басов Павел Александрович, начальник сектора в отделе динамических измерений, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. E-mail: dep007@rtc.

ciam.ru. Область научных интересов: динамические измерения.

Селезнев Валерий Григорьевич, старший научный сотрудник, Центральный институт авиационного моторо-

строения имени П.И. Баранова. E-mail: dep007@rtc.ciam.ru. Область интересов: динамика деталей и узлов транспортных машин.

NONSYNCHRONOUS VIBRATIONS OF TURBOMACHINERY BLADED DISCS

© 2014 P.A. Basov, V.G. Seleznev

Central Institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation

The paper brings forward the method of determining nonsynchronous vibrations of turbomachinery bladed discs, based on the hypothesis of mechanical generator. Turbomachinery stages represented as a mechanical generator open up new opportunities for test results interpretation for the purpose of gas-turbine engine mounts development and make it possible to improve the reliability of diagnostics of nonsynchronous vibrations and their occurrence and development mechanism. Turbomachinery bladed discs represented as a mechanical generator component part revealed that nonsynchronous vibrations of turbomachinery bladed disc are determined by design features of bladed disc and vane. The paper contains some examples of spectra for fan strain-gauging results, on the basis of which the analysis of nonsynchronous vibrations of turbomachinery bladed discs was carried out. Vibrations of bladed disc with forward and backward strain waves having coefficients k_1 and k_2 , respectively, are considered as a mode of bladed disc being a part of the mechanical generator, which vibration mode is presented by the algebraic sum of broken coefficients. The algebraic sum of these coefficients equals with a ratio of vibration frequency of bladed disc as a mechanical generator part to rotation frequency. The introduced generator of mechanical vibrations model can be applied to the analysis of nonsynchronous vibrations when processing results of turbomachinery bladed discs rig tests.

Nonsynchronous vibrations, bladed discs, mechanical generator, forward wave, backward wave.

References

1. Pain H.J. Fizika kolebaniy i voln [The physics of vibrations and waves]. Moscow: Mir Publ., 1979. 389 p.
2. Koskin A.O., Seleznev V.G. Peculiarities of engines bladed disks frequency changing parameters // Vestnik dvigatelestroeniya. 2013. No. 2. P. 142-147. (In Russ.).
3. Sachin V.M., Khorikov A.A., Shatokhin A.G. Some spectra research results for high-frequency aeroelastic vibrations of compressor blades. // Trudy TsIAM. 1981. No. 953. P. 296-307. (In Russ.).
4. Makarov P.V., Makarova M.B., Shatnaia E.E. Osobennosti izmeneniya chastotnoy kharakteristiki rabocheho koleasa «blik» s shirokokhordnymi lopatkami v usloviyakh flattera // Trudy mezhdunarodnoi nauchno-tekhnicheskoi konferentsii “Problemy i perspektivy razvitiia dvigatelestroeniia” Samara: Samara St. Aerospace Univ. Publ., 2009. P. 203-204. (In Russ.).
5. Khorikov A.A., Danilkin S.Iu., Mazikina T.I., Makarov P.V. Research of mechanisms of occurrence and development of classical flutter in compressor’s blades with application of modern methods of processing of dynamic processes // Vestnik dvigatelestroeniya. 2013. No. 2, P. 136-141. (In Russ.).
6. Drewczynski M., Rzadkowski R., Ostrowska Z. Forced response of the mistuned first stage compressor bladed disc of an aircraft engine – Experimental and numerical results // 13th Word Congr. in Mechanism and Machine Science. 2011. Paper A17-291.

About the authors

Basov Pavel Aleksandrovich, head of sector in department of dynamic measurements, Central Institute of Aviation Motors, Moscow. E-mail: dep007@rtc.ciam.ru. Area of Research: dynamic measurements.

Seleznev Valerii Grigor'evich, senior staff scientist, Central Institute of Aviation Motors, Moscow. E-mail: dep007@rtc.ciam.ru. Area of Research: dynamics of transport machinery parts and units.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ФОРМ И ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ
БАНДАЖИРОВАННОГО КОЛЕСА ВЕНТИЛЯТОРА
НА ГОЛОГРАФИЧЕСКОЙ УСТАНОВКЕ
И В СОСТАВЕ ДВИГАТЕЛЯ НА ИСПЫТАТЕЛЬНОМ СТЕНДЕ**

© 2014 А. О. Коскин, В. Г. Селезнёв

Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова,
г. Москва

В статье сообщается о результатах применения метода голографической интерферометрии для анализа форм колебаний вращающегося колеса вентилятора. До настоящего времени практически не имеется экспериментальных работ, объясняющих поведение рабочих колёс турбомашин в составе двигателя, исходя из знаний форм и частот колебаний исследуемого колеса при отсутствии вращения. Имея изначально амплитудно-частотные характеристики рабочего колеса в виде картин форм колебаний с соответствующими частотами, а затем и данные тензометрирования этого колеса в составе двигателя, можно провести анализ форм колебаний вращающегося колеса. Формы колебаний, полученные на голографической установке, отождествляются с формами колебаний вращающегося колеса по совпадению их частот. Приводятся частоты и формы колебаний колеса первой ступени вентилятора, полученные методом голографической интерферометрии, и частоты, полученные методом спектрального анализа при тензометрировании этого колеса. Близкие значения частот позволили осуществить «привязку» форм колебаний к частотам вращающегося колеса. Важность знания форм колебаний колёс турбомашин поясняется примером исследования колеса ротора турбины. Было обнаружено наличие «горизонтальной» связи для некоторых форм колебаний, когда почти одной и той же частоте соответствуют две формы колебаний. На основании проведённых исследований можно сделать вывод, что перед установкой рабочего колеса в двигатель необходимо определить собственные частоты и формы колебаний этого колеса с использованием современных оптических методов, в частности голографической интерферометрии, что позволит более надёжно прогнозировать возникновение разного рода колебаний при его работе в составе двигателя.

Формы колебаний, ротор, вентилятор, резонансные колебания, голографическая интерферометрия.

Данная работа лежит в русле выдвинутой В. П. Ивановым концепции общего подхода к теоретическому и экспериментальному исследованию колебаний рабочих колёс (РК) турбомашин как единых упругих систем [1]. Она, в некоторой степени, дополняет экспериментальные знания в этой области, поскольку такое подробное исследование рабочего колеса как единой упругой системы до сих пор не проводилось.

До настоящего времени практически не имеется экспериментальных работ, объясняющих поведение рабочих колёс (РК) турбомашин в составе двигателя, исходя из знаний форм и частот колебаний исследуемого колеса при отсутствии вращения. Кроме того, при объяснении процессов, происходящих в

лопатках, как правило, игнорируется принадлежность лопаток к колесу, т. е. к системе «диск–лопатки–бандаж». При этом лопатки рассматриваются изолированно от диска.

При проведении экспериментальных исследований РК либо в системе двигателя, либо при снятии амплитудно-частотных характеристик на голографической установке при отсутствии вращения, вопрос о связанности колебаний лопаток и диска не возникает, т. к. имеется единая механически связанная система диск–лопатки. Этот вопрос возникает при трактовке полученных экспериментальных результатов, и качество её зависит от имеющейся математической модели. К настоящему времени уже очевидно, что модель с жёстким диском не является

адекватной, поскольку, в лучшем случае, может только качественно, а не количественно объяснить такие явления, как локализация мод и картины расстройки лопаток по колесу. В конечном итоге, такая модель не позволяет определить, по какой форме колебаний системы «диск–лопатки–бандаж» реализуются максимальные напряжения в лопатках колеса.

Следует отметить, что знание сдвигов фаз колебаний между лопатками РК хотя и даёт частичное представление о числе волн деформаций в окружном направлении, тем не менее, не всегда позволяет идентифицировать колебания в системе. Отсюда представляется целесообразным использовать оптические методы, в том числе и голографическую интерферометрию, которые дают полное представление о формах колебаний системы «диск–лопатки–бандаж» для более полного понимания процессов, происходящих во вращающихся колёсах.

Известно, что нагружение, а следовательно и прочность элементов рабочего колеса при его вращении зависит от аэродинамических и центробежных сил. Реакция колеса в виде форм и частот колебаний, которые могут или не могут возбуждаться под действием этих сил, обуславливается его конструкцией.

Информация о формах и частотах колебаний, полученная по интерферограммам, не может быть избыточной и является необходимой при анализе данных, полученных при исследовании этого колеса на стенде в составе двигателя. Поэтому в дальнейшем для более ясного понимания процесса, происходящего в РК, требуется, в первую очередь, экспериментально исследовать его амплитудно-частотные характеристики на голографической установке или на сканирующем лазерном виброметре.

Имея изначально амплитудно-частотные характеристики РК в виде картин форм колебаний с соответствующими частотами, а затем и данные тензометрирования этого колеса в составе двигателя, можно провести анализ форм колебаний вращающегося колеса.

Важность использования оптических методов при исследовании колебаний РК можно пояснить на следующем примере. На голографической установке были исследованы формы колебаний колеса ротора турбины [2]. По данным исследований был построен график зависимости частоты колебаний колеса f от числа узловых диаметров n для трёх семейств (рис. 1).

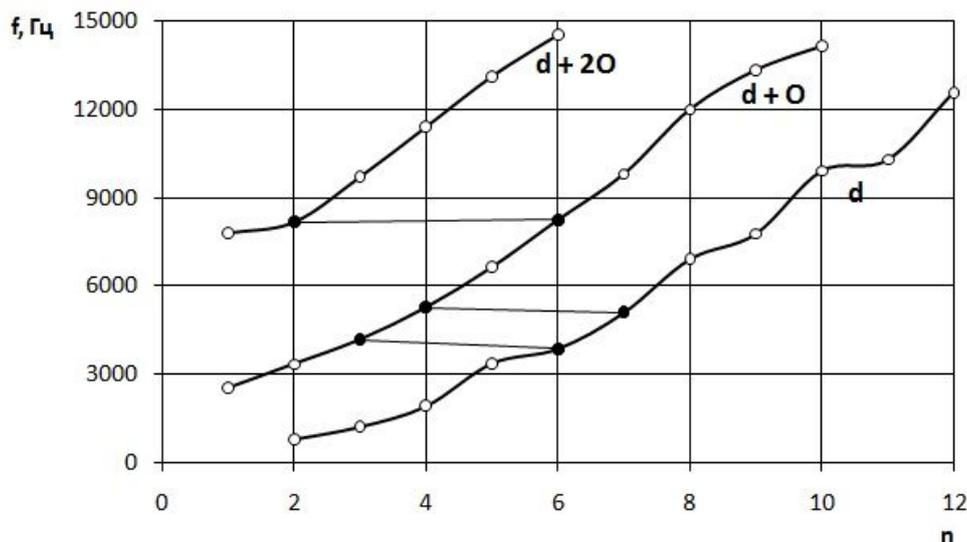


Рис. 1. График зависимости частоты колебаний колеса от числа узловых диаметров

Последующий анализ интерферограмм необычных форм колебаний позволил обратить внимание на

следующий факт. Из интерферограммы, приведённой на рис. 2, а, видно, что форма колебаний, возбуждаемая на

частоте 4039 Гц, несёт в себе признаки одновременно двух семейств: три диаметра с окружностью по диску (4172 Гц) и шесть диаметров по лопаточному венцу (3870 Гц). Аналогичную ситуацию можно наблюдать на частоте 5170 Гц для формы

четыре диаметра по диску и семь диаметров по лопаточному венцу (рис. 2, б). Ближайшей ей частоте 5268 Гц соответствует форма четыре диаметра плюс окружность, а частоте 5100 Гц – форма с семью диаметрами.

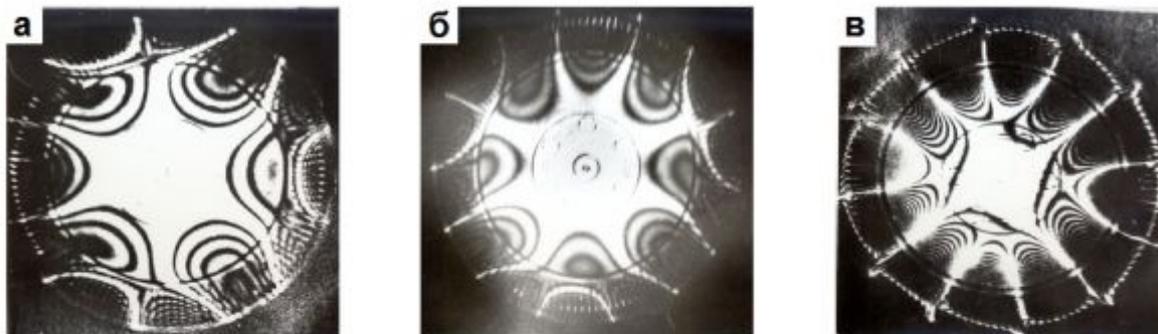


Рис. 2. Интерферограммы форм колебаний, записанные на частотах:
а – 4039 Гц, б – 5170 Гц, в – 8232 Гц

Из приведённых для исследованного колеса примеров можно предположить наличие «горизонтальной» связи для некоторых форм колебаний (рис. 1), когда почти одной и той же частоте соответствуют две формы колебаний.

Ещё одна наглядная иллюстрация приведена на рис. 2, в, когда в результате «взаимодействия» формы с двумя диаметрами и двумя окружностями (8170 Гц) и близкой по частоте формы с шестью диаметрами и окружностью (8250 Гц) наблюдается интерферограмма, записанная на частоте 8232 Гц и показывающая, что середина колеса колеблется по форме с двумя диаметрами, а остальная его часть – по форме шесть диаметров плюс окружность.

Обнаруженное явление может оказаться полезным и дополнить ограниченную информацию о колебаниях рабочих колёс, полученную при тензометрировании колеса на двигателе.

Такое повторение одной и той же идеи о предварительном определении форм колебаний РК перед их испытаниями в составе компрессора или

турбины в двигателе объясняется тем, что, насколько известно авторам, подобные исследования никогда не проводились, в результате чего, по нашему мнению, было потеряно много полезной информации. Поэтому ограниченную информацию, полученную в результате тензометрирования лопаток РК, нужно обязательно дополнять формами колебаний рабочих колёс.

На практике большой интерес представляют колебания первых ступеней вентиляторов. Подробный набор голографических интерферограмм форм колебаний рабочего колеса первой ступени вентилятора (рис. 3) был получен при демонстрации возможностей импульсного лазера для исследования форм и частот колебаний крупногабаритных деталей ГТД [3].

При анализе результатов тензометрирования в спектре, приведённом на рис. 4, были обнаружены составляющие, частоты которых практически совпадают с частотами, полученными на голографической установке.

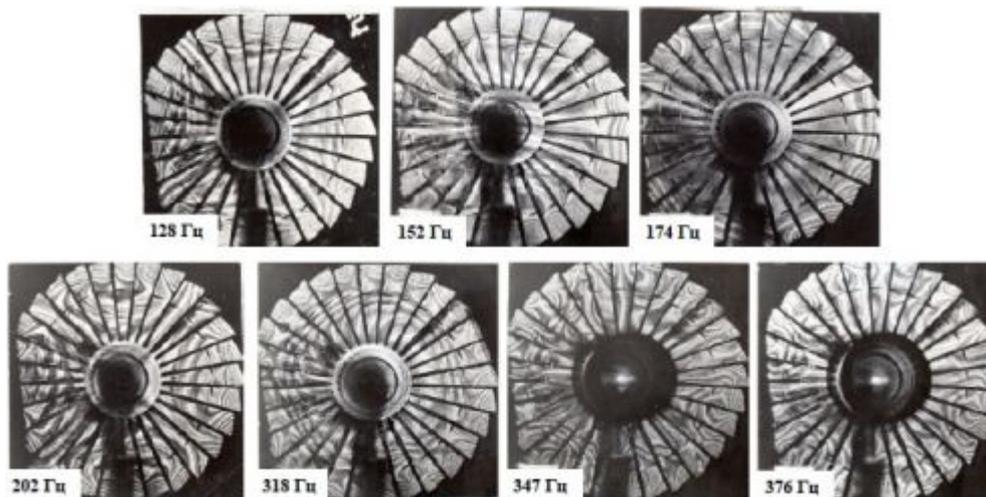


Рис. 3. Формы колебаний бандажированного колеса вентилятора на различных частотах

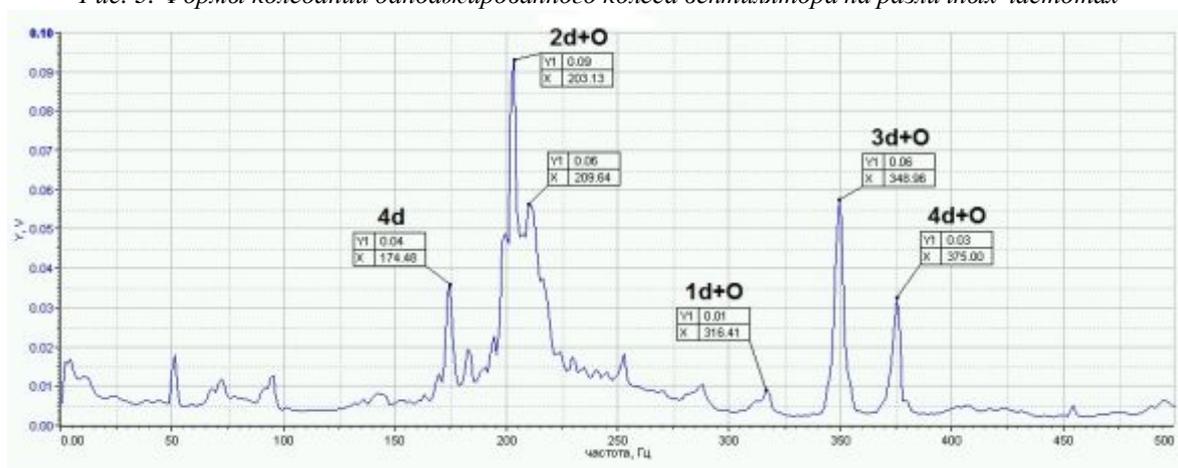


Рис. 4. Спектр колебаний 1-ой ступени вентилятора при тензометрировании

В табл. 1 приведены частоты и установка, а также частоты спектрального формы колебаний колеса вентилятора, анализа результатов тензометрирования, полученные на голографической

Таблица 1 - Частоты, полученные при тензометрировании и методом голографической интерферометрии для разных форм колебаний

Голографическая интерферометрия		Тензометрирование
f, Гц	Форма	f, Гц
128	2d	—
152	1d+O	—
174	4d	174
202	2d+O	203
318	1d+O	316
347	3d+O	349
376	4d+O	375

По результатам тензометрирования голографической установке была колеса вентилятора и определения его построена резонансная диаграмма форм и частот колебаний на (рис. 5).

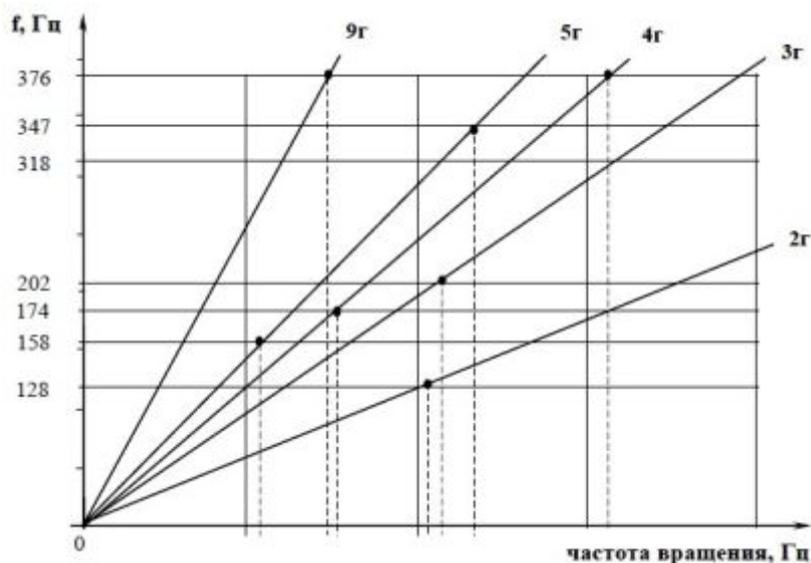


Рис. 5. Резонансная диаграмма бандажированного колеса вентилятора

На основании проведённых исследований можно сделать вывод, что перед установкой рабочего колеса в двигатель необходимо определить собственные частоты и формы колебаний этого колеса с использованием современных оптиче-

ских методов, в частности голографической интерферометрии, что позволит более надёжно прогнозировать возникновение разного рода колебаний при его работе в составе двигателя.

Библиографический список

1. Иванов В.П. Колебания рабочих колёс турбомашин. М.: Машиностроение, 1983. 224 с.
2. Селезнёв В.Г. Голографическая интерферометрия в задачах оценки прочности авиационной техники // Конверсия в машиностроении. 1995. № 1. С. 25-29.
3. Комар В.Г. и др. О системе голографического кинематографа, предназначенного для исследования и контроля интерференционным методом деформаций и напряжений вибрирующих и вращающихся изделий // Труды Всесоюзного науч.-исслед. кинофотоинститута НИКФИ. Вып. 110. М.: НИКФИ, 1982. С. 5-13.

Информация об авторах

Коскин Александр Олегович, заместитель начальника отдела динамических измерений, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. E-mail: koskin@bk.ru. Область научных интересов: динамика деталей и узлов транспортных машин.

Селезнёв Валерий Григорьевич, старший научный сотрудник, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. E-mail: dep007@rtc.ciam.ru. Область научных интересов: динамика деталей и узлов транспортных машин.

THE STUDY OF SHROUDED FAN VIBRATION MODES AND FREQUENCIES ON HOLOGRAPH AND AS A PART OF THE ENGINE ON THE TEST RIG

© 2014 A. O. Koskin, V. G. Seleznev

Central Institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation

The article reports about application results of holographic interferometry method for the analysis of rotating fan vibration modes. So far there are no practically the experimental works explaining behavior of turbomachinery bladed discs as a part of the engine, on the basis of knowledge about modes and frequencies of observable disc in the absence of rotation. Having initially bladed disc amplitude-frequency characteristics in the form of vibration modes pictures with the corresponding frequencies, and then strain-gauging data for this disk being a part of the engine, makes it possible to carry out the vibration modes analysis of rotating disk. Vibration modes, received on holographic installation, are identified with vibration modes of a rotating disc on coincidence of their frequencies. Vibration frequencies and modes of a fan first stage, received on holograph, and the frequencies, received using spectral analysis method for strain-gauging data, are given in the article. Close values of these frequencies allowed to connect vibration modes with rotating disc frequencies. Moreover, there is the example of turbine rotor disc research, illustrated the importance of knowledge of turbomachinery discs vibration modes, in the article. The study revealed the existence of "horizontal" connection for some vibration modes, when two different vibration modes accord with almost the same frequency. On the basis of the carried-out study it is possible to draw a conclusion that before installation of the bladed disc in the engine it is necessary to define natural frequencies and vibration modes of this disc using modern optical methods, in particular a holographic interferometry; that will allow to predict more reliably any occurrence of disc vibrations during its working as a part of the engine.

Vibration modes, rotor, fan, resonance vibration, holographic interferometry.

References

1. Ivanov V.P. *Kolebaniia rabochikh koles turbomashin* [Vibration of blade wheels]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1983. 224 p.
2. Seleznev V.G. Application of holographic interferometry to solve strength problems of aircraft structures // *Konversiya v mashinostroenii*. 1995. No. 1. P. 25-29. (In Russ.)
3. Komar V.G., Serov O.B., Skibin V.A., Seleznev V.G., Elenevskii D.S., Sipukhin I.G., Shaposhnikov Iu.N., Mashkovtsev A.N. About the holographic cinematograph system intended for researching and controlling strain and stress of the vibrating and rotating items by an interference method // *Trudy Vsesoyuznogo nauch.-issled. kinofotoinstituta NIKFI*. V. 110. Moscow: NIKFI Publ., 1982. P. 5-13. (In Russ.)

About the authors

Koskin Aleksandr Olegovich, deputy chief of department of dynamic measurements, Central Institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation. E-mail: koskin@bk.ru. Area of Research: dynamics of transport machinery parts and units.

Seleznev Valerii Grigor'evich, senior staff scientist, Central Institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation. E-mail: dep007@rtc.ciam.ru. Area of Research: dynamics of transport machinery parts and units.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В ПЛОСКОМ КАНАЛЕ МЕТОДОМ РЕГУЛЯРНОГО ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ КРИТЕРИЯХ БИО

© 2014 Е.Г. Колесова¹, С.В. Веретенников², М.Н. Жорник¹

¹Научно-производственное объединение «Сатурн», г. Рыбинск

²Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьёва

Представлены результаты экспериментального исследования теплообмена в плоском канале, изготовленном методом лазерной стереолитографии. Исследуемая теплообменная поверхность представляет собой тонкую металлическую пластину, образующую одну из боковых стенок канала. Исследования проведены при различных критериях Био и в широком диапазоне чисел Рейнольдса. Для определения коэффициентов теплоотдачи используется инфракрасная тепловая диагностика, в основу которой положен метод регулярного теплового режима первого рода. Металлическая пластина сначала нагревалась, затем через внутренний канал включалась продувка холодного воздуха. Температура пластины измерялась с помощью инфракрасного термографа. При обработке результатов строились графики логарифма избыточной температуры от времени. Тангенс угла наклона данных кривых является темпом охлаждения пластины. Экспериментально определены границы применения данного метода от критерия Био. Полученные экспериментальные результаты хорошо совпадают с известной критериальной зависимостью $Nu=0,018Re^{0,8}$. Разработанная экспериментальная установка и методика проведения нестационарного эксперимента позволяют определять коэффициенты теплоотдачи при вынужденном течении ограниченных потоков при реализации регулярного теплового режима первого рода.

Регулярный тепловой режим, теплообмен, турбина.

При проектировании систем охлаждения лопаток газовых турбин основной задачей является обеспечение требуемого температурного состояния материала лопатки. Современные программные комплексы позволяют определить температурное поле в лопатке при условии правильного задания граничных условий теплообмена, как со стороны газового потока, так и со стороны каналов системы охлаждения. Достигнутые успехи в численном моделировании процессов теплообмена в проточной части турбины в сочетании с экспериментальными данными по исследованию течений в решётках профилей дают возможность с приемлемой точностью задавать граничные условия на внешней поверхности пера лопатки. Однако сложность процессов, протекающих при течении теплоносителя в каналах систем охлаждения лопаток турбин, не позволяет с достаточной точностью численными методами определять граничные условия теплообмена на внутренней поверхности лопатки и требует получения надёжных экспериментальных данных.

Одним из наиболее перспективных методов определения параметров внутреннего теплообмена в каналах систем охлаждения лопаток турбин является инфракрасная тепловая диагностика, в основу которой положен метод регулярного теплового режима первого рода.

Суть метода заключается в том, что при охлаждении тела в среде с постоянной температурой изменение его избыточной температуры в любой точке с течением времени описывается уравнением [1]:

$$t_i - t_0 = (t_{i0} - t_0) \cdot e^{-m(\tau_i - \tau_0)}, \quad (1)$$

где t_i - текущее значение температуры тела в i -той точке, °С;

t_{i0} - начальная температура тела в i -той точке, °С;

t_0 - температура охлаждающего воздуха, °С;

$\tau_i - \tau_0$ - интервал времени охлаждения между начальной температурой t_{i0} и температурой t_i , с.

Такой тип нестационарного теплообмена носит название регулярного теплового режима первого рода [1]. Входя-

щий в показатель экспоненты коэффициент m носит название темпа охлаждения и связан с коэффициентом теплоотдачи соотношением [1]:

$$m = \frac{\alpha F \Psi}{\rho c V}, \quad (2)$$

где α – локальный коэффициент теплоотдачи на выделенном элементе теплообменной поверхности, Вт/(м²·К); F – площадь поверхности элемента, м²; ρ – плотность материала лопатки, кг/м³; c – удельная теплоёмкость материала лопатки, Дж/(кг·К); V – объём выделенного элемента, м³; Ψ – коэффициент неравномерности, равный отношению средней избыточной температуры на теплообменной поверхности элемента лопатки к средней избыточной температуре по объёму элемента.

Для тел постоянной геометрической формы темп охлаждения m зависит от Ψ и α . Коэффициент неравномерности Ψ для заданной формы тела является функцией числа Био:

$$Bi = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (3)$$

где λ – коэффициент теплопроводности материала тела, Вт/(м·К); l – характерный размер, м.

При значении числа Bi близком к нулю коэффициент неравномерности Ψ стремится к 1. Тогда коэффициент теплоотдачи можно определить по значению темпа регулярного режима.

$$\alpha = \frac{m \rho c V}{F}. \quad (4)$$

На стендах научно-производственного объединения «Сатурн» с использованием описанного метода проведены испытания рабочих лопаток турбины. Исследуемая лопатка сначала нагревалась до 250°С, затем через её внутренние каналы прокачивался охлаждающий воздух, температура, давление и расход которого измерялись. Температурное поле на наружной поверхности лопатки фиксировалось с помощью инфракрасного термографа.

При проведении испытаний выявлено, что регулярный тепловой режим первого рода достигается лишь при испыта-

нии лопаток с расходом охлаждающего воздуха менее 30% от номинального. При рабочих расходах охлаждающего воздуха регулярный режим наступает лишь в периферийных сечениях лопатки, где толщина стенки мала.

В современных лопатках величины коэффициентов теплоотдачи во внутренних каналах системы охлаждения достигают величин 2000 Вт/м²К, а теплопроводность жаропрочных и жаростойких материалов используемых в производстве лопаток достаточно мала. Толщина стенки лопатки варьируется от 2,5-3 мм в корневом сечении до 0,5 мм в периферийном. Соответственно, число Био изменяется от 0,08...0,15 для периферийных сечений до 0,4...0,6 мм для корневых. Согласно [2] температурное поле тела нельзя считать однородным при значении Bi , превышающем 0,1.

Для выявления границ применения данного метода определения коэффициента теплоотдачи проведены испытания плоского канала, закономерности теплообмена в котором хорошо изучены. Экспериментальный участок представляет собой плоский канал, изготовленный методом лазерной стереолитографии (рис. 1). Исследуемая теплообменная поверхность представляет собой тонкую металлическую пластину, образующую одну из боковых стенок канала. Сжатый воздух поступает в канал из ресивера, в котором измеряются входные значения температуры и давления. Таким образом, при прокачке воздуха через каналы стереомодели формируется течение, определяющее граничные условия теплообмена на внутренней поверхности пластины.

Задачей исследования теплообмена в канале экспериментального участка, показанного на рис. 1, является определение коэффициентов теплоотдачи от прокачиваемого через канал воздуха к внутренней теплообменной поверхности пластины. В данной методике измерение тепловых потоков производится в нестационарном режиме.

В опытах, проведённых для отработки представленной экспериментальной

методики, использовалась модель с плоским каналом шириной 28 мм, высотой 3 мм и длиной 65 мм.



Рис. 1. Экспериментальный участок для исследования теплообмена в плоском канале с установленной пластиной

Расход прокачиваемого через канал воздуха измерялся высокоточным кориолисовым расходомером «Micro Motion», давление воздуха на входе в канал – датчиком давления «Метран», температура воздуха на входе в канал – хромель - алюмелевым приёмником. Регистрация параметров опыта производилась измерительно-вычислительным комплексом «СИТП-М». Перед началом опыта модель продувалась сжатым воздухом для настройки режима, затем подача воздуха перекрывалась с помощью отсечного клапана. После включения записи параметров пластина с помощью тепловой воздуходувки нагревалась до 120...130°C. После достижения указанной температуры открывается отсечной клапан и весь расход воздуха поступает в рабочий участок охлаждающий пластину. Температура пластины измерялась термографом Flir T440.

Основным недостатком бесконтактного способа измерения температуры является его зависимость от коэффициента излучения (степени черноты) исследуемого объекта [3]. На поверхность пластины перед проведением испытаний была нанесена матовая грунтовая краска и установлена термопара. На первом этапе после нагрева пластина охлаждадалась естественной конвекцией. При этом фиксировалось изменение температуры поверхности пластины термографом и термопарой. На термографе был установлен коэффициент излучения, равный 0,94, как указано в рекомендации [3]. Разница между показа-

ниями термопары и термографа составила не более 0,5°C, что лежит в границах погрешности измерения хромель – алюмелевой термопары 1-го класса точности ($\pm 1,5$ °C) [4] и термографа (± 2 °C по абсолютно чёрному телу).

При продувке воздуха через канал модели пластина охлаждается в десятки раз быстрее, чем при естественном остывании на воздухе. Следовательно, основной отвод тепла от пластины осуществляется через внутреннюю поверхность, и внешним теплообменом при расчёте коэффициента теплоотдачи можно пренебречь.

Для расчёта коэффициентов теплоотдачи по полученным экспериментальным данным строилась зависимость логарифма избыточной температуры $\ln(t_i - t_0)$ от времени τ . Из всего диапазона полученных значений выбирался линейный участок зависимости, тангенс угла наклона которого представляет собой темп охлаждения m , по которому определяется коэффициент теплоотдачи α (рис. 2).

Испытания по определению коэффициентов теплоотдачи проведены в диапазоне чисел Рейнольдса от $1,7 \cdot 10^4$ до $1 \cdot 10^5$ и при различных толщинах стенки канала (для стальной пластины толщина варьируется от 0,5 до 5 мм, для медной пластины толщиной 0,3 мм), а следовательно, и при различных значениях критерия Bi . Полученные экспериментальные данные по исследованию теплообмена внутри плоского канала при различных толщинах пластины хорошо согласуются с известной критериальной зависимостью $Nu = 0,018 Re^{0,8}$ (рис. 3) [5].

Отклонение экспериментальных данных от расчётной зависимости начинается при толщине стальной пластины 5 мм и числах Рейнольдса выше $6 \cdot 10^4$, что соответствует числу Bi большему 0,2 (рис. 4). Следовательно, при дальнейшем увеличении числа Bi необходимо вводить поправку- коэффициент неравномерности Ψ , равный отношению средней избыточной температуры на поверхности элемента лопатки к средней избыточной температуре по объёму элемента лопатки.

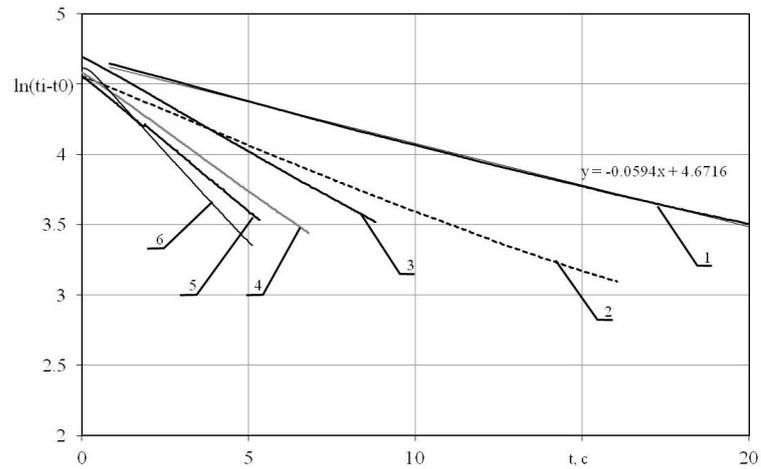


Рис. 2. Зависимость логарифма избыточной температуры от времени τ при вынужденной конвекции в плоском канале со стенкой толщиной 1мм:
 1 – $Re=1,7 \cdot 10^4$; 2 – $Re=3,4 \cdot 10^4$; 3 – $Re=5,2 \cdot 10^4$; 4 – $Re=6,9 \cdot 10^4$; 5 – $Re=8,6 \cdot 10^4$; 6 – $Re=1,04 \cdot 10^5$

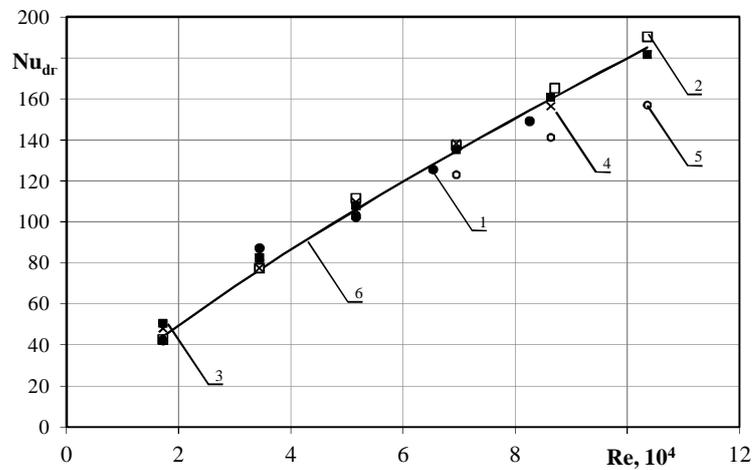


Рис. 3. Расчётная и экспериментальная зависимости числа Нуссельта от числа Рейнольдса при различных толщинах пластины
 1 – $\delta=0,3$ мм (медь); 2 – $\delta=0,5$ мм (сталь), 3 – $\delta=1$ мм (сталь); 4 – $\delta=3$ мм (сталь); 5 – 5 мм (сталь), 6- теоретическая зависимость

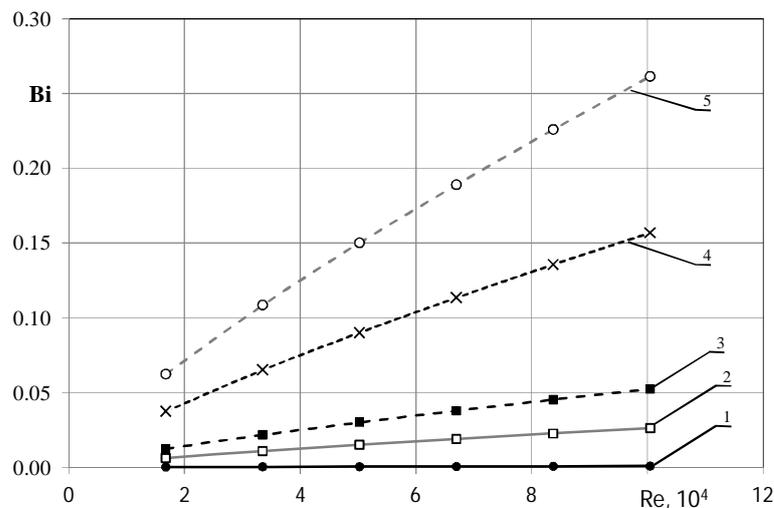


Рис. 4. Расчётная и экспериментальная зависимости числа Био от числа Рейнольдса при различных толщинах пластины
 1 – $\delta=0,3$ мм (медь); 2 – $\delta=0,5$ мм (сталь), 3 – $\delta=1$ мм (сталь); 4 – $\delta=3$ мм (сталь); 5 – 5 мм (сталь)

Разработаны экспериментальная установка и методика проведения нестационарного эксперимента, позволяющие определять коэффициенты теплоотдачи при вынужденном течении ограниченных потоков при реализации регулярного теплового режима первого рода.

Разработанная методика позволяет определять коэффициенты теплоотдачи во всём практически значимом диапазоне чисел Рейнольдса при $Bi < 0.2$. Данные испытания целесообразно проводить на плоских каналах, изготовленных методом лазерной стереолитографии, имеющих в качестве одной из стенок стальную пластину с толщиной от 0,5 до 3 мм. Проводить данные испытания с использо-

ванием медной пластины нецелесообразно из-за низкой теплоёмкости меди и очень быстрого охлаждения пластины, что накладывает соответствующие требования к регистрирующей аппаратуре. При этом канал может содержать различные интенсификаторы теплообмена: компланарные рёбра, штырьки-турбулизаторы и т.д. При использовании в качестве объекта испытаний натуральных лопаток возникают сложности с соблюдением условия $Bi < 0.2$ из-за низкой теплопроводности материалов современных лопаток газовых турбин и влияния поперечной теплопроводности на различных интенсификаторах теплообмена в каналах лопаток.

Библиографический список

1. Кондратьев Г.М. Регулярный тепловой режим. М.: Гос. изд-во технической литературы, 1954. 408 с.
2. Авдучевский В.С., Галицкий Б.М., Глебов Г.А., Данилов Ю.И. и др. Основы теплопередачи в авиационной и ракетно – космической технике. М.: Машиностроение, 1975. 624 с.
3. Вавилов В.П., Александров А.Н. Инфракрасная термографическая диагностика в строительстве и энергетике. М.: Энергопрогресс, Энергетик, 2003. 76 с.
4. ГОСТ Р 8.585-2001 ГСИ. Термопары. Номинальные статические характеристики. М.: Изд-во стандартов, 2002. 78 с.
5. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973. 320 с.

Информация об авторах

Колесова Елена Геннадиевна, ведущий специалист отдела турбин, Научно-производственное объединение «Сатурн», г. Рыбинск. E-mail: kolesova_eg@mail.ru. Область научных интересов: тепло-массообмен в турбомашинах.

Веретенников Сергей Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры общей и технической физики, Рыбинский государственный авиационный технический университет. E-mail:

serveret@yahdex.ru. Область научных интересов: тепло-массообмен в турбомашинах.

Жорник Максим Николаевич, кандидат технических наук, ведущий специалист экспериментально – исследовательского отдела, Научно-производственное объединение «Сатурн», г. Рыбинск. E-mail: mn.zhornik@yandex.ru. Область научных интересов: тепло-массообмен в турбомашинах.

EXPERIMENTAL RESEARCH OF HEAT EXCHANGE IN A PLANE CHANNEL USING THE REGULAR THERMAL REGIME METHOD WITH DIFFERENT BIOT NUMBERS

© 2014 E.G. Kolesova¹, S.V. Veretennikov², M.N. Zhornik¹

¹Joint-Stock Company “NPO Saturn”, Rybinsk, Russian Federation

²P.A. Solovyov Rybinsk Aviation Technical University, Rybinsk, Russian Federation

The results of the experimental study of heat exchange in flat channel, executed by method laser stereolithography, is presented. The studied heatexchange surface represents the thin metal plate forming one of channel sidewalls. Researches were performed under different criterion Bi in broad range criterion Re. For determination of heat-transfer coefficient is used infrared heat diagnostics, in base which prescribed method of the regular heat mode of the first sort. At first the metal plate was heated, after through an internal channel turned on blowing cold air. Temperature of plate was measured by infrared thermography. In processing the results were based on graphics logarithm excess temperature from time. Slope ratio of the curves is the rate of cooling of the plate. The borders of application of this method are experimentally determined from criterion Bi. The experimental results coincide well with the known criterion dependence $Nu=0,018Re^{0,8}$. Developed experimental setup and methodology of transitional experiment allow to determine the heat transfer coefficient in forced for restricted flow, when the regular warm mode of 1 type is realized.

Regular thermal mode, heat exchange, turbine.

References

1. Kondratiev G.M. *Regulyarnyy teplovoy rezhim* [Regular thermal regime]. Moscow: State publishers technician-theoretical literature Publ., 1954. 408 p.
2. Avduevsky, V.S., Galitseisky B.M., Glebov G.A., Danilov Y.I. et al. *Osnovy teploperedachi v aviatsionnoy i raketno – kosmicheskoy tekhnike* [Fundamentals of Heat Transfer in the aviation and rocket - space technology]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1975. 624 p.
3. Vavilov V.P., Aleksandrov A.N. *Infrakrasnaya termograficheskaya diagnostika v stroitel'stve i energetike* [Infrared thermal diagnostic in building and energetics]. Moscow: Energoprogress, Energetik Publ., 2003. 76 p.
4. State Standart 8.585-2001. State system for ensuring the uniformity of measurements. Thermocouples. Nominal static characteristics of conversion. Moscow: Standartinform Publ., 2002. 78 p. (In Russ.)
5. Mikheev M.A., Mikheeva I.M. *Osnovy teploperedachi* [Fundamentals of heat transfer]. Moscow: Energy Publ., 1973. 320 p.

About the authors

Kolesova Elena Gennadjevna, Chief Specialist of Joint-Stock Company “NPO Saturn”, Rybinsk. E-mail: kolesova_eg@mail.ru. Area of Research: heat transfer, gas dynamics.

Veretennikov Sergej Vladimirovich, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of P.A. Solovyov Rybinsk Aviation Technical University. E-mail:

serveret@yahdex.ru. Area of Research: heat transfer, gas dynamics.

Zhornik Maksim Nikolaevich, Candidate of Science (Engineering), Chief Specialist of Joint-Stock Company “NPO Saturn”, Rybinsk. E-mail: mn.zhornik@yandex.ru. Area of Research: heat transfer, gas dynamics.

УДК: 621.51.226.2.53

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ПРОВЕДЕНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ ИСПЫТАНИЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК В СОСТАВЕ ТУРБОМАШИН

© 2014 А.А. Хориков, С.Ю. Данилкин, Д.А. Редькин

Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва

Представлен новый метод проведения резонансных испытаний лопаток рабочих колёс турбомашин с применением бесконтактной диагностики возникновения колебаний лопаток, основанной на узкополосном спектральном анализе сигналов с высокочастотных датчиков пульсаций статического давления, установленных на корпусе турбомашин. Приведены результаты экспериментальных исследований динамической прочности рабочих лопаток турбомашин при стендовых испытаниях с применением разработанного метода. В результате проведённых исследований резонансных колебаний рабочих лопаток компрессора и турбины экспериментального турбовинтового двигателя (ТВД) и компрессора высокого давления (КВД) перспективного газотурбинного двигателя (ГТД) с применением метода диагностики резонансных колебаний рабочих лопаток турбомашин по сигналам с датчиков пульсаций статического давления, основанного на измерении пульсаций давления потока на частоте следования лопаток, с использованием диаграмм Кэмпбелла были определены формы колебаний лопаток, основные гармоники возбуждения резонансных колебаний от окружной неравномерности потока, а также режимы для проведения резонансных испытаний рабочих лопаток. Показано, что применение нового метода позволяет существенно повысить эффективность и надёжность диагностики резонансных колебаний рабочих лопаток турбомашин, а также снизить материальные затраты на проведение резонансных испытаний по сравнению с традиционной технологией определения резонансных режимов на основе расчётных методов.

Рабочие лопатки, резонанс, испытания, спектральный анализ, пульсации потока, частоты колебаний, бесконтактная диагностика.

Вибрационная нагруженность рабочих лопаток в составе турбомашин проверяется резонансно-циклическими испытаниями по причине сложности тензометрирования (высокие окружные скорости, малые габариты лопаток, невозможность установки токосъёмника без нарушения конструкции турбомашин и т.д.). Обычно резонансные испытания проводятся при ступенчатом изменении частоты вращения с наработкой изделия заданного числа циклов колебаний или времени работы на каждом интервале частоты вращения, определённом на основании расчётов частот и форм собственных колебаний и их экспериментального определения на вибростендах. При этом нет уверенности, что при таком подходе хотя бы одна из лопаток на выбранном поддиапазоне будет в действительности находиться в резонансе.

Авторами разработан новый метод проведения резонансных испытаний рабочих лопаток. Метод основан на бескон-

тактной диагностике резонансных колебаний лопаток рабочего колеса по сигналам с высокочастотных датчиков пульсаций статического давления, помещаемых в корпусе турбомашин. В результате использования математических моделей [1] и спектрально-корреляционного анализа сигналов с датчиков пульсаций потока при проведении экспериментальных исследований было установлено, что при увеличении частоты вращения ротора спектральные составляющие пульсаций потока на частоте следования лопаток монотонно увеличиваются, а в момент возникновения резонансных колебаний лопаток они убывают пропорционально амплитуде колебаний лопаток (рис. 1).

Распределение частот колебаний лопаток обычно подчиняется нормальному закону, поэтому режим, на котором происходит наибольшее снижение уровня амплитуды спектральной составляющей на частоте следования лопаток конкретного рабочего колеса, будет с наибольшей

вероятностью соответствовать резонансной частоте вращения для нескольких лопаток этого колеса. На способ диагностики резонансных колебаний и устройство для его реализации были получены патенты РФ [2, 3].

Реализация нового метода проведения резонансных испытаний осуществля-

лась на объектах, для подтверждения вибрационной прочности лопаток которых необходимо было проведение резонансно-циклических испытаний. Такими объектами являлись экспериментальный турбовинтовой двигатель (ТВД) и перспективный газотурбинный двигатель (ГТД).

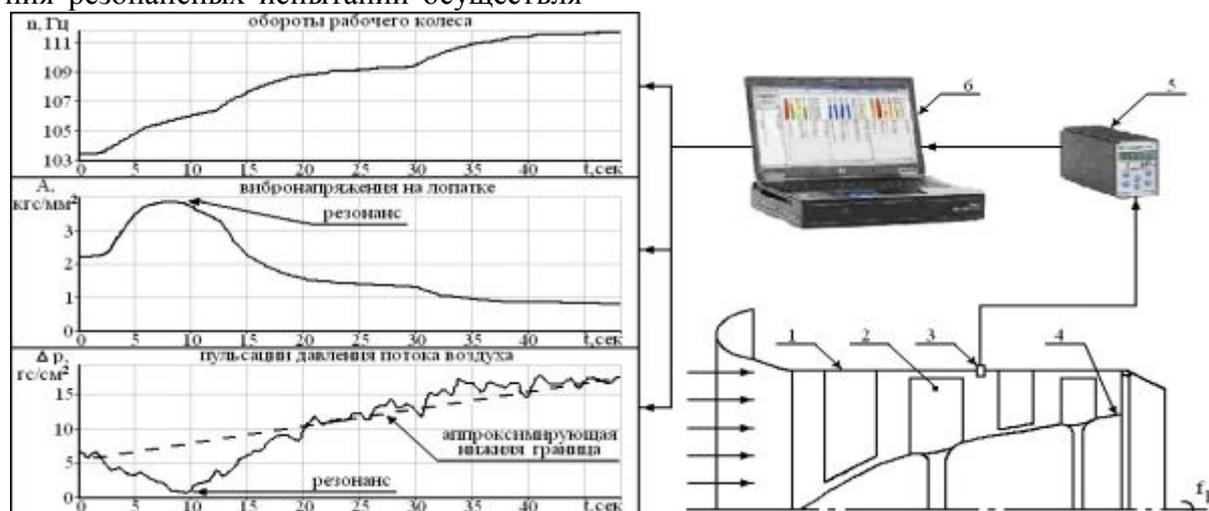


Рис. 1. Схема реализации способа диагностики резонансных колебаний рабочих лопаток компрессоров: 1 – турбомашин; 2 – рабочие лопатки; 3 – датчик пульсаций давления; 4 – ротор турбомашин; 5 – согласующий усилитель; 6 – регистратор-анализатор

Для проведения исследования и анализа резонансных колебаний рабочих лопаток первой и второй ступени компрессора, а также первых двух ступеней свободной турбины экспериментального ТВД, на испытательном стенде была смонтирована информационно - измерительная система (ИИС) для измерения и анализа пульсаций потока в темпе эксперимента (рис. 2). ИИС включала в себя регистратор-анализатор динамических сигналов МИС-200М, согласующие усилители-преобразователи для пьезорезистивных и пьезоэлектрических датчиков, специальные соединительные кабели и высокочастотные датчики пульсаций давления. С учётом давления и температуры потока газа в точках измерения пульсаций для препарирования объекта применялись датчики фирмы «Kulite» типа ХТL-АС и ХТЕН-10LАС и датчики давления ДПС 013 производства НИИФИ г. Пенза. Для обеспечения постановки датчиков пульсаций статического давления были выполнены работы по доработке корпуса компрессора и турбины двигателя. Регистра-

ция и экспресс-анализ в темпе эксперимента сигналов с датчиков пульсаций давления, а также сигналов с датчиков частоты вращения ротора турбины компрессора (ТК) и ротора свободной турбины (СТ) осуществлялись на регистраторе-анализаторе динамических сигналов МИС-200М.

В результате узкополосного спектрального анализа сигналов с датчиков пульсаций давления потока, установленных на корпусе компрессора и турбины, были выделены режимы, на которых происходило уменьшение амплитуды гармонической составляющей на частоте следования лопаток исследуемых ступеней (рис. 3, 4, 5). Используя результаты анализа пульсаций потока, а также данные о тензометрировании на двигателе-прототипе и диаграммы Кэмпбелла, были установлены частоты вращения ротора, на которых рекомендовано проводить резонансные испытания рабочих лопаток компрессора и свободной турбины, определены формы колебаний лопаток и выявлены основные гармоники возбуждения резо-

нансных колебаний от окружающей неравномерности потока.

Аналогичная работа с использованием предлагаемого метода была проведена на перспективном ГТД. Объектом исследования являлись рабочие лопатки 1-4 ступеней КВД. Из-за особенностей конструкции исследуемого двухконтурного газотурбинного двигателя, давления и тем-

пературы потока газа в точках измерения пульсаций потока было принято решение для препарирования объекта применять датчики фирмы «Kulite» типа ХТЕН-10LАС, которые устанавливались на корпусе КВД, а кабель от датчика в металлическом кожухе проходил через внешний контур двигателя.

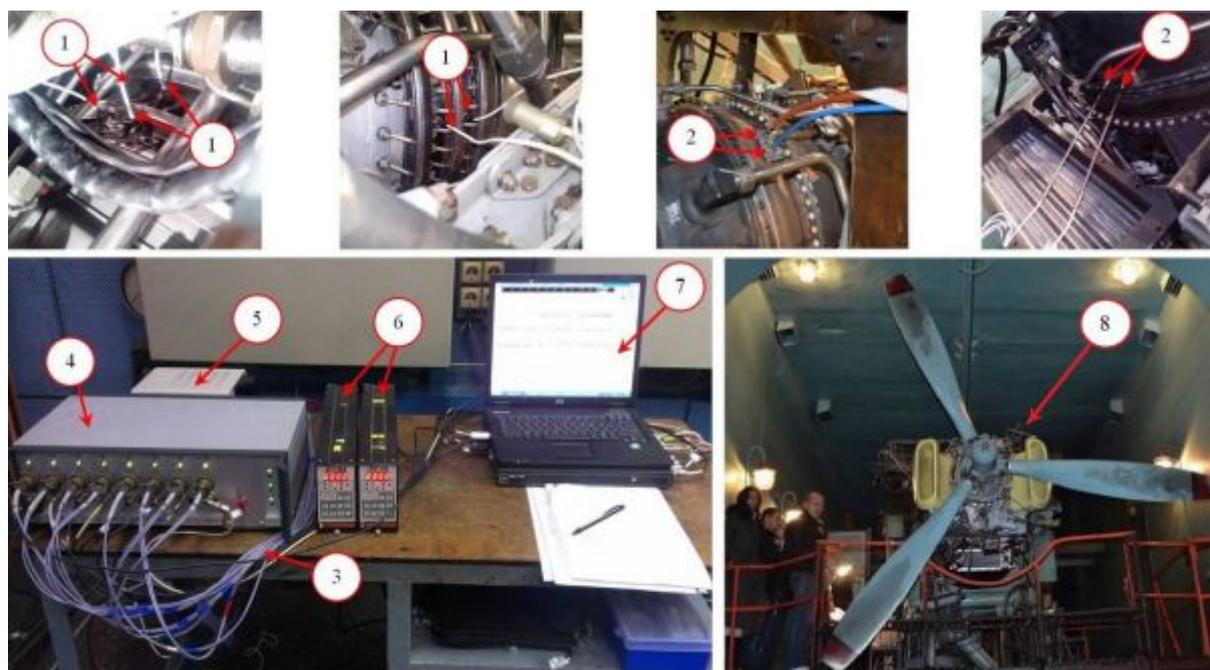


Рис. 2. Объект исследования и общий вид ИИС для измерения и регистрации пульсаций статического давления при испытаниях экспериментального двигателя на стенде:

- 1 – датчики пульсаций статического давления, установленные на компрессоре; 2 – датчики пульсаций статического давления, установленные на турбине; 3 – специальный кабель «датчик-усилитель»; 4 – тензометрический усилитель; 5 – блок питания тензометрического усилителя; 6 – блоки усилителя заряда; 7 – регистратор-анализатор динамических сигналов МИС-200М; 8 – экспериментальный ТВД

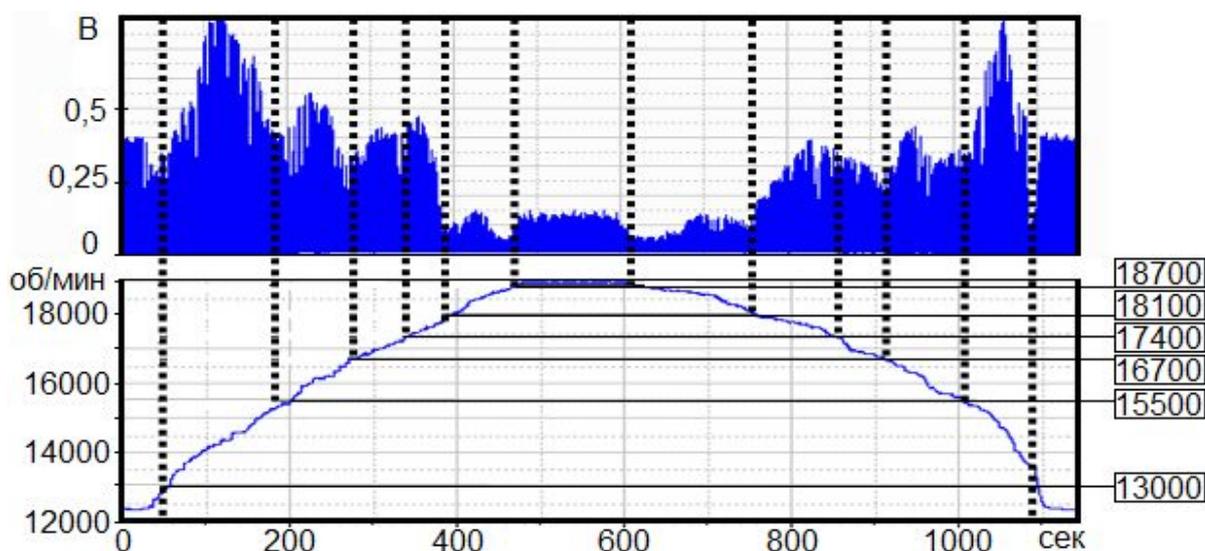


Рис. 3. График изменения спектральной составляющей на частоте следования лопаток первой ступени компрессора и график изменения оборотов

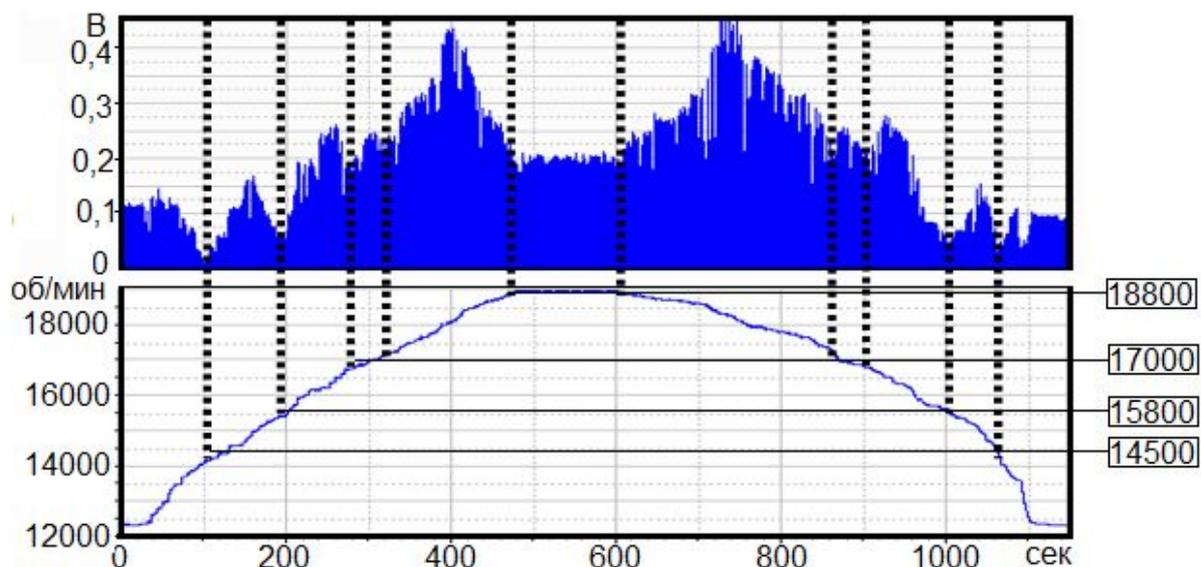


Рис. 4. График изменения спектральной составляющей на частоте следования лопаток второй ступени компрессора и график изменения оборотов

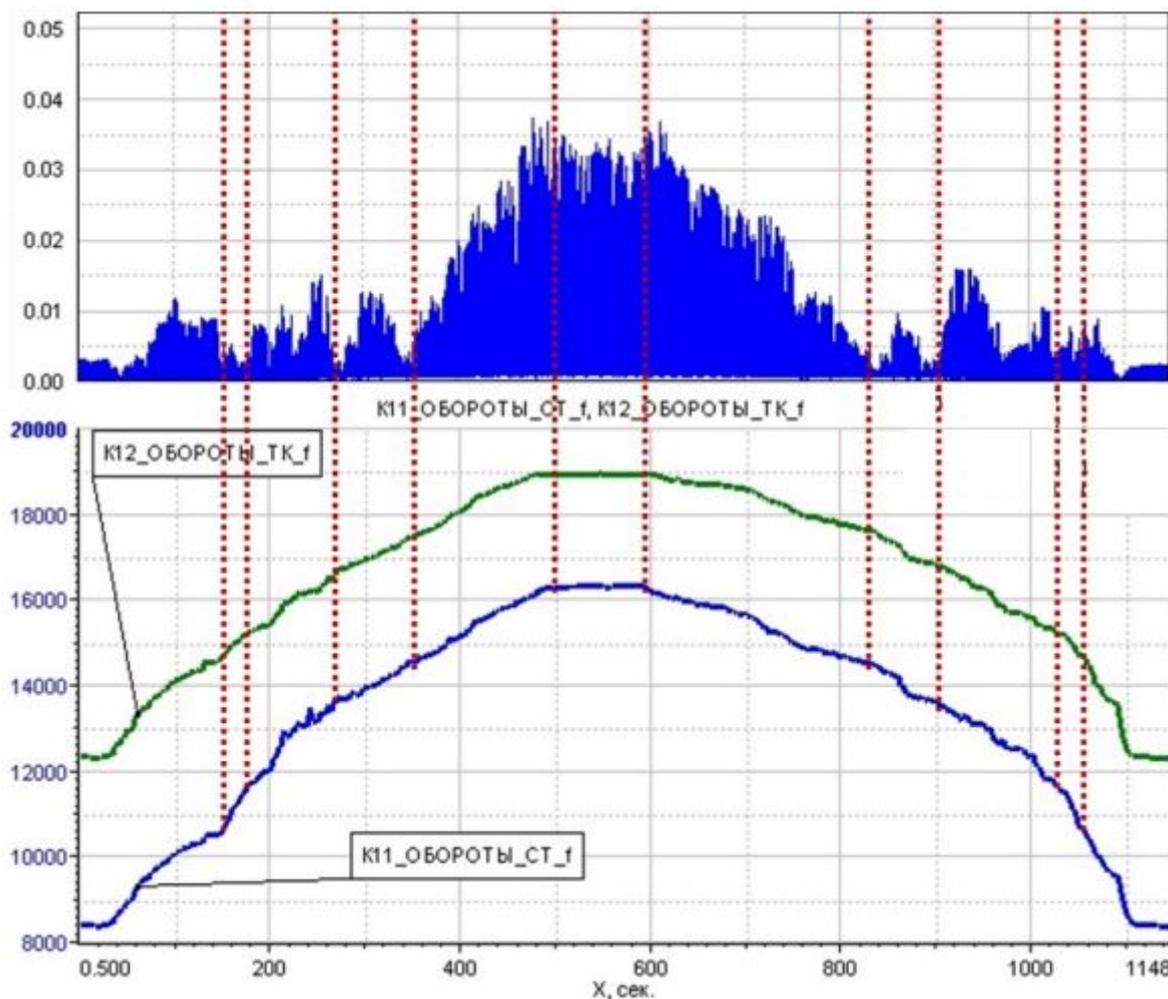


Рис. 5. График изменения спектральной составляющей на частоте следования лопаток второй ступени СТ и графики изменения оборотов ТК и СТ

Результаты узкополосного спектрального анализа сигналов с датчиков пульсаций давления над 1, 2, 3 и 4 ступенями КВД представлены на рис. 6. В ис-

следуемом диапазоне частот вращения получаем несколько режимов для каждой ступени, обозначенных на рис. 6. С учётом результатов ограниченного тензометрирования и расчётных значений частот и

форм колебаний, каждому полученному режиму с определённой частотой вращения приводятся в соответствие номера форм и гармоник окружной неравномерности потока.

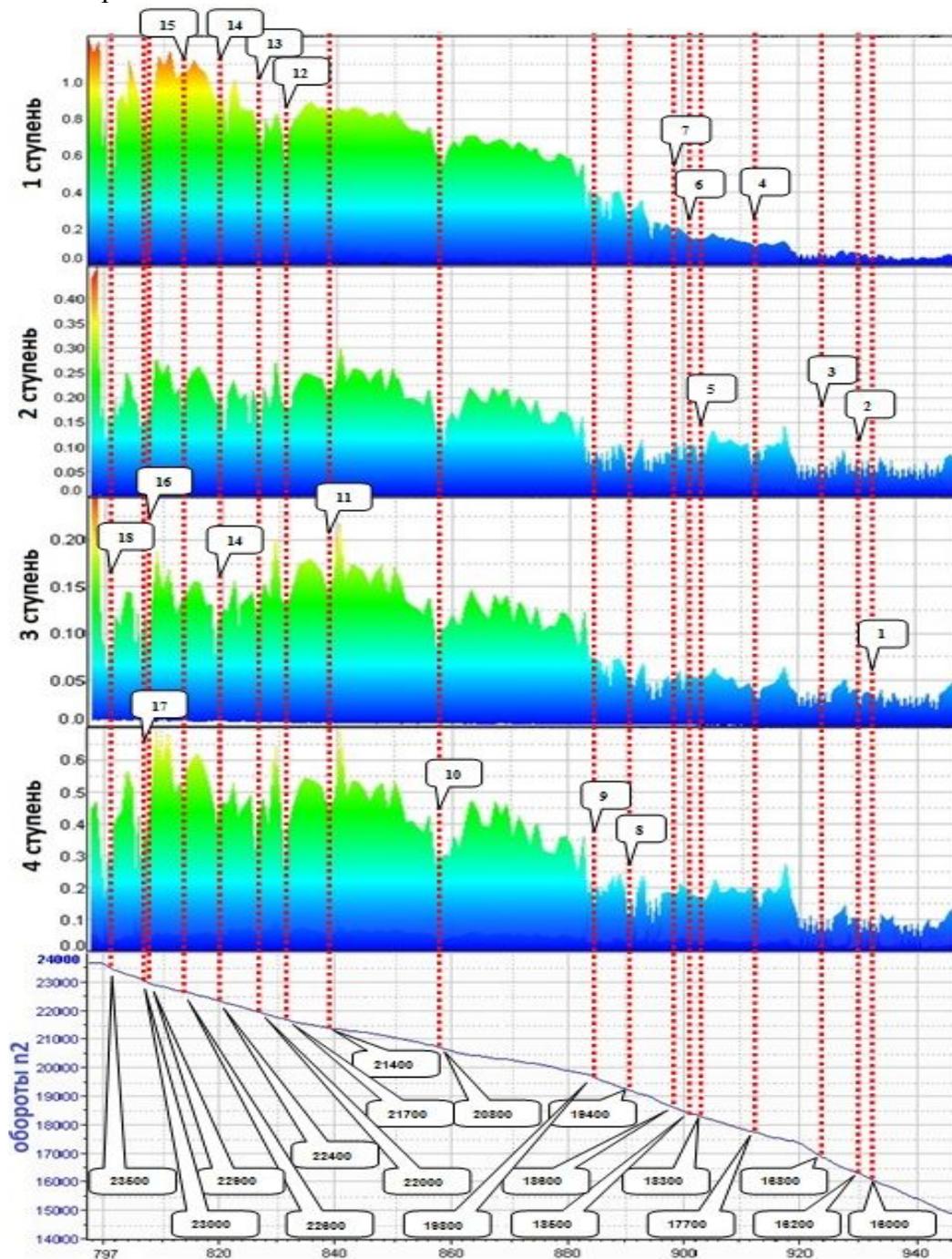


Рис. 6. Графики изменения спектральной составляющей на частоте следования лопаток 1-й, 2-й, 3-й и 4-й ступеней КВД и график изменения оборотов

В результате проведённых исследований резонансных колебаний рабочих лопаток компрессора и турбины экспериментального ТВД и КВД перспективного ГТД с применением метода диагностики

резонансных колебаний рабочих лопаток турбомашин по сигналам с датчиков пульсаций статического давления, основанного на измерении пульсаций давления потока на частоте следования лопаток

с использованием диаграмм Кэмпбелла, были определены формы колебаний лопаток, основные гармоники возбуждения резонансных колебаний от окружной неравномерности потока, а также режимы для проведения резонансных испытаний рабочих лопаток. Результаты диагностики резонансных колебаний были использованы непосредственно для проведения резонансных испытаний рабочих лопаток с целью подтверждения их динамической прочности в эксплуатационных условиях.

Таким образом, применение технологии определения частот вращения, при

которых возникают резонансные колебания лопаток в составе реактивного двигателя, с использованием высокочастотных датчиков пульсации давления позволяет существенно повысить эффективность и надёжность диагностики резонансных колебаний рабочих лопаток турбомашин, а также снизить материальные затраты на проведение резонансных испытаний по сравнению с традиционной технологией определения резонансных режимов на основе расчётных методов.

Библиографический список

1. Хориков А.А. Метод и система диагностики аэроупругих колебаний рабочих лопаток компрессоров датчиками пульсаций // Сб. докладов конференции «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования». Харьков: Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, 1997.

2. Хориков А.А., Данилкин С.Ю.

Способ диагностики резонансных колебаний лопаток рабочего колеса в составе осевой турбомшины. Патент РФ № 2451279; опубл. 20.05.2012; бюл. № 14.

3. Хориков А.А., Данилкин С.Ю. Устройство диагностики резонансных колебаний лопаток рабочего колеса в составе осевой турбомшины. Патент РФ № 109287; опубл. 10.10.2011; бюл. № 28.

Информация об авторах

Хориков Анатолий Алексеевич, доктор технических наук, профессор, начальник отдела, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва. E-mail: khorikov@rtc.ciam.ru. Область научных интересов: прочность, динамика, расчетно-экспериментальный анализ.

Данилкин Сергей Юрьевич, начальник сектора, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И.

Баранова, г. Москва. E-mail: danilkin@rtc.ciam.ru. Область научных интересов: прочность, динамика, цифровая обработка сигналов.

Редькин Дмитрий Александрович, инженер, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва. E-mail: danilkin@rtc.ciam.ru. Область научных интересов: прочность, динамика, цифровая обработка сигналов.

PERFECTION OF METHODS OF CONDUCTING RESONANCE TESTS OF ROTOR BLADES BEING PART OF THE ENGINE

© 2014 A.A. Khorikov, S.Y. Danilkin, D.A. Redkin

Central Institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation

The new method of resonance test of rotor blades using blade oscillation non-contact diagnostics is presented. Diagnostics is based on narrowband spectral analysis of signals with high static pressure pulsation sensors mounted on the engine case. Experimental results of the turbomachinery rotor blades dynamic strength at bench tests using non-contact diagnostics resonance vibrations of blades are given. It is studied the resonant vibrations of rotor blades of the compressor and turbine of experimental turboprop engine and high-pressure compressor of a gas turbine engine with a promising diagnostic method using resonant vibrations of rotor blades by the signals from the sensors pulsation of static pressure, based on the measurement of pressure fluctuations in the flow of the blades repetition frequency, with using the Campbell diagram, identified by waveform blades, the main harmonic excitation of resonant oscillations of circumferential unevenness flow, as well as modes for the resonance testing of rotor blades. It is shown that the application of the new method can significantly improve the efficiency and reliability of the rotor blades resonant vibrations diagnostics, and reduce material costs of resonance testing compared with traditional technology determine the resonant modes on the basis of the calculation methods.

Rotor blades, resonance, testing, spectral analysis, flowpulsation, vibration frequency, non-contact diagnostics.

References

1. Khorikov A.A. Method and diagnostic system for aeroelastic vibrations of rotor blades compressors pulsation sensors // Sb. dokladov konferentsii «Sovershenstvovanie turbostanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovaniya». Khar'kov: Institut problem mashinostroeniya NAN Ukrainy Publ., 1997.
2. Khorikov A.A., Danilkin S.Y. Sposob diagnostiki rezonansnykh kolebaniy lopatok rabocheho koleasa v sostave osevoy turbomashiny [Method of the rotor blades resonance oscillations diagnostics in the composition of axial turbomachine]. Patent RF, no. 2451279, 2012. (Publ. 20.05.2012, bull. no.14)
3. Khorikov A.A., Danilkin S.Y. Ustroystvo diagnostiki rezonansnykh kolebaniy lopatok rabocheho koleasa v sostave osevoy turbomashin [Device for the rotor blades resonance oscillations diagnostics in the composition of axial turbomachine]. Patent RF, № 109287, 2011. (Published 10.10.2011, bulletin No. 28)

About the authors

Khorikov Anatoliy Alekseevich, Doctor of Science (Engineering), professor, head of department, Central Institute of Aviation Motors, Moscow. E-mail: khorikov@rtc.ciam.ru. Area of Research: strength, dynamics, experiment-calculated analysis.

Danilkin Sergey Yurievich, chief of group, Central Institute of Aviation Motors,

Moscow. E-mail: danilkin@rtc.ciam.ru. Area of Research: strength, dynamics, digital signal processing.

Redkin Dmitriy Aleksandrovich, engineer, P.I. Baranov Central Institute of Aviation Motors, Moscow. E-mail: danilkin@rtc.ciam.ru. Area of Research: strength, dynamics, digital signal processing.

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ НАМОТКИ ИЗ НЕПРОПИТАННЫХ АРАМИДНЫХ НИТЕЙ ДЛЯ АНАЛИЗА ПРОЧНОСТИ КОМБИНИРОВАННОГО КОРПУСА ПРИ ОБРЫВЕ ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2014 А.Н. Крундаева, Ю.Н. Шмотин, Т.В. Томилина

Научно-производственное объединение «Сатурн», г. Рыбинск

Предложена конструкция комбинированного корпуса с намоткой из непропитанных арамидных нитей. Основным назначением намотки из непропитанных арамидных нитей является недопущение вылета лопатки за пределы конструкции двигателя. Намотка из непропитанных арамидных нитей – это новое направление в защитных системах самолётных газотурбинных двигателей. Такие системы являются весьма рентабельными (соотношение цена-качество) для решения, например, задачи локализации осколков двигателя при обрыве лопатки, так как нити обладают высокой удельной прочностью на единицу веса. Поэтому внедрение в конструкцию двигателя комбинированного корпуса является весьма перспективным решением. Принцип работы комбинированного корпуса заключается в следующем: лопатка компрессора обрывается и контактирует с соседними лопатками и корпусом, металлическая основа корпуса частично разрушается, фрагмент лопатки взаимодействует через металлическую часть корпуса с намотанными нитками, которые поглощают основную часть энергии удара и удерживают фрагмент лопатки за счёт вытягивания и трения друг о друга. Для предложенного варианта защиты корпуса от вылета лопатки газотурбинного двигателя разработана математическая модель на основе расчётного комплекса LS-DYNA. Созданная модель верифицирована по результатам натурных экспериментов и используется при расчёте на удержание корпусом оборвавшейся лопатки газотурбинного двигателя.

Непропитанные арамидные нити, намотка, комбинированный корпус, компрессор, математическая модель, ленты.

Вероятность разрушения роторов авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) относительно мала по сравнению с вероятностью других отказов. Однако проблемы, связанные с этими разрушениями, заставляют проектировать корпуса с учётом локализации вылетов обломков за пределы двигателя.

Для решения проблемы повышения надёжности и снижения массы корпуса ГТД предложен вариант использования намотки из непропитанных полимерных арамидных нитей в конструкции корпуса.

Основным назначением намотки из непропитанных арамидных нитей является недопущение вылета лопатки за пределы конструкции двигателя [1].

Намотка из непропитанных арамидных нитей – это новое направление в защитных системах самолётных газотурбинных двигателей. Такие системы являются весьма рентабельными (соотношение цена-качество) для решения, напри-

мер, задачи локализации осколков двигателя при обрыве лопатки, т.к. нити обладают высокой удельной прочностью на единицу веса. Поэтому внедрение в конструкцию двигателя комбинированного корпуса является весьма перспективным.

Преимущества применения комбинированного корпуса с намоткой из непропитанных арамидных нитей (корпуса с мягкой стенкой) перед цельнометаллическим корпусом для решения проблемы удержания оборвавшейся лопатки ГТД очевидны. Податливость материала корпуса с мягкой стенкой позволяет:

- предотвратить локальный характер разрушения;
- вовлечь больший объём материала корпуса в сопротивление удару;
- обеспечить благоприятное условие воздействия лопатки на корпус.

Комбинированный корпус представляет из себя двухслойную конструкцию: металлическую основу и слой непропи-

таных арамидных нитей (рис. 1). Основу комбинированного корпуса вентилятора составляет материал, обладающий высокой жёсткостью. Предназначение данного слоя: описать форму проточной части вентилятора и увеличить площадь контакта оборвавшейся части лопатки со слоем материала. Второй слой бронезащиты изготавливается из материала с высокими демпфирующими и энергопоглощающими характеристиками. Его предназначение состоит в том, чтобы поглотить энергию оборвавшихся фрагментов лопатки.

В результате проведённого анализа зарубежных [2] и отечественных материалов [3] решено сделать энергопоглощающий слой из непропитанных арамидных нитей типа Руслан – Н, а металлическую основу из хорошо изученного титанового сплава ВТ-6.

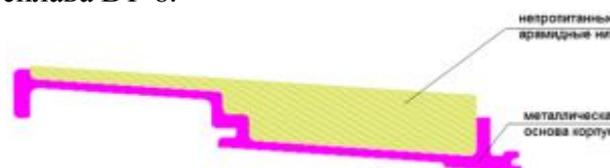


Рис. 1. Продольный разрез комбинированного корпуса

Принцип работы комбинированного корпуса заключается в следующем. Лопатка компрессора обрывается и контактирует с соседними лопатками и корпусом. Металлическая основа корпуса частично разрушается. Фрагмент лопатки взаимодействует через металлическую часть корпуса с намотанными нитками, которые поглощают основную часть энергии удара и удерживают фрагмент лопатки за счёт вытягивания и трения друг о друга.

Разработка модели намотки

На основе экспериментальных данных с учётом законов поведения изотропных неоднородных материалов для анализа удерживающей способности комбинированных корпусов и максимального использования указанных преимуществ материалов в составе такого корпуса разработан новый подход моделирования намотки из непропитанных арамидных ни-

тей. Создана модель из лент, которая описывает механизм поведения пучков нитей, учитывает её дискретность и неоднородность.

Нити намотки моделируются в виде спирально навитой ленты с заданной шириной и толщиной (рис. 2). Лента наматывается на металлическую основу корпуса. В каждом из слоёв намотки по ширине намоточной части имитатора корпуса укладывается несколько витков ленты, моделирующей совокупность нитей. Для создания геометрии намотки разработан макрос, позволяющий строить намотку в виде лент с различными параметрами: ширина ленты, смещение между витками, число витков, число элементов на один виток намотки и др.

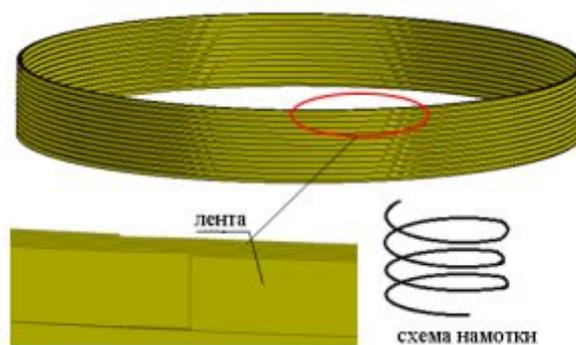


Рис. 2. Модель намотки

Деформирование лент описывается на основе диаграмм деформирования, полученных в результате испытаний образцов нитей. Во время проведения расчётов учитывается разрушение ленты при достижении максимальной главной деформацией ϵ_1 величины относительного удлинения нити на разрыв δ . Расчёт динамического нагружения модели намотки проводится в программном продукте LS-DYNA.

Для описания поведения лент непропитанных арамидных нитей используется модель материала *MAT_PLASTICITY_COMPRESSION_TENSION. Это изотропный упругопластический материал, в котором можно задавать разные значения предела текучести для сжатия и растяжения в зависимости от пластической деформации. Также может быть учтено разрушение (на основе пла-

стической деформации или минимального размера шага по времени). Эффект скорости деформации учитывается моделью влияния скорости деформации Купера-Саймондса.

Ленты намотки моделируются shell элементами с опцией формулировки мембранного элемента Бельчико-Цая [4]. Толщина shell элемента подбиралась при верификации расчётов. Контроль искажения формы элементов основывается на формулировке Фланаган-Бельчико, а также контролируется введением в расчёт дополнительных точек интегрирования в shell элементы.

Установка для верификации разработанной модели

Из-за высокой стоимости экспериментов с применением комбинированного корпуса на двигателе было принято решение на начальном этапе создать стенд (рис. 3).

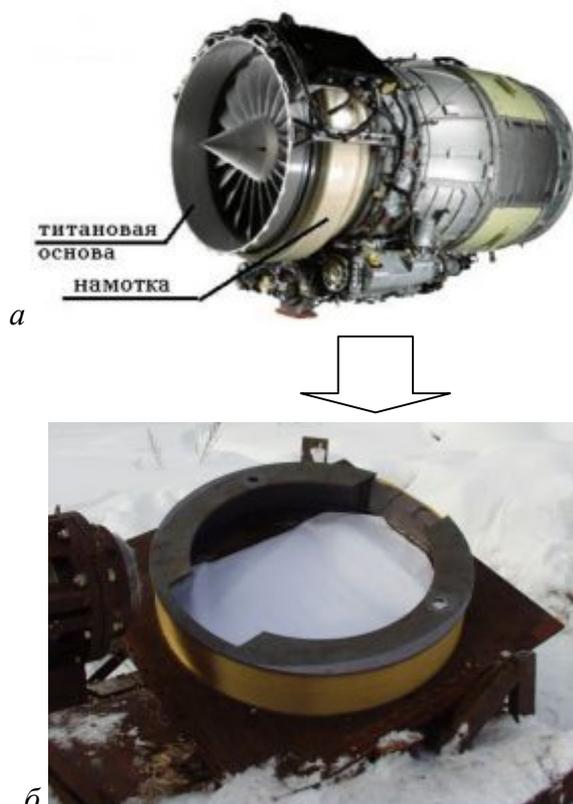


Рис. 3. Замена комбинированного корпуса имитатором:
а) двигатель с комбинированным корпусом;
б) испытательный стенд с имитатором комбинированного корпуса

Для определения характера взаимодействия имитатора лопатки вентилятора с арамидными нитями сделана модель комбинированного корпуса с отверстием в металлической основе имитатора, на которую в дальнейшем наматывались непропитанные арамидные нити.

Поражающий элемент (фрагмент) разрушившегося компрессора представляет прямоугольную пластину.

Во время проведения всех экспериментов осуществлялась видеосъёмка скоростной видеокамерой процесса соударения ударника и имитатора бронезащиты, контроль скорости полёта ударника и контроль запреградной скорости ударника.

Верификация расчётов по результатам экспериментов

Создана конечно-элементная модель имитатора корпуса, поверх которой выполнена намотка из непропитанных арамидных нитей для двух вариантов намотки: 8 мм и 16мм.

Все нагрузки и ограничения максимально приближены к условиям на двигателе. Скорость полёта ударника для обоих вариантов равна 330 м/с.

В модели учитывается контактное взаимодействие элементов конструкции как друг с другом, так и самих с собой в результате собственной деформации. Начальные условия задаются в виде равномерно распределённого векторного поля скорости ударника в направлении имитатора корпуса.

В качестве граничных условий используется жёсткое закрепление имитатора корпуса по отверстиям под винты крепления в его нижнем фланце. Результаты расчёта намотки толщиной 8 мм представлены на рис. 4.

Анализ полученных результатов показывает, что в результате воздействия ударника происходит пробитие бронезащитной намотки корпуса. При этом часть нитей намотки разрывается, а часть сохраняет прочность, но соскальзывает с ударника.

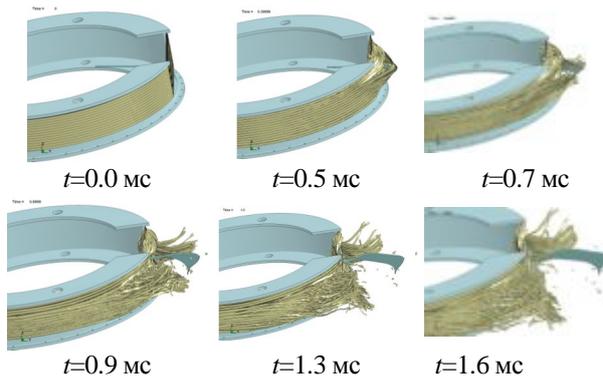


Рис. 4. Взаимодействие ударника и намотки, 8мм

Остаточная скорость ударника после пробития намотки составляет 55 м/с. Значение остаточной кинетической энергии ударника определяется величиной 4.9 кДж, что составляет 7.9% её начального значения.

Результаты расчёта намотки в 16 мм представлены на рис. 5. Анализ полученных результатов показывает, что ударник пробивает лишь часть непропитанной арамидной намотки. Нити, расположенные с краёв намотки, разрываются, однако центральная часть непропитанной арамидной намотки сохраняет целостность. Остаточная скорость ударника после отскока составляет 18 м/с, вектор скорости направлен к центру имитатора корпуса. Значение остаточной кинетической энергии ударника определяется величиной 1.6 кДж, что составляет 2.7% её начального значения.

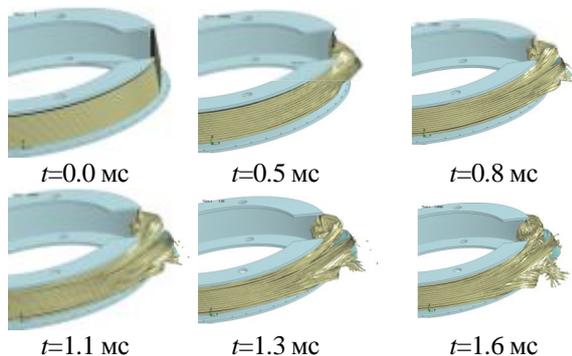
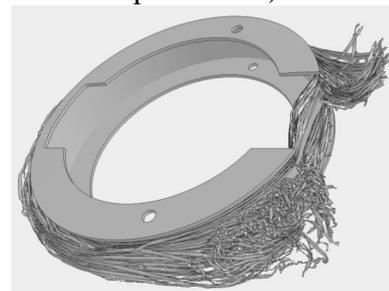


Рис. 5. Взаимодействие ударника и намотки, 16мм

Верификация результатов расчёта проводилась по натурным экспериментам с использованием высокоскоростной камеры.

Верификация результатов расчёта и экспериментов производилась по величине запреградной скорости ударника и по деформации ударника после взаимодействия с намоткой.

Сравнительный анализ результатов расчётов и экспериментов показывает, что разработанная расчётная схема и предложенная технология численного моделирования с использованием данных по динамическим свойствам арамидной нити позволяет получить результаты, качественно (пробитие или непробитие намотки) согласующиеся с полученными экспериментальными данными. На рис. 6 показано расчётное и полученное в первом эксперименте конечные состояния защитной намотки (толщина намотки из непропитанных арамидных нитей равна 8 мм, по результатам эксперимента намотка не удержала имитатор лопатки).



а



б

Рис. 6. Расчётное и экспериментальное конечное состояние намотки, $t=2$ мс
а) расчёт, б) результаты эксперимента

Сравнительный анализ конечных состояний показывает, что расчётная и экспериментальная картины непротиворечивы и относительно близки друг к другу. Видно, что в расчёте и в эксперименте намотка значительно сильнее размахрилась с правой стороны конструкции. Также можно отметить, что в расчёте и в экс-

перименте верхняя и нижняя трети ширины намотки сохранили прочность, а средняя часть разрушилась, что привело к вылету ударника.

На рис. 7 показаны расчётное и полученное во втором эксперименте конечное состояние защитной намотки (толщина намотки из непропитанных арамидных нитей равна 16 мм, по результатам эксперимента намотка удержала имитатор лопатки). Сравнение расчётного и экспериментального промежуточных состояний намотки показывает, что в расчёте, как и в эксперименте, на начальной стадии взаимодействия ударника с намоткой происходит процесс вытягивания нитей с образованием характерного локального «набухания» слоя намотки без видимого разрушения. Вид конечных состояний на рис. 7 показывает, что во втором эксперименте намотка заметно менее размахрилась, чем в первом. Сравнение конечных состояний показывает, что расчётное и экспериментальное состояния непротиворечивы. Отметим, что и по результатам расчёта для 12 мм намотка размахрилась меньше, чем для 8 мм.

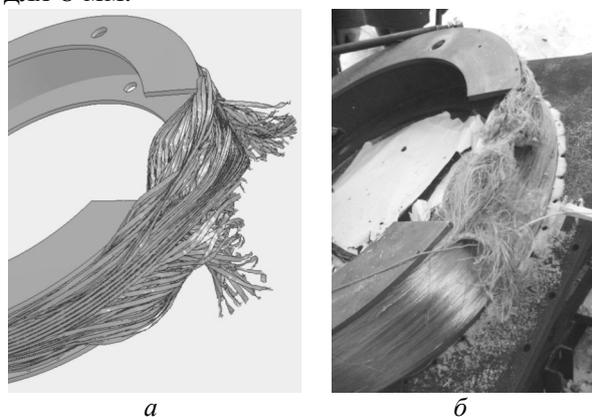


Рис. 7. Расчётное и экспериментальное конечное состояние намотки, $t=2$ мс
а) расчёт, б) результаты эксперимента

Как показывают расчёты и эксперименты для исключения перерезания ниток необходимо добавить металлическую основу корпуса.

На заключительном этапе работы проведён расчёт комбинированного корпуса по верифицированной модели в составе двигателя. Как показали результаты, комбинированный корпус с намоткой в 8 мм удерживает оборвавшуюся лопатку вентилятора.

Решение задачи динамического деформирования комбинированного корпуса при соударении с вылетевшей лопаткой проводилось на основе лицензионных программных средств LS-DYNA [4].

Результаты

Разработана модель намотки из непропитанных арамидных нитей для решения задачи локализации фрагментов оборвавшейся лопатки компрессора. В ходе проведённых работ получена модель комбинированного корпуса с бронезащитой из непропитанных арамидных нитей. При сравнении цельнометаллического и спроектированного комбинированного корпусов, средний диаметр которых равен 966 мм с учётом сохранения требований по удержанию лопатки получили, что выигрыш по массе составил 24% (табл. 1).

Таблица 1 - Сравнение корпусов по массе

	Цельнометаллический	Комбинированный
Масса металла, кг	19,0	12,4
Масса намотки, кг	—	2 кг
Суммарная масса, кг	19,0	14,4

Библиографический список

1. Авиационные правила. Ч. 33. Нормы лётной годности двигателей воздушных судов. М.: Авиаиздат, 2010. 44 с.
2. Xia Y. and Wang Y. The Effects of Strain Rate on the Mechanical Behavior of Kevlar Fibre Bundles: An Experimental and Theoretical Study // Composite Part A: Ap-

- plied Science and Manufacturing. 1998. V. 29, no. 11. P. 1411-15.
3. Перепёлкин К.Е. Структура и свойства волокон. М.: Химия, 1985. 324 с.
4. Программный комплекс трёхмерного моделирования процессов нестационарного нелинейного деформирования LS-

Информация об авторах

Крундаева Анастасия Николаевна, инженер-конструктор второй категории, Научно-производственное объединение «Сатурн», г. Рыбинск. E-mail: anastas_siy@mail.ru. Область научных интересов: быстрая динамика, численное моделирование, прочность.

Шмотин Юрий Николаевич, кандидат технических наук, генеральный конструктор, ОАО «Научно-производственное объединение «Сатурн», г. Рыбинск. E-mail: [\[saturn.ru\]\(http://saturn.ru\). Область научных интересов: проектирование авиационных двигателей, численное моделирование.](mailto:yuri.shmotin@npo-</p></div><div data-bbox=)

Томилина Татьяна Викторовна, кандидат технических наук, заместитель начальника ОКБ-1 по науке, Научно-производственное объединение «Сатурн», г. Рыбинск. E-mail: tatyana.tomilina@npo-saturn.ru. Область научных интересов: проектирование авиационных двигателей, численное моделирование.

DEVELOPMENT OF A MATHEMATICAL MODEL OF WINDING MADE OF NON-IMPREGNATED ARAMID FIBERS FOR STRENGTH ANALYSIS OF THE COMBINED FAN CASE IN GTE COMPRESSOR BLADE SEPARATION

© 2014 A.N. Krundaeva, Yu.N. Shmotin, T.V. Tomilina

Joint-Stock Company “NPO Saturn”, Rybinsk, Russian Federation

The design of a combined case with wound non-impregnation aramid fibers is presented. The main purpose of winding non-impregnation aramid fibers is to prevent the departure of the blade beyond the design of the engine. Wound non-impregnation aramid fibers - a new trend in security systems for aircraft gas turbine engines. Such systems are very cost-effective (value for money) to solve, for example, the problem of localization of the fragments of the engine when the blade is broken, since the threads have high specific strength per unit of weight. In this regard, the introduction of engine design combined body is a very promising solution. The principle of operation of a combined case is as follows: compressor blade breaks into contact with the adjacent blades and the housing. Metal case partially destroyed. Fragment blade engages through a metal casing with a thread wound to absorb the main part of the impact energy and keep the blade fragment to the drawing and friction with each other. For the proposed options to protect the body from Flight of the blade turbine engine developed a mathematical model based on the design of the complex LS-DYNA. The created model is verified by the results of field experiments and used to calculate the retention case cut short blades of a gas turbine engine.

Non-impregnated aramid fibers, winding, combined case, compressor, mathematical model, tape.

References

1. Aviation Regulations. Part 33 Standards of airworthiness of aircraft engines. Moscow: Aviaizdat Publ., 2010. 44 p. (In Russ.)
2. Xia Y., Wang Y. The Effects of Strain Rate on the Mechanical Behavior of Kevlar Fibre Bundles: An Experimental and Theoretical Study // Composite Part A: Applied Science and Manufacturing. 1998. V. 29, no. 11. P. 1411-1415.
3. Perepelkin K.E. Struktura i svoystva volokon [Structure and properties of the fibers]. Moscow: Khimiya Publ., 1985. 324 p.
4. Program complex three-dimensional modeling of non-stationary processes of non-linear deformation of LS-DYNA. Version 971. Revision 7600.398 // LSTC, Livermore, Ca, USA, 2009.

About the authors

Krundaeva Anastasia Nikolaevna, Design Engineer 2 categories of Joint-Stock Company “NPO Saturn”. E-mail: anastas_siy@mail.ru. Area of Research: the fast dynamics, numerical modeling, strength.

Shmotin Yuri Nikolaevich, Candidate of Science (Engineering), Chief Designer of Joint-Stock Company “NPO Saturn”, Rybinsk. E-mail: [\[saturn.ru\]\(http://saturn.ru\). Area of Research: design aircraft engines, numerical modeling.](mailto:yuri.shmotin@npo-</p></div><div data-bbox=)

Tomilina Tatiana Viktorovna, Candidate of Science (Engineering), deputy chief of Experimental Design Bureau -1 for Science in Joint-Stock Company “NPO Saturn”. E-mail: tatyana.tomilina@npo-saturn.ru. Area of Research: design aircraft engines, numerical modeling.

УДК: 621.452.322

РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВУХФАЗНОГО ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТЬ/ГАЗ НА ОСНОВЕ УПРОЩЁННОЙ МОДЕЛИ МАСЛЯНОГО КАРТЕРА

© 2014 А.Н. Лисицин, А.В. Бадерников, Е.В. Печеник

Научно-производственное объединение «Сатурн», г. Рыбинск

Представлены результаты численного моделирования двухфазного течения жидкость/газ на модельной задаче – полости с вращающимся валом. Работа проводилась в рамках создания методики моделирования многофазных течений в масляных полостях опор газотурбинных двигателей (ГТД), поскольку на данный момент отсутствует инструмент анализа, позволяющий моделировать течения масляной среды в маслосистемах. Ужесточающиеся требования к массогабаритным и эксплуатационным характеристикам двигателя диктуют направление уменьшения размеров масляной системы и количества масла, используемого для смазки и охлаждения подшипников при увеличении их ресурса. В настоящее время проектирование масляных картеров осуществляется на основании успешного предыдущего опыта аналогичных работ, а функционирование спроектированной масляной системы проверяется только в процессе испытаний двигателя. Решение возникающих проблем в этом случае приводит к серьёзным временным и финансовым затратам. Данный инструмент позволит одновременно увеличить ресурс подшипника, снизить массу и габариты масляной системы. Произведён выбор наиболее рациональной модели многофазного течения и проведён анализ влияния размерности расчётной сетки на результаты расчётов в стационарной постановке.

Многофазный поток, подшипник, опора подшипника.

Введение

При разработке современных авиационных двигателей особое внимание уделяется увеличению ресурса, снижению массы и габаритов двигателя. Ресурс двигателя в значительной степени зависит от ресурса подшипников опор. В свою очередь, ресурс подшипников напрямую зависит от качества смазывания и степени охлаждения элементов подшипника. Поэтому для обеспечения благоприятных условий работы подшипника необходимо подавать достаточное количество масла для смазки и охлаждения. С другой стороны, ужесточающиеся требования к массогабаритным и эксплуатационным характеристикам двигателя диктуют направление уменьшения размеров масляной системы и количества масла, используемого для смазки и охлаждения подшипников при увеличении их ресурса. В настоящее время проектирование масляных картеров осуществляется на основании успешного предыдущего опыта аналогичных работ, а функционирование спроектированной масляной системы

проверяется только в процессе испытаний двигателя. Решение возникающих проблем в этом случае приводит к серьёзным временным и финансовым затратам. При этом ситуацию осложняет отсутствие современных инструментов анализа процессов в масляных полостях. Для того, чтобы одновременно увеличить ресурс подшипника, снизить массу и габариты масляной системы требуется современный инструмент анализа, позволяющий моделировать течение двухфазной среды масло/воздух в масляной системе двигателя.

В идеальной опоре подаваемое масло выполняет функцию смазки и охлаждения, после чего сразу попадает в зону откачки (в дальнейшем полость откачки будем обозначать термином маслосборник) и откачивается из полости маслокартера. Кроме того, количество масла, находящегося в идеальной опоре подшипника должно быть минимальным. Плёнка масла на стенке будет настолько тонкой, насколько это необходимо, и при этом будет отсутствовать задержка масла в основном потоке в виде тумана или капель. Течение

в зоне откачки (маслосборнике) достаточно сложное. В маслосборнике на жидкость воздействует множество сил: аэродинамический сдвиг, центробежная сила, сила тяжести. Масло в опоре находится в форме капель (и/или тумана) при поступлении к подшипникам и от них, а также когда капли отрываются от поверхности плёнки. На стенках камеры находится плёнка (толстая или тонкая, в зависимости от расположения и количества масла), а в маслосборнике обычно бывает толстая плёнка, слой масла или пена.

В реальной же конструкции всё обстоит не так идеально. Не весь объём жидкости, подающийся в полость маслокартера, немедленно удаляется из полости. Причиной этому может стать несколько факторов: недостаточная производительность откачивающих систем, нерациональный выбор геометрии маслокартера или неправильно подобранный объём полости. Для изучения вышеупомянутых явлений путём численного моделирования необходим критерий сравнения эксперимента с расчётом. Таким критерием может стать объём масла, стационарно присутствующий во время работы установки (гарантированный объём V_R). Несмотря на то, что объём масла V_R является косвенным измерением, он показывает, насколько плохо или хорошо работает маслосборник [1]. Большой объём масла V_R говорит о том, что производительность откачивающих систем понижена из-за того, что откачивается преимущественно воздух, а не жидкость. Поэтому его целесообразно использовать в качестве критерия сравнения эксперимента и расчёта.

В качестве объекта исследования была взята упрощённая модель масляного картера – полость с вращающимся валом [1], отмеченная на рис. 1 как «маслокартер». Выбор данной задачи обусловлен:

- возможностью моделирования основных физических процессов, протекающих в масляном картере;

- относительно простой геометрией модели;

- наличием экспериментальных данных.

Описание стенда

Испытательный стенд состоит из испытательной камеры и маслосборника, смонтированных на стенде и расположенных в испытательном боксе. Управление установкой осуществляется из соседней комнаты, в которой находятся различные системы управления и наблюдения. На рис. 1 изображена испытательная камера, смонтированная на стенде. В качестве рабочей жидкости была выбрана вода. Физические свойства воды при комнатной температуре сходны со свойствами масла (Mobil Jet Oil II) при обычной рабочей температуре в опоре подшипника авиационного двигателя.



Рис. 1. Испытательная установка и коммуникации стенда

Описание установки

Установка (рис. 2) состоит из основной камеры и стандартного маслосборника, присоединённого к камере. Маслосборник представляет собой простой короб квадратного сечения 200 × 200 мм. Глубина маслосборника составляет 65 мм.

На дне маслосборника находится сливное отверстие, соединённое с откачивающим трубопроводом.

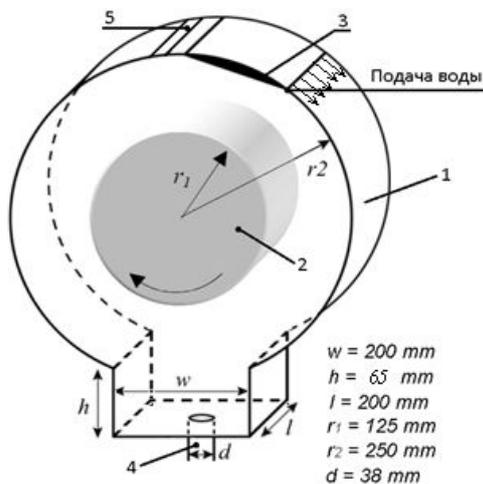


Рис. 2. Схема геометрии полости

Испытательный стенд выполнен целиком из оргстекла для визуального наблюдения происходящих в нём процессов.

В центре основной камеры установлен вал. Вал выполнен из пустотелого алюминиевого барабана длиной 200 мм и диаметром 250 мм, соединённого с приводным валом из нержавеющей стали. Приводной вал может вращаться с частотой до 15 000 об/мин.

Вода поступает в основную камеру через устройство для создания плёнки, изображённое на рис. 3. Такая система впрыска способна создавать жидкую плёнку постоянной толщины и подавать её равномерно по внутренней стенке камеры. Подаваемая в устройство для создания плёнки вода разделяется в блоке коллекторов на 8 трубок с одинаковым расходом, как схематично показано на рис. 3. Внутри устройства для создания плёнки поток сталкивается с нижней пластиной, служащей для успокоения потока, затем выравнивается и осредняется набором направляющих лопаток и подаётся через горло на стенку камеры.

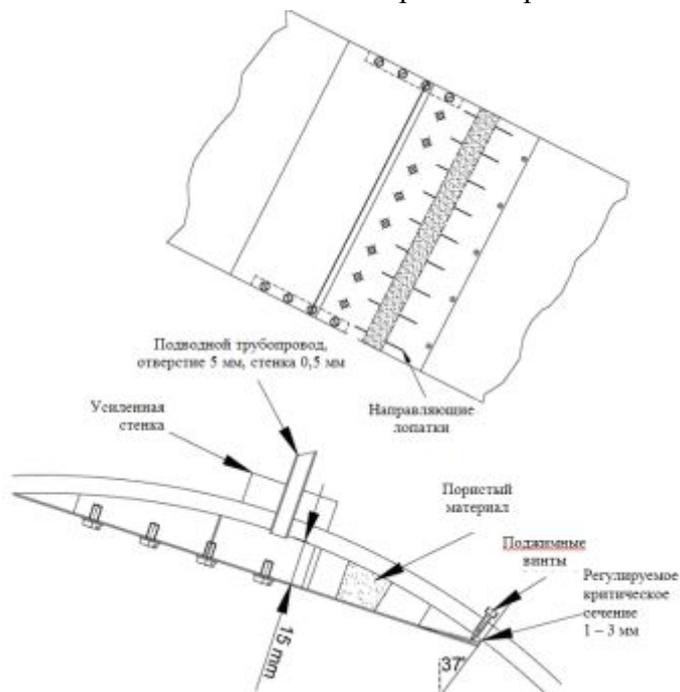


Рис. 3. Устройство для создания плёнки

На рис. 4 представлена процедура измерения величины V_R (объёма воды, стационарно присутствующего во время работы установки) в эксперименте. Точность экспериментальных данных составляла $\pm 100 \text{ см}^3$.

На первом этапе открывались клапаны на подающей воду и откачивающей смеси магистралях, обороты ротора выводились на заданный режим. Установка работала необходимое для достижения стационарного режима время.

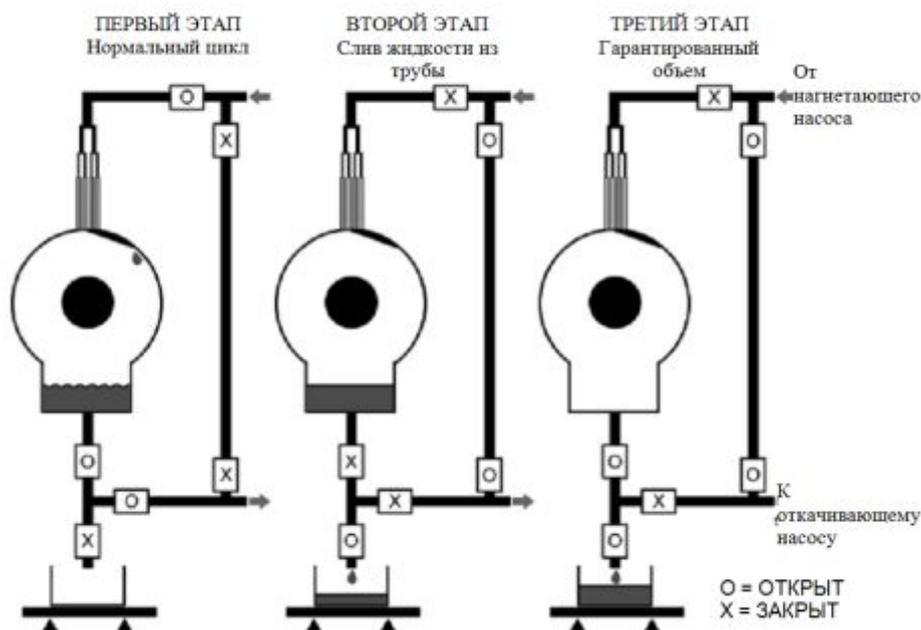


Рис. 4. Процедура измерения величины V_R

На втором этапе клапаны на подающей и откачивающей магистралях перекрывались, отсекая воду в полости, выключался привод ротора и сливалась вода из магистралей.

На третьем этапе открывался клапан на откачивающей магистрали, вода сливалась из полости и регистрировался её объём.

Расчётная модель

Расчётная модель масляного картера – полость с вращающимся валом соответствует схеме геометрии полости (рис. 2). Условия работы модуля были следующими: в полость 1 с валом 2, вращающимся со скоростью 10000 об/мин, подаётся вода через генератор плёнки 3, при этом смесь воды и воздуха откачивается через сливной канал 4 с постоянным объёмным расходом, через дренажное отверстие 5 засасывается воздух. Расчёты выполнялись в ПК ANSYS Fluent - 14.5 при помощи Эйлеровой гомогенной модели мультифазного течения VOF с учётом сил поверхностного натяжения (модель CSS) и массовых сил. Задачи решались в несжимаемой стационарной постановке. В расчётах применялись модель турбулентности realizable k-ε, неявная схема дискретиза-

ции по времени для уравнения сохранения объёмной доли.

Сеточная модель

На начальном этапе было проведено исследование влияния сеточной сходимости на результаты расчётов. Исследования проводились на гексаэдральной сетках размерностью 2,74; 3,81; 21,94 млн. ячеек. Результаты представлены в табл. 1.

Таблица 1 - Результаты сеточной сходимости

Вариант	Количество ячеек сетки	$V_{R,3}$ см ³	$\frac{V_R}{V_{R,эксп}}$
Эксперимент	–	806,02	–
Сетка 1	2,74E+06	1065,56	1,322
Сетка 2	3,81E+06	1077,54	1,337
Сетка 3	2,19E+07	1089,83	1,352

Из табл. 1 следует, что использование подробных сеток слабо влияет на результаты расчётов (значение V_R , полученное на сетке 1 отличается от полученного на сетке 3 на 2,2%). Дальнейшие расчёты проводились на сетке 1 (рис. 5).

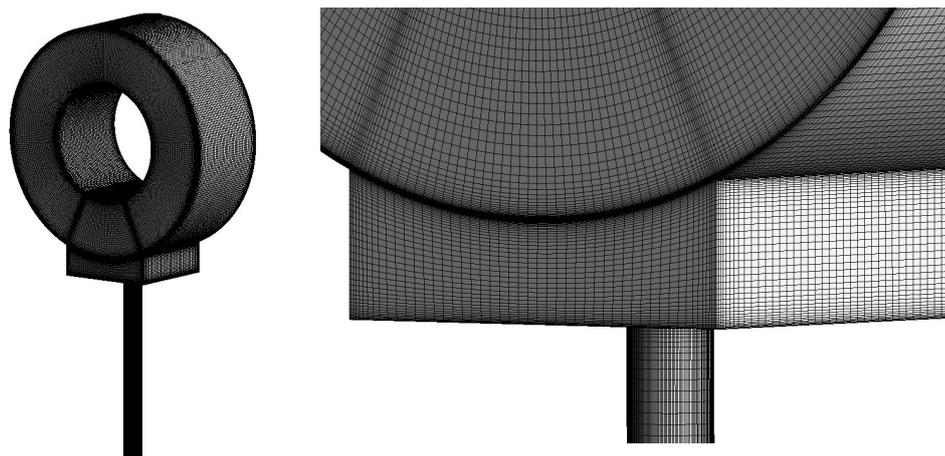


Рис.5. Расчётная сетка №1

Граничные условия и результаты расчётов

Схема расположения граничных условий представлена на рис. 6.

В табл. 2 представлены результаты расчётов, полученные для расчётных точек v1-v4 и v5-v8. Сравнение эксперимента и расчёта представлено на рис. 7. SR – коэффициент откачки, равный отношению общего объёмного расхода на выходе из камеры к объёмному расходу жидкости на входе.

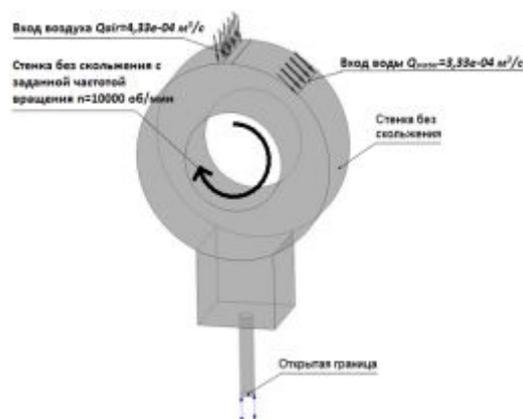


Рис. 6. Схема расположения граничных условий

Таблица 2 - Результаты расчётов

Расчётная точка	Расход воды, л/мин	SR	Объём воды в полости V_R , см ³		$V_R/V_R^{\text{эсп}}$
			расчёт	эксперимент	
v1	20	1,1	1294	851	1.52
v2	20	2,3	1065	806	1.32
v3	20	5,5	940	751	1.25
v4	20	7,5	872	745	1.17
v5	30	1,1	1796	1299	1.38
v6	30	2,4	1289	1109	1.16
v7	30	3,8	1158	1052	1.10
v8	30	5,1	1066	1022	1.04

Из рис. 7 видно, что с увеличением коэффициента SR откачивающий насос лишь захватывает больше воздуха, откачиваемый воздух почти не захватывает воду, и скапливающуюся в полости маслосборника. Это приводит к тому, что значение V_R при увеличении SR более 3 ÷ 4 снижается мало.

При малых коэффициентах откачки (1,1 ÷ 2,3) погрешность расчёта составляет от 16 до 50%. Это может быть связано с

тем, что используемая модель VOF является гомогенной. Уравнения движения решаются для осреднённой по фазам скорости, что может вносить некоторые погрешности при большом содержании воды относительно воздуха (в случае SR больше 3 ÷ 4 погрешность расчёта составляет от 4 до 15%). Изоперхность объёмной доли воды для характерных режимов работы представлена на рис. 8 и 9.

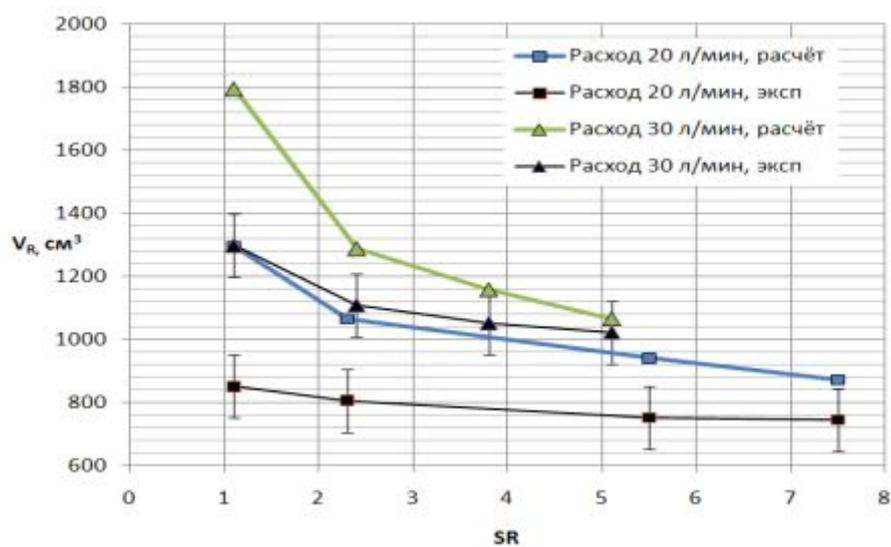


Рис. 7. Расчётные и экспериментальные данные для точек v1-v4 и v5-v8

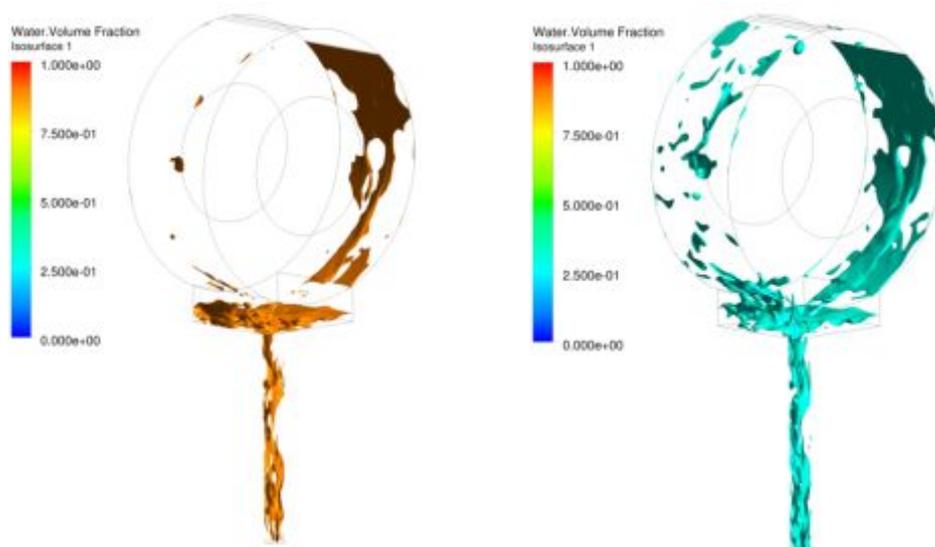


Рис. 8. Изоповерхность объёмной доли воды для точки v2.
Объёмная доля $V_{f_{water}}=0,9$ и $V_{f_{water}}=0,3$

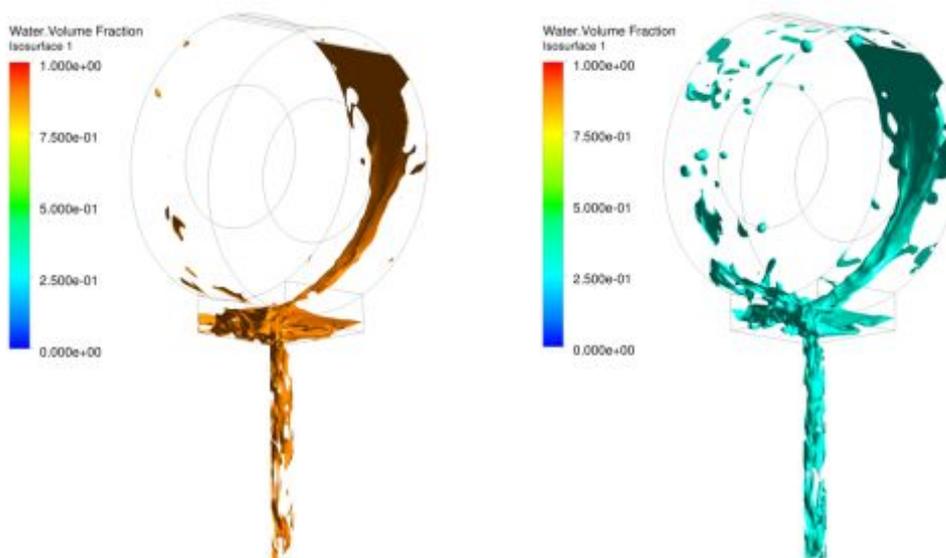


Рис. 9. Изоповерхность объёмной доли воды для точки v10.
Объёмная доля $V_{f_{water}}=0,9$ и $V_{f_{water}}=0,3$

Эффект диффузии объёмной доли является неизбежным следствием использования метода контрольного объёма для решения уравнения сохранения объёмной доли. Поэтому в расчётах поверхность раздела, как правило, «размазана» по нескольким ячейкам, и на локальных участках расчётной области можно наблюдать «водяной туман» (рассеянную объёмную долю). Для того, чтобы более детально отразить это явление, на рис. 8,9 представлены изоповерхности объёмной доли воды, построенные для значений $Vf_{\text{water}}=0,9$ и $Vf_{\text{water}}=0,3$.

Выводы

- Предполагается, что течение в картине представляет собой течение двух неперывных фаз, где могут присутствовать пузыри и/или капли. Наиболее пригодны-

ми для моделирования подобного рода течения являются модели VOF (Fluent).

- Анализ влияния размерности расчётной сетки на результаты расчётов в стационарной постановке показал, что использование подробных гексаэдральных сеток слабо влияет на результаты расчётов.

- Серия расчётов, выполненная для $n=10000$ об/мин, различных значений расходов воды и производительности системы откачки показала, что результаты расчётов качественно согласуются с экспериментом. Отклонение от эксперимента уменьшается при увеличении производительности системы откачки или увеличении расхода подаваемой воды.

Библиографический список

1. Chandra B., Simmons K., Pickering S., Tittel M. Factors affecting oil removal from an aeroengine bearing chamber // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010. V. 1. P. 219-228.

Информация об авторах

Лисицин Александр Николаевич, инженер-конструктор третьей категории КО Систем инженерного анализа, Научно-производственное объединение «Сатурн», г. Рыбинск. E-mail: lisitsin.aleksandr@gmail.com. Область научных интересов: вычислительная гидрогазодинамика, многофазные течения, проектирование высокотемпературных опор двигателей летательных аппаратов.

Бадерников Артем Витальевич, начальник бригады теплообмена и горения КО Систем инженерного анализа, Научно-производственное объединение

«Сатурн», г. Рыбинск. E-mail: artem.badernikov@npo-saturn.ru. Область научных интересов: вычислительная гидрогазодинамика, процессы теплообмена и горения.

Печеник Евгений Валерьевич, инженер-конструктор КО Систем инженерного анализа, Научно-производственное объединение «Сатурн», г. Рыбинск. E-mail: pechenikev@gmail.com. Область научных интересов: вычислительная гидрогазодинамика, оптимизация формы аэродинамических профилей на основе решения сопряжения сопряжённых уравнений.

RESULTS OF NUMERICAL MODELING OF TWO-PHASE LIQUID / GAS FLOW ON THE BASIS OF A SIMPLIFIED MODEL OF OIL CHAMBER

© 2014 A.N. Lisitcin, A.V. Badernikov, E.V. Pechenik

Joint-Stock Company "NPO Saturn", Rybinsk, Russian Federation

Numerical simulation results of multiphase liquid/gas flow are presented. Calculation was performed for simplified bearing chamber. Work was kept within the framework of developing the methods of multiphase flows modeling in oil chambers of gas-turbine engine. At present there is no the instrument of the analysis, allowing to simulate the oil flow in oil systems, and oil chambers of gas-turbine engine. The tightening requirements to mass, overall dimensions and performance of the engine need to reduce of the oil system sizes and amount of the oil, used for lubrication and cooling of bearing with increasing of their resource. At present, oil chamber design based on successful previous experience of the similar work, but performance of oil system is checked only in process of the engine test. This problems in this case lead to significant time and financial expense, so this instrument of analysis allow simultaneously increase the bearing resource, reduce mass and size of the oil system. The most rational model of multiphase flow was also chosen and analysis of the mesh size influence on steady calculation results was made.

Multiphase flow, bearing, bearing chamber.

References

1. Chandra B., Simmons K., Pickering S., Tittel M. Factors affecting oil removal from an aeroengine bearing chamber // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010. V. 1. P. 219-228.

About the authors

Lisitcin Aleksandr Nikolaevich, design engineer, Engineering Analysis Department, Joint-Stock Company «NPO «Saturn», Rybinsk, Postgraduate Student of Rybinsk State Aviation Technical University. E-mail: lisitsin.aleksandr@gmail.com. Area of Research: fluid dynamics, multiphase flow, design of high-temperature bearing chambers.

Badernikov Artem Vitaljevich, head of the team of Heat Transfer and Combustion, Engineering Analysis Department,

Joint-Stock Company «NPO «Saturn», Rybinsk, E-mail: artem.badernikov@npo-saturn.ru, Area of Research: fluid dynamics, heat transfer and combustion.

Pechenik Evgeniy Valerjevich, design engineer, Engineering Analysis Department, Joint-Stock Company «NPO «Saturn», Rybinsk. E-mail: pechenikev@gmail.com. Area of Research: fluid dynamics and optimization.

УДК 621.09.047

ТЕХНОЛОГИЯ КОМБИНИРОВАННОЙ ДОВОДКИ ЩЕЛЕВЫХ КАНАЛОВ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

© 2014 А.О. Родионов, Г.А. Сухочев, С.Н. Коденцев, Е.Г. Смольяникова

Воронежский государственный технический университет

Представлены результаты поисковых исследований в области обработки проточных поверхностей систем охлаждения. Особую технологическую сложность представляют щелевые каналы, для обработки которых затруднительно использование традиционных средств металлообработки и контроля показателей качества поверхности. На основе анализа существующих методов обработки был предложен способ комбинированной обработки, обеспечивающий избирательное выравнивание микропрофиля поверхности в условиях ограниченного пространства и гарантирующий заданные эксплуатационные характеристики высоконапорных систем охлаждения. Сущность способа состоит в прохождении потока токопроводящей абразивонасыщенной жидкости низкой концентрации через обрабатываемые каналы. Обработка потоком жидкости с абразивом позволяет исправлять локальные погрешности формы, так как абразив активнее работает в местах уменьшения условного прохода и снимает материал именно в этих местах, нуждающихся в дополнительном снятии материала. Электрохимическое же воздействие интенсифицирует процесс механического снятия материала с микровыступов, сокращая время обработки. Описан механизм электрохимикоабразивной доводки щелевых каналов. Описана сущность работы технологической системы, позволяющей объединить комбинированный процесс с контролем расходных характеристик деталей с проточными каналами, что даёт возможность существенного сокращения сроков и трудоёмкости технологической доводки новой техники. Представлены результаты экспериментальной проверки технологических возможностей комбинированного процесса.

Проточная поверхность, комбинированная обработка, щелевой канал, микровыступы.

Щелевые каналы характерны для ответственных деталей систем охлаждения, типовыми представителями которых являются кольца завеса, форсунки, плунжеры, гильзы, золотники и т.п. Характер их эксплуатации зачастую осложнён нестационарными вибрациями и температурными циклическими воздействиями в области высоких давлений рабочей среды [1]. Такие детали часто изготавливают из литых или штампуемых труднообрабатываемых износостойких жаропрочных и коррозионностойких материалов. К ним предъявляются очень жёсткие требования по точности и шероховатости, в том числе по характеру микропрофиля: малый радиус скругления кромки канала и отсутствие заусенцев.

Технологическую сложность в обработке представляют щелевые каналы. После получения канала требуется доводочная операция для удаления материала в месте выхода инструмента. Особая сложность возникает при использовании традиционных средств металлообработки и

контроля показателей качества поверхности, а также её геометрии при профилировании щелевых каналов в процессе изготовления таких деталей.

Для повышения эксплуатационных показателей наукоемких изделий потребовалась разработка новых технологий воздействия на поверхности в щелевых каналах, где наиболее успешным оказался метод комбинированной обработки с наложением электрического поля, что ранее считалось неперспективным в этой технологической отрасли. Подобные исследования для поверхностей проточных отверстий, в том числе каналов высоконапорных форсунок, оказались весьма результативными, так как позволили снизить в рассматриваемых случаях ограничения по достижению стабильных расчётных показателей качества. Оптимизация рабочих параметров достигалась тем, что после предварительного формирования каналов осуществляли их струйную электрохимическую обработку, которая заключалась в подаче токопроводящей жидкости через

обрабатываемые отверстия, после чего включали ток и выдерживали на установленном режиме время, необходимое для получения сечения отверстия, обеспечивающего заданный расход при постоянном давлении жидкости [2].

Однако при малых сечениях протяжённых щелевых каналов сложного профиля исследователям не удавалось получить стабильного микропрофиля поверхности, что затрудняло создание перспективных систем охлаждения. Для решения этой задачи требовалась разработка новых способов комбинированной обработки, обеспечивающих избирательное выравнивание микропрофиля поверхности в условиях ограниченного пространства и гарантирующих заданные эксплуатационные характеристики наукоёмкого изделия, обладающего невысокой технологичностью конструкции [3].

Результаты анализа особенностей конструкции, технологии изготовления и характера эксплуатации типовых деталей с труднодоступными поверхностями проточных щелевых каналов, в том числе элементов систем охлаждения наукоёмких изделий, имеющих высоконапорные расходные параметры эксплуатации в экстремальных условиях (рис. 1), позволяют сделать выводы:

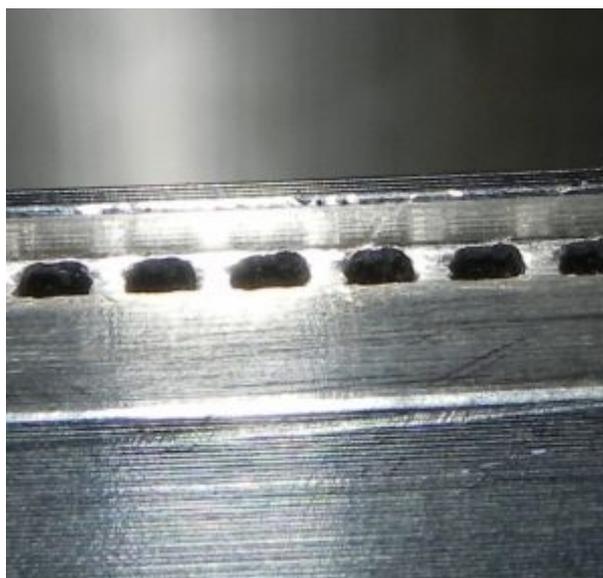


Рис. 1. Элемент системы охлаждения с мелкоразмерными щелевыми каналами

– наиболее перспективным в настоящее время является комбинированный метод, сочетающий в себе анодное растворение металла заготовки и механическое воздействие на поверхность;

– технология комбинированной обработки эффективна для достижения высокого качества поверхностного слоя узких щелевых каналов и их расходных характеристик при обеспечении режимных параметров процесса за счёт выявления и учёта влияния особенностей комбинированного внешнего и внутреннего воздействия на механизм направленного формирования микрогеометрии поверхностного слоя материала детали.

Традиционно щелевые пазы и каналы сложного профиля формируют в деталях из труднообрабатываемых материалов прошиванием на электроэрозионных и электрохимических станках, используя и комбинированную обработку. Для повышения производительности применяют комбинированную электроэрозионную обработку электродами с термоактивным покрытием [4], но после неё остаётся нестабильный микропрофиль поверхности по образующей канала и значительный (до 40 мкм) изменённый поверхностный слой материала, образование которого на стенках канала неизбежно для интенсивных режимов обработки жаропрочных никелевых сплавов (рис. 2).

Для устранения этих дефектов предложен способ комбинированной электрохимикоабразивной обработки щелевых каналов низкоконцентрированной абразивно-жидкостной средой с наложением электрического тока.

Сущность способа состоит в прохождении потока токопроводящей абразивонасыщенной жидкости низкой концентрации через обрабатываемые каналы. На технологическую систему наложен ток низкого напряжения (4-8 В), и она выдерживается при определённом режиме на время до получения заданного расхода при постоянном давлении жидкости.

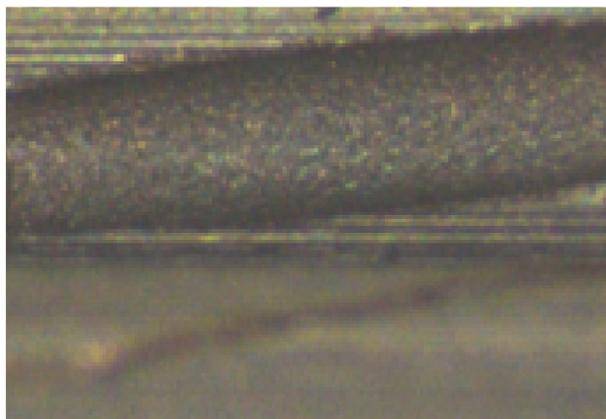


Рис. 2. Поверхность в канале после электроэрозионного прошивания

Обработка потоком жидкости с абразивом позволяет исправлять локальные погрешности формы, так как абразив активнее работает в местах уменьшения условного прохода и снимает материал именно в этих местах, нуждающихся в дополнительном снятии материала. Электрохимическое воздействие интенсифи-

цирует процесс механического снятия материала с микровыступов, сокращая время обработки.

При механическом контакте абразивного зерна с выступами снятие материала происходит за счёт микрорезания, и производительность процесса зависит от концентрации, ориентации, размеров гранул и профиля канала. В случае анодного растворения усилие контакта будет снижаться за счёт жидкостной и оксидной плёнок между заготовкой и гранулой, а также вследствие анодного растворения вершин неровностей [2] на поверхности в местах контакта с гранулой, что снижает сопротивление трения.

Схема контакта гранул обрабатывающей среды с поверхностью канала показана на рис. 3, анализ которого показывает, что для обеспечения удаления припуска при механическом контакте необходимо следующее:

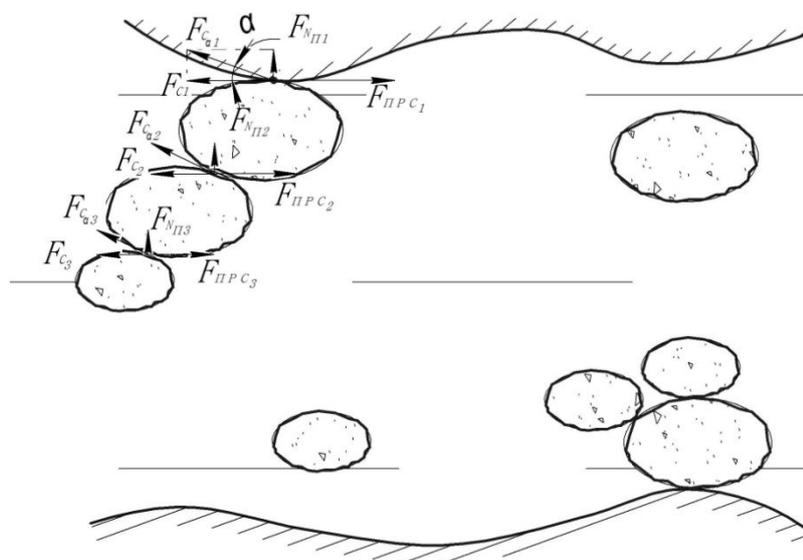


Рис. 3. Схема контакта гранул обрабатывающей среды с поверхностью канала

- сила сопротивления трения F_C должна быть меньше напора потока рабочей среды $F_{прс}$;
- ориентированная по потоку результирующая сила сопротивления F_{Ca} зависит от угла наклона касательной α к волнистости микропрофиля по длине образующей канала и требует адаптивной

- стабилизации потока токопроводящей жидкости с абразивом соответствующей объёмной концентрации;
- сила нормального давления $F_{НП}$ зависит не только от физико-механических условий контакта гранулы с поверхностью, но и от энергии присоединяющихся при соударении других частиц аб-

разива в потоке. Таким образом, силы микрорезания абразивом подчиняются теоретико-вероятностному закону и с большой степенью точности могут измеряться большей частью экспериментально [5].

В случае использования анодного растворения для известной силы нормального давления F_{NI} в зоне контакта можно найти результирующее усилие сопротивления F_{Ca} :

$$F_{Ca} = l_x \cdot F_{NI} z_{an} \left(1 + \frac{f}{tg\alpha} \right) k_{np}, \quad (1)$$

где l_x – длина образующей канала;

f – коэффициент трения;

z_{an} – припуск на анодное растворение;

k_{np} – коэффициент контактного присоединения гранул ($k_{np} = 1,05-1,1$ в зависимости от концентрации абразива).

Время t_{np} удаления припуска Z зависит от скорости перемещения гранул v_r и их диаметра d_r . При достаточно высокой концентрации гранул

$$t_{np} \approx d_r / v_r. \quad (2)$$

Для различных групп материалов коэффициент, учитывающий возрастание скорости анодного растворения при соударении, изменяется в пределах $K_{ан} = 1,25 \dots 1,6$.

Тогда средняя скорость V_{cp} съёма материала составит

$$V_{cp} = \frac{Z}{t_{np}} \cdot K_{анcp}, \quad (3)$$

где Z , t_{np} определяются из (2), (3). Полученные зависимости позволяют получать оптимальные режимы удаления припуска с помощью анодного растворения.

Очень трудоёмкой дорогостоящей операцией в настоящее время является и контроль обеспечения заданных эксплуатационных показателей деталей с проточными каналами. Контроль проводится после окончательного изготовления деталей при параметрических испытаниях на специальных проливочных стендах в составе агрегата или отдельно с последующей индивидуальной доработкой.

Для проведения экспериментальных исследований по комбинированной обработке щелевых каналов установка для электрохимической доводки была модернизирована и встроена в проливочный стенд для замера расходных характеристик. Сущность работы такой технологической системы заключается в следующем:

- перед началом электрохимической обработки с добавлением абразивного наполнителя производят замер расхода жидкости через проточное отверстие;

- для проведения комбинированной обработки заполняют магистраль токопроводящей жидкостью с добавлением абразива и включают установку для комбинированной обработки; по истечении расчётного времени установку выключают и проводят промывку системы.

После проведения обработки необходим контрольный замер расхода. При отклонении значений полученного расхода от заданных значений проводят повторную комбинированную обработку на скорректированных режимах.

Замер расхода проходящего через отверстие электролита при электрохимической обработке позволяет контролировать массовый расход жидкости и при достижении нужного показателя прекращать прокачку электролита. Это обеспечит получение канала с точным, заранее установленным расходом. Сочетание в одном процессе двух видов воздействий – механико-абразивного и электрохимического - с одновременным замером расхода абразивонасыщенного электролита позволяет одновременно обеспечивать требуемую геометрическую форму сечения отверстия, необходимую шероховатость и заданный расход. За счёт изменения концентрации абразива и напряжения тока можно управлять процессом формирования микрогеометрии поверхности с заданными характеристиками.

Таким образом, предложена новая технологическая схема оборудования для объединения комбинированного процесса и методов контроля расходных характери-

стик проточных поверхностей, что даёт возможность существенного сокращения сроков и трудоёмкости технологической доводки новой техники.

Результаты экспериментальной проверки технологических возможностей комбинированного процесса показаны на

рис. 4, 5. Из анализа графиков очевидно, что комбинированная обработка обладает не только повышенной производительностью, но и позволяет стабилизировать расходные характеристики каналов, выравнивая их значения в процессе доводки.

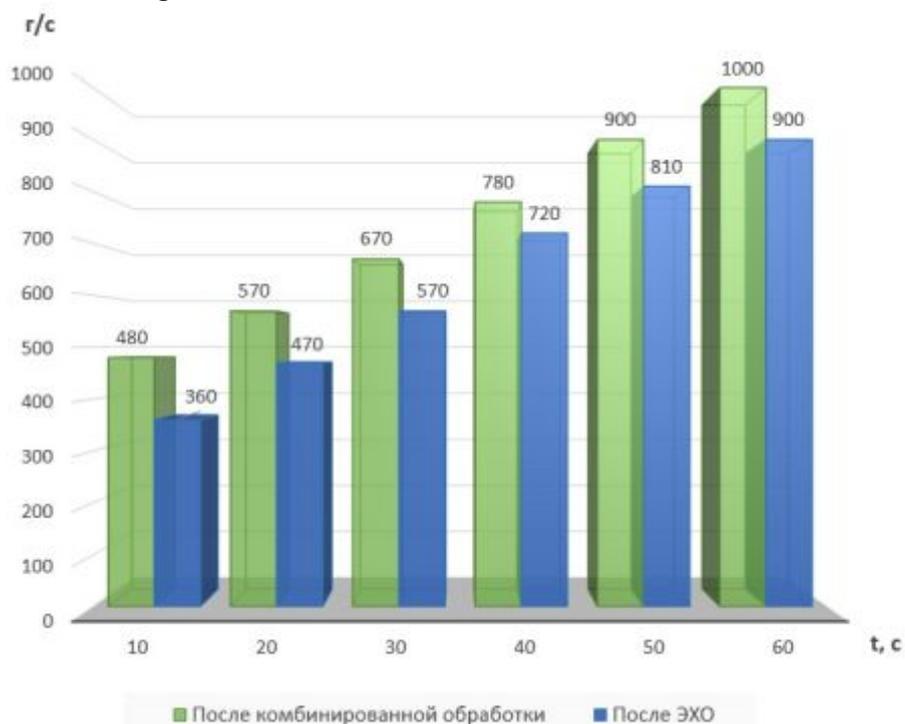


Рис. 4. Зависимость расхода через каналы деталей от времени доводки щелевых каналов при разных способах обработки

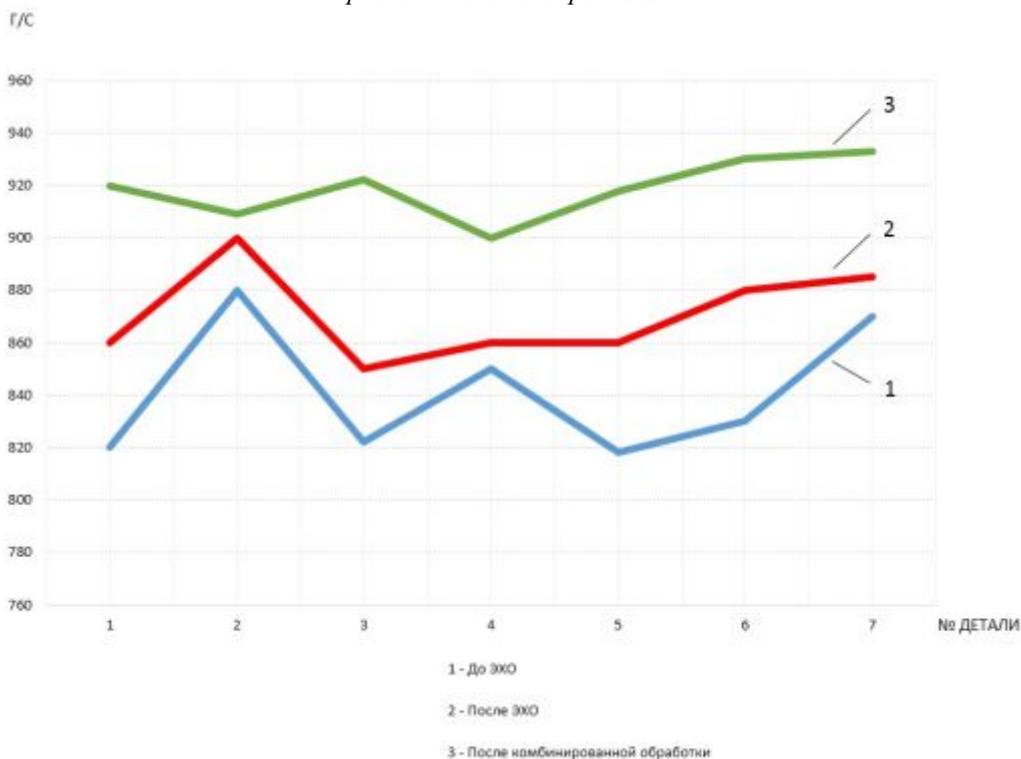


Рис. 5. Полученные значения расхода на партии деталей при разных способах доводки щелевых каналов

Заключение

Наиболее перспективной существующей технологической схемой является получение мелкогабаритного канала в два этапа:

- предварительная высокопроизводительная электроэрозионная обработка;
- окончательная комбинированная электрохимикоабразивная обработка для

удаления технологически наследованного изменённого слоя материала.

Сочетание двух типов обработок – механико-абразивной и электрохимической с одновременным замером расхода электролита обеспечивает требуемую геометрическую форму сечения отверстия, необходимую шероховатость и заданный расход.

Библиографический список

1. Сухочев Г.А. Управление качеством изделий, работающих в экстремальных условиях при нестационарных воздействиях. М.: Машиностроение, 2004. 287 с.

2. Сухочев Г.А., Коденцев С.Н., Родионов А.О. Технологические возможности комбинированной обработки в обеспечении расходных характеристик деталей с мелкогабаритными проточными каналами // Упрочняющие технологии и покрытия. 2013. № 7(103). С. 45-48.

3. Сухочев Г.А., Смольяникова Е.Г., Капустин А.В. Проблемно ориентированное использование нетрадиционных технологий для повышения производственной технологичности наукоемкой гидро-

аппаратуры и лопаточных машин // Насосы. Турбины. Системы. 2013. № 3(8). С. 12-18.

4. Коденцев С.Н., Сухочев Г.А., Смольяникова Е.Г. Технология комбинированной электроэрозионной обработки полостей и каналов сложного профиля // Научно-ёмкие технологии в машиностроении. 2012. № 5. С. 31–36.

5. Небольсин Д.М., Сухочев Г.А., Коденцев С.Н. Исследование режимов комбинированной обработки внутренних поверхностей // Вестник Воронежского государственного технического университета. 2011. Т. 7, № 4. С. 44–47.

Информация об авторах

Родионов Александр Олегович, аспирант кафедры технологии машиностроения, Воронежский государственный технический университет. E-mail: rodionov_alexander@mail.ru. Область научных интересов: технологическое обеспечение качества комбинированной обработки.

Сухочев Геннадий Алексеевич, доктор технических наук, профессор кафедры технологии машиностроения. Воронежский государственный технический университет. E-mail: suhotchev@mail.ru. Область научных интересов: технологическое обеспечение эксплуатационных показателей изделий комбинированным методом обработки.

Коденцев Сергей Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры технологии машиностроения, Воронежский государственный технический университет. E-mail: suhotchev@mail.ru. Область научных интересов: наукоемкие технологии ракетного двигателестроения.

Смольяникова Евгения Геннадьевна, кандидат технических наук, доцент кафедры технологии машиностроения, Воронежский государственный технический университет. E-mail: sm.evgeniya@gmail.com. Область научных интересов: технологическое обеспечение качества комбинированной обработки.

COMBINED TREATMENT TECHNOLOGY FOR SLOT CHANNELS OF COOLING SYSTEMS

© 2014 A.O. Rodionov, G.A. Suhochev, S.N. Kodentsev, E.G. Smolyannikova

Voronezh State Technical University, Voronezh, Russian Federation

The article presents the results of the searching and experimental research in the field of treatment of discontinuous surfaces in parts of cooling systems. The existing methods and means of technological equipment for providing of quality surface treatment of slot channels are described. Slot channels are especially technologically complex for treatment. A new method of combined treatment was proposed based on an analysis of existing treatment methods. The method allows to achieve the specified operational characteristics of slot channels. Basic technological principles to design a new method of finishing of small-flow parts, which combines finishing and control operations, are developed. In article the mechanism of combined finishing for slotted channels are described. The results of experimental verification of the technological capabilities of the combined treatment are presented.

Small-size surface, combined treatment, slot channel, micro elevation.

References

1. Suhochev G.A. Upravlenie kachestvom izdelij, rabotajushhijh v jekstremal'nyh uslovijah pri nestacionarnyh vozdeystvijah [Quality management of products operating under extreme conditions in non-stationary effects]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2004. 287 p.
2. Suhochev G.A., Kodentsev S.N., Rodionov A.O. Technological capabilities of combination processing are provided consumption characteristics of details with small channel // Uprochnjajushhie tehnologii i pokrytija. 2013. No. 7. P. 45-48. (In Russ.)
3. Suhochev G.A., Smolyannikova E.G., Kapustin A.V. Task-Oriented Use Of Unconventional Technologies In Order To Increase The Technological Effectiveness Of Hydraulics And Paddle Machines // Pumps. Turbine. Systems. 2013. No. 3(8). P. 12-18. (In Russ.)
4. Kodentsev S.N., Suhochev G.A., Smolyannikova E.G. Technology of combined electrical discharge machining of cavities and channels of complex profile // Naukoemkie tehnologii v mashinostroenii. 2012. No. 5. P. 31-36. (In Russ.)
5. Nebolsin D.M., Suhochev G.A., Kodentsev S.N. Research of modes of the combined processing of internal surfaces // Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo tehnicheskogo universiteta. 2011. V. 7, no.4. P. 44-47. (In Russ.)

About the authors

Rodionov Alexander Olegovich, post-graduate student of Engineering Technology Department, Voronezh State Technical University. E-mail: rodionov_alexander@mail.ru. Area of Research: technological providing of quality in combined treatment.

Suhochev Guennady Alekseevich, Doctor of Science (Engineering), Professor of Engineering Technology Department, Voronezh State Technical University. E-mail: suhotchev@mail.ru. Area of Research: technology performance products combined processing methods.

Kodentsev Sergei Nikolaevich, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of Engineering Technology Department, Voronezh State Technical University. E-mail: suhotchev@mail.ru. Area of Research: high tech rocket engine.

Smolyannikova Eugene Gennadievna, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of Engineering Technology Department, Voronezh State Technical University. E-mail: sm.evgeniya@gmail.com. Area of Research: technological providing of quality in combined treatment.

УДК 621.45.03+004.9

РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ И АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОМПРЕССОРОВ

© 2014 И.А. Кривошеев, К.Е. Рожков

Уфимский государственный авиационный технический университет

Рассматриваются методы расчёта характеристик решёток профилей, венцов и компрессора в целом. Показано, что аэродинамические характеристики решёток из тонких пластин определяют градиент характеристики всех решёток искривлённых профилей с той же густотой и «лопаточным» углом выхода. Предложена эмпирическая зависимость и метод номограмм, позволяющий построить семейство кривых, задающих характеристики решёток профилей, включая зону срыва потока. Предложен алгоритм получения характеристик лопаточных венцов, ступеней и каскадов компрессора. Полученные таким образом характеристики компрессора позволяют, в свою очередь, рассчитать характеристики разрабатываемого двигателя на установившихся и не установившихся режимах работы с высокой точностью. Предложенный метод позволяет производить выбор геометрических параметров лопаточных венцов, а в эксплуатации – производить учёт влияния на характеристики изменения геометрии лопаток (за счёт эрозии, загрязнения и т.д.), заранее проанализировать влияние загрязнения и эрозии лопаток на изменение характеристик узлов, а по результатам идентификации модели установки решить обратную задачу – выявить фактические значения загрязнений и эрозии в конкретных венцах и ступенях. Полученную геометрию венцов возможно использовать как начальное приближение и для задания граничных условий при твёрдотельном 3D моделировании и газодинамических расчётах в САЕ- системах типа Ansys CFX.

Решётка профилей, экспериментальная продувка, угол поворота потока, теоретический напор.

При проектировании лопаточных машин всё шире используют методы 3D CAD/САЕ-моделирования. Однако на ранних этапах проектирования при подборе геометрии лопаточных венцов, решении оптимизационных задач, задании граничных условий для 3D-моделирования, а также при доводке и диагностике состояния лопаточных машин продолжают использоваться и 2D-модели, основанные на эмпирических зависимостях. Эти модели используются в таких программных комплексах, как Concert NREC, AxStrim, а также в системах имитационного моделирования (СИМ) на основе разработанной в НИЛ САПР-Д УГАТУ технологии САМСТО (СИМ Компрессор, Турбина, Stupeny, Venez). Эмпирические зависимости в таких системах используются для расчёта углов отставания при истечении потока из каждого лопаточного венца, расчёта потерь и т.д. Поэтому актуально уточнение этих зависимостей, анализ возможности их экстраполяция для расширения области и повышения степени их адекватности.

В своё время был проведён ряд работ по использованию обобщения экспе-

риментальных данных для выявления закономерностей протекания характеристик решёток профилей, ступеней, каскадов лопаточных машин (ЛМ). Так, например, в ЦИАМ им. П. И. Баранова Л.Е. Ольштейном и В.Г. Процеровым был разработан метод расчёта характеристик осевых компрессоров с использованием обобщённых характеристик осевых ступеней [1]. Данный метод базируется на параметрах лопаточных венцов на среднем радиусе и не требует определения параметров потока в лопаточном венце на различных радиусах с последующим интегрированием параметров потока по высоте проточной части. Используемые в этом методе обобщённые характеристики ступеней были получены по результатам обработки большого количества экспериментальных характеристик отдельных ступеней в широком диапазоне изменения входных параметров ступени компрессора. В то же время эти результаты мало зависят от геометрии исследуемых решёток профилей, и поэтому характеристики, рассчитанные с помощью этого метода, неточны. Например, выполненный авторами анализ показал, что предложенные Л.Е. Оль-

штейном зависимости не учитывают относительный диаметр втулки. И тем более они непригодны для расчёта характеристик решёток профилей.

Как известно, согласно методу Н.Е.Жуковского выделяют вдоль всей проточной части (ПЧ) компрессора на разных уровнях (вдоль поверхностей тока) элементарные каналы (как совокупность элементарных ступеней), и это позволяет на выходе из компрессора получать параметры, различные по высоте лопатки (эпюры) (рис.1). В том случае, если элементарный канал построен вдоль наружного корпуса или втулки ротора, меридиональное сечение соответствующей поверхности тока может быть достаточно просто получено.

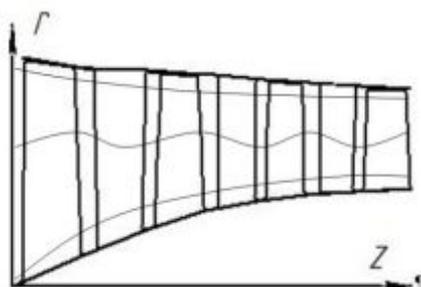


Рис. 1. Выделение поверхностей тока вдоль проточной части компрессора

Для промежуточных по высоте ПЧ поверхностей тока это делается путём итераций с учётом условий равновесия (т.е. условием того, что в сечениях с большей окружной скоростью потока имеется больший радиальный градиент статического давления, траектории частиц отклоняются к периферии). В этом случае уравнение течения в радиальном направлении имеет вид [4]:

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{C_u^2}{r} + \rho \frac{dC_r}{dt},$$

где dp/dr - градиент давлений, ρ - плотность, $кг/м^3$, C_u - окружная составляющая окружной скорости, $м/с$, C_r - радиальная составляющая скорости, r - радиус, $м$. Авторами предложен метод отслеживания струй (МОС), при котором рассматривается смещение частицы в окружном направлении x . Перемещение частицы в меридиональной плоскости вдоль

поверхности тока обозначается s . В этом случае вдоль траектории $ds/dt = C_a$, $dx/dt = C_u$. Поэтому условие радиального равновесия во всех точках траектории (а не только в осевом зазоре) запишется в виде

$$\frac{dp}{dr} \approx \rho C_a^2 \left[\left(\frac{dx}{ds} \right)^2 / r + \frac{d^2 r}{ds^2} \right].$$

Это соотношение в созданной авторами системе моделирования используется для определения положения очередной поверхности тока по высоте проточной части. В уравнении неразрывности для каждого выделенного "слоя переменной толщины" расход рассчитывается с помощью уравнения расхода в интегральной форме: $\Delta G = 2\pi \int_{r_{i-1}}^{r_i} \rho C_a r dr$, где r_i - радиальные координаты соседних линий тока, ΔG - расход между соседними линиями тока, C_a - составляющая абсолютной скорости вдоль поверхности тока. Если промежуточные поверхности тока выделяются для равновеликих кольцевых сечений на входе в компрессор, то это упрощает осреднение и получение интегральных параметров и характеристик отдельных лопаточных венцов, ступеней и компрессора в целом.

Авторами показано, что при выделении элементарной решётки вдоль пространственной поверхности тока следует дополнительно вводить поправки, учитывающие диагональность, «просадку» скорости вдоль поверхности тока, скорость натекания и т.д. Эффективное значение плотности при этом определяется в среднемиделевом сечении решётки. Таким образом, при расчёте характеристик сложных пространственных решёток удаётся использовать методы расчёта характеристик плоских решёток профилей.

Как известно, геометрию плоской компрессорной решётки принято характеризовать следующими параметрами: угол изгиба средней линии профиля ϵ , угол установки профиля в решётке γ , плотность решётки b/t , относительное расстояние

максимальной вогнутости средней линии от носка профиля, максимальная относительная толщина профиля \bar{c}_m , относительное расположение максимальной толщины профиля \bar{x}_m , координаты базового неизогнутого профиля, вид кривой, которой очерчивается средняя линия профиля. При протекании рабочего тела через элементарную решётку в рабочем колесе компрессора (а также в направляющем аппарате) поток изменяет своё направление и тормозится. Изменяя угол входа потока в решётку, можно получить характеристику решётки в виде $\Delta\beta = f(i)$, где i - угол атаки. Авторами показано, что гораздо удобнее использовать координаты $\beta_2 = f(\beta_1)$ или $\Delta\beta = f(\beta_1)$. Это позволяет экстраполировать характеристику и сопоставлять её с идеальным протеканием характеристики (без отставания на выходе) – она задаётся линией под 45° , отсекающей отрезки $\beta_{2л}$ на осях ординат и абсцисс. Предлагается результаты продувок плоской решётки профилей представить в координатах $\beta_2 = f(\beta_1)$ с экстраполяцией из зоны компрессорного в зону турбинных режимов, а также в зону обратных течений (что происходит при помпажных колебаниях). При этом для малых скоростей натекания ($\lambda_{w1} < 0,4$) выделяется базовая линия (которая вблизи номинальных режимов координатах «коэффициент теоретического напора – коэффициент расхода» является линейной). Семейство таких линий в координатах $\beta_2 = f(\beta_1)$ для разных элементарных решёток показано на рис. 2. Все линии начинаются в точке $(0^\circ; 0^\circ)$ и заканчиваются в точке $(180^\circ; 180^\circ)$. Можно выделить два участка: β_1 меняется от 0° до 90° (компрессорный режим) и от 90° до 180° (турбинный режим). При изменении геометрии элементарной решётки базовая линия смещается относительно точки, с координатами $(90^\circ; 90^\circ)$ вверх или вниз. На этом поле хорошо видны углы поворота, атаки и отставания, выше описанные точки мак-

симального поворота « m » и « 0 » - номинального (по Хауэллу) режимов. Нанесены также линии режимов « m » и номинальных режимов « 0 ». Пара этих линий для компрессорных элементарных решёток и режимов идёт из точки с координатами $(0^\circ; 0^\circ)$, а для турбинных элементарных решёток и режимов - из точки $(180^\circ; 180^\circ)$. Эти линии попарно симметричны относительно этих точек.

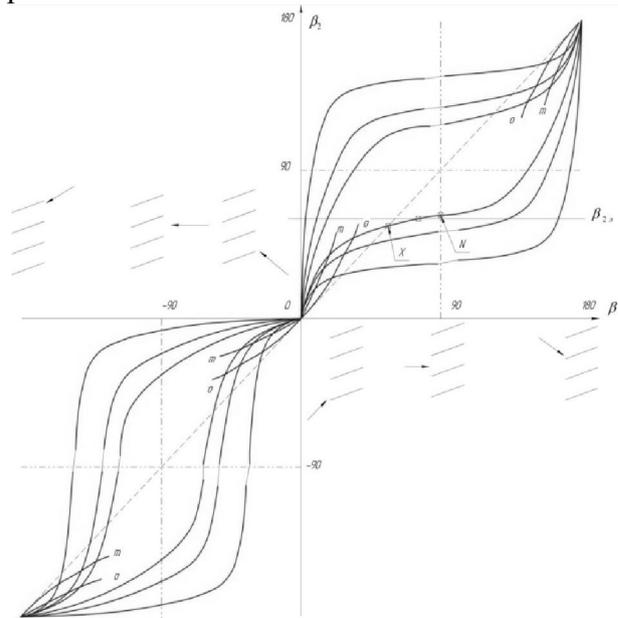


Рис. 2. Продувочные кривые решёток в координатах $\beta_2 = f(\beta_1)$

Очевидно, что в точке « m » касательная к базовой линии параллельна линии « x », расположенной под углом 45° и соединяющей точки $(0^\circ; 0^\circ)$, $(90^\circ; 90^\circ)$ и $(180^\circ; 180^\circ)$. В точке « x » пересечения базовых линий с линией « x » каждая элементарная решётка имеет нулевой теоретический напор и нулевой поворот потока. Точку, имеющую координату $\beta_1 = 90^\circ$, обозначим буквой N . Она характеризует угол выхода потока β_{2N} при фронтальном натекании на элементарную решётку. В этих координатах для каждой элементарной решётки полезно нанести горизонталь $\beta_{2л}$ и вертикаль $\beta_{1л}$. Пересечение с ними характеризует нулевое отставание δ и нулевой угол атаки i , соответственно. В этом семействе базовых линий можно выделить линии для типично компрес-

сорных элементарных решёток (рабочих колёс, направляющих аппаратов и входных направляющих аппаратов) и для турбинных элементарных решёток (рабочих колёс и спрямляющих аппаратов), для компрессорных и турбинных режимов работы этих элементарных решёток. В этих же координатах можно показать базовые линии для обратного течения в элементарной решётке. Такие режимы возникают в компрессорных элементарных решётках при помпаже. Для профилей с нулевой толщиной ($\bar{c}_m = 0$) такие линии нетрудно построить, используя имеющиеся линии из верхнего квадранта. Горизонталь $\beta_{2,l}$ из верхнего квадранта становится вертикалью $\beta_{1,l}$ в нижнем квадранте и наоборот. Иными словами, в нижнем квадранте $\beta_{1,l}$ численно равно $\beta_{2,l}$ из верхнего квадранта, и наоборот, в нижнем квадранте $\beta_{2,l}$ численно равно $\beta_{1,l}$ из верхнего квадранта.

Это позволяет понять, как переворачивается соответствующая базовая линия при изменении направления движения потока в элементарных решётках с прямого на обратное. Линия, ордината которой соответствует «лопаточному» углу на выходе из решётки $\beta_{2,l}$ с осью абсцисс, имеет пересечение с продувочной кривой, но в координатах $\beta_2 = f(\beta_1)$ эту точку сложно выделить. Поэтому предпочтительнее использовать координаты $\Delta\beta = f(\beta_1)$. В этой системе координат можно также нанести точки «х» и «N», а также нанести точку «2л», соответствующую лопаточному углу на выходе (без отставания). Также на продувочной кривой в этих координатах легче выделить максимальную точку «m» на продувочной кривой. Идеальная линия (с нулевым отставанием) располагается под углом 45° и проходит через точку $s(\beta_{2,l}; 0^\circ)$ на оси ординат и точку $(0^\circ; \beta_{2,l})$ на оси абсцисс (рис.3) Точки (m, o, x, 2л, N) в зоне компрессорных режимов $\beta_{1,l}$ = от 0° до 90° на каждой базовой линии имеют соответственные точки

($m', o', x', 2л', N'$) для турбинных режимов в зоне $\beta_{1,l}$ = от 90° до 180° . Такие точки находятся на линиях максимальных режимов «m» и номинальных режимов «0». Эти же точки выделяются на участках, соответствующих режимам обратного течения. Выделенные на графиках точки отмечаются и при представлении базовых линий и в координатах $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a; \lambda_u)$.

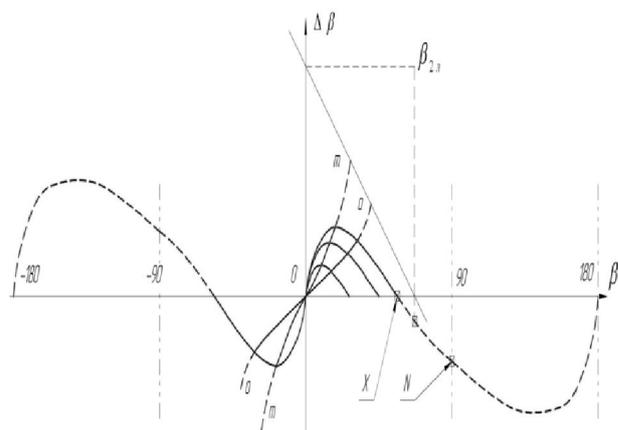


Рис.3. Базовая продувочная кривая в координатах $\Delta\beta = f(\beta_1)$

Важно знать их положение на продувочных кривых элементарных решёток и на характеристике ступени. Использование такой кривой упрощает процесс профилирования. На продувочной кривой в таком виде нетрудно найти максимум «m», а также номинальный (по Хауэллу) режим «0».

Для построения характеристики решётки профилей на первом этапе необходимо построить в координатах $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a; \lambda_u)$ базовую линейную часть. Как показал анализ, для решёток профилей конечной толщины при отсутствии закрутки на входе на характеристике $\bar{H}_T = f(\text{tg}\beta_1)$ номинальная точка «0» наиболее адекватно определяется при совместном использовании эмпирических зависимостей Бойса и Комарова А.П. При этом её положение зависит и от скорости натекания λ_{w1w} (для рабочего колеса). Авторами показано, что аэродинамические характеристики решёток из тонких пластин определяют градиент характеристики всех решёток искрив-

лѐнных профилей с той же густотой и «лопаточным» углом выхода. Всё это вместе позволяет оперативно получать линейную базовую часть характеристики $\bar{H}_T = f(\text{tg}\beta_1)$ для любой реальной решѐтки. При этом предварительно требуется рассчитать параметры зависимости $\bar{H}_T = f(\text{tg}\beta_1)$ для решѐток пластин с учётом «лопаточного» угла выхода β_{2n} и густоты b/t . Для этого использована предложенная авторами аппроксимация линейной базовой части характеристики $\bar{H}_T = f(\text{tg}\beta_1)$ в виде:

$$\bar{H}_T = \bar{H}_{Ty} \left(1 - \frac{\text{tg}\beta_1}{\text{tg}\beta_x} \right),$$

где β_x – угол натекания на решѐтку, при котором поворот потока $\Delta\beta = 0$ и коэффициент теоретического напора решѐтки $\bar{H}_T = 0$. Доказано, что для решѐток тонких пластин $\beta_x = \beta_{2n} = \gamma$, где γ – угол установки пластин в решѐтке. Авторами получена универсальная эмпирическая зависимость (рис. 4)

$$\bar{H}_{Ty} = 1 - e^{-\frac{b/t}{T}}.$$

Выявлено значение параметра (аналог «постоянной времени»): $T \approx 0,335$.

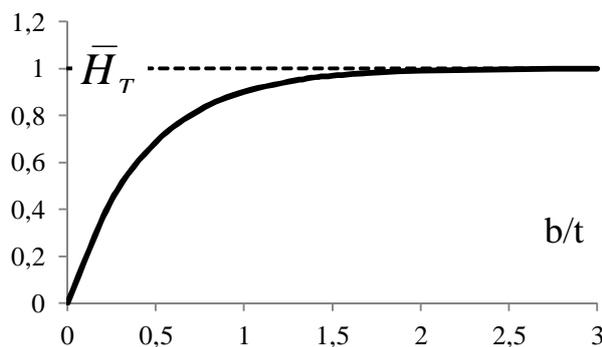


Рис. 4. График зависимости $\bar{H}_{Ty} = 1 - e^{-\frac{b/t}{T}}$

Эти результаты получены на основании анализа опубликованных данных по продувкам решѐток пластин, а также результатов выполненных физических и

численных экспериментов по таким продувкам. Так например, в [1] опубликованы данные о продувке плоских решѐток из пластин, установленных под углом 60° . Представлена зависимость угла отставания потока в решѐтке от её густоты и угла выхода потока. Из графиков видно, что важнейшим параметром, влияющим на величину угла отставания δ , является густота решѐтки b/t (рис. 5).

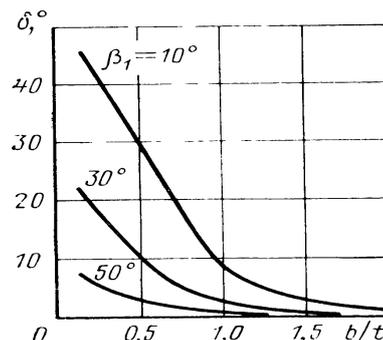


Рис. 5. Зависимость угла отставания потока в решѐтке от её густоты и угла входа потока

С учётом этих данных и выполненных продувок и численного моделирования обтекания других решѐток пластин и получена эмпирическая зависимость, показанная на рис.4. Вместе с определением номинальной точки в координатах $\bar{H}_T = f(\text{tg}\beta_1)$ по Бойсу-Комарову А.П. это позволяет получить зависимость угла отставания потока в любой решѐтке от её кривизны и угла входа потока при заданной густоте и скорости натекания.

Поскольку метод определения номинальной точки "о" по Бойсу-Комарову [3] не пригоден для решѐтки пластин (с профилями нулевой кривизны), авторами предложен метод построения в координатах "коэффициент теоретического напора - коэффициент расхода" линии номинальных режимов и для решѐток пластин и для решѐток искривлѐнных профилей. Он состоит в том, что при одной и той же густоте решѐток и при одном и том же значении угла β_{2n} определяются номинальные точки "о" для решѐток нулевой толщины и различной кривизны. Затем строится соединяющая эти точки линия и отыскивается пересечение её экстраполяции с по-

строенной линейной частью характеристики для решётки пластин с тем же углом $\gamma = \beta_{2,n}$. Таким образом определяется положение номинальных точек "о" для решёток пластин с разными углами $\gamma = \beta_{2,n}$ (рис. 6). Это позволяет построить полную картину для определения номинальных режимов решёток.

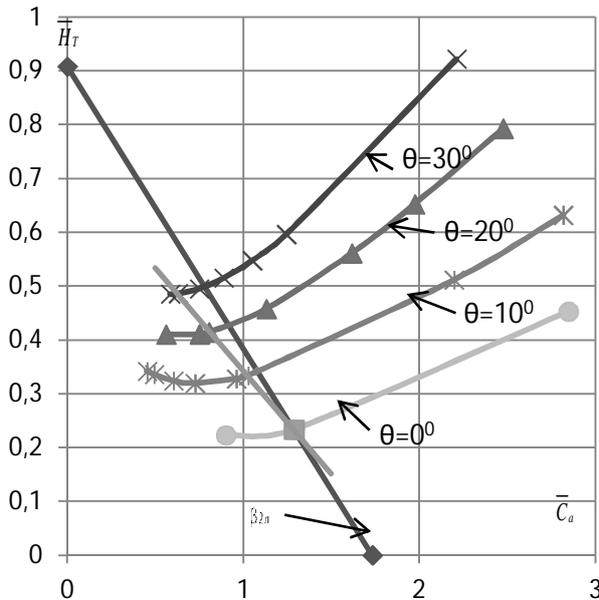


Рис.6. Схема построения линии номинальных режимов для решёток пластин при густоте $b/t=1$ по результатам расчёта номинальных точек для решёток искривлённых профилей с той же густотой и углом установки пластин, равным углу выхода из решётки $\gamma = \beta_{2,n} = 60^\circ$

Вместе с показанным на рис. 6 методом определения номинальной точки "о" всё это позволяет для любой решётки оперативно построить линейный участок $\bar{H}_T = f(\bar{C}_a, b/t)$ в зоне vicinity номинального режима "о". На рис.7 показано протекание экспериментально полученных "продувочных кривых" решёток с искривлёнными профилями и линейных участков характеристик соответствующих решёток пластин. Поскольку такие характеристики построены для условий автомодельности по скорости натекания на решётку ($\lambda_{w1} \leq 0,4$), при отсутствии закрутки на входе ($\alpha_l = 90^\circ$), диагональности ($\frac{u_2}{u_1} = \frac{r_2}{r_1} = 1$) и

"просадки" осевой скорости ($\frac{C_{2a}}{C_{1a}} \approx 1$), то их предлагается рассматривать как "базовые".

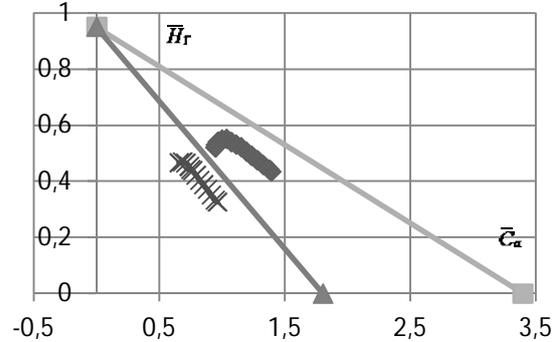


Рис.7. Протекание базовой линии

$\bar{H}_T = \bar{H}_{T_0} (1 - \frac{C_{a1}}{C_{a0}})$ для решётки искривлённых профилей конечной толщины параллельно базовым линиям решёток пластин с той же густотой и углом установки пластин, равным углу выхода из решётки $\gamma = \beta_{2,n}$ (в том числе по результатам продувки решёток пластин при $\beta_1 = 90^\circ$)

С учётом продувок [1] установлено влияние скорости натекания λ_{w1} на характеристики решёток пластин. Это позволяет построить для любой решётки серию линий, изображённых на рис. 8.

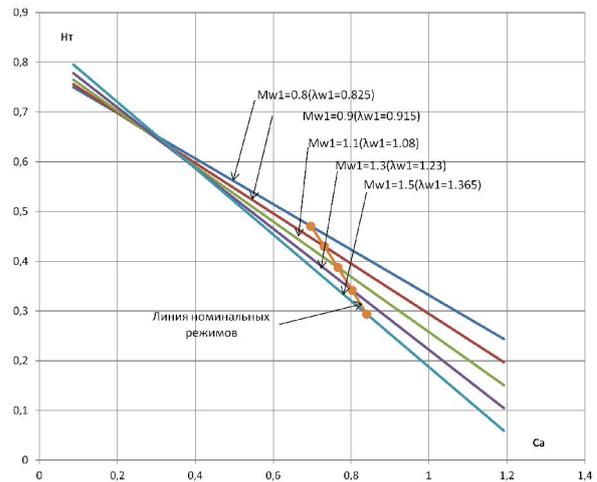


Рис.8. Зависимость $\bar{H}_T = f(\bar{C}_a, \lambda_{w1})$ при различных скоростях натекания

Остальные указанные факторы учитываются с помощью предложенных авторами поправок в формулах расчёта теоретического напора. Так например, искривление характеристики при увеличе-

нии скорости натекания на решётку учитывается поправкой φ_T . При этом для расчёта коэффициента теоретического напора предлагается зависимость:

$$\bar{H}_T = \bar{H}_{Ty} \left(1 - \frac{\bar{C}_{1a}}{\bar{C}_{ax}} + \varphi_T \right).$$

Для определения параметра φ_T предлагается использовать следующую двухфакторную зависимость (которую по методу греко-латинских квадратов представили как произведение её однофакторных сечений через выделенную базовую точку):

$$\varphi \left(\frac{\bar{C}_a}{\bar{C}_{ao}} \right) = \begin{cases} 0, \text{ для } 0 < \frac{\bar{C}_a}{\bar{C}_{ao}} \leq 1, \\ 0,033 \cdot \left(\frac{\bar{C}_a}{\bar{C}_{ao}} \right) - 0,016, \text{ для } \frac{\bar{C}_a}{\bar{C}_{ao}} > 1. \end{cases}$$

Для учёта скорости натекания на решётку:

$$\varphi(\lambda_{w1}) = 0.39928 \cdot \lambda_{w1}^2 + 0.04062 \cdot \lambda_{w1} - 0.00687;$$

$$\varphi_T = - \frac{\varphi(\lambda_u) \cdot \varphi \left(\frac{\bar{C}_a}{\bar{C}_{ao}} \right)}{0.15434}.$$

Для учёта диагональности предложена формула:

$$\begin{aligned} \bar{H}_T = & (\bar{r}_2^2 - 1) + \frac{tg\beta_1}{tg\beta_2} \left(1 - \bar{r}_2^2 \frac{\bar{C}_{2a}}{\bar{C}_{1a}} \right) + \\ & + \bar{H}_{Ty} \left(1 - \frac{tg\beta_1}{tg\beta_2} \right). \end{aligned} \quad (1)$$

В выражении (1) первое слагаемое учитывает диагональность венца рабочего колеса компрессора, второе - «просадку» скорости вдоль поверхности тока, третье - коэффициент теоретического напора в осевой элементарной ступени без учёта диагональности, «просадки» и закрутки потока на входе.

Данный метод [2,3] позволяет, например, по известной геометрии выделенных элементарных решёток профилей и известных параметрах потока на входе в решётку рассчитать параметры потока на выходе из решётки.

Выявленные характеристики решёток профилей могут быть использованы для получения интегральных характери-

стик лопаточного венца, ступени и многоступенчатого компрессора. Однако, если для отдельных решёток характеристики уместно получать и представлять как семейство изолиний $\lambda_{w1} = \text{const}$, то при их интегрировании по высоте проточной части и получении характеристик лопаточных венцов уместно использовать изолинии $\lambda_u = \text{const}$ или $\omega = \text{const}$ (где ω - частота вращения). При этом авторами показано, что для статора полезно рассматривать его виртуальное вращение по отношению к ротору (с частотой $-\omega$). В любом случае построенные характеристики решёток в виде $\bar{H}_T = f(\bar{C}_a)$ требуется перестраивать в координаты $H_T = f(\lambda_{1a}, \lambda_u)$ для лопаточного венца. Для этого надо исходные линии из координат $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a, \lambda_{w1})$ перестроить в координаты $H_T = f(\lambda_{1a}, \lambda_u)$. При этом исходные зависимости можно принять при отсутствии закрутки на входе и использовать следующее выражение:

$$\lambda_w^2 = \frac{1 + \bar{c}_a^2}{\lambda_u^2 + \frac{18,3^2}{2C_p}}.$$

Данные методы использованы авторами при создании системы имитационного моделирования лопаточных венцов, ступеней и компрессоров Venes. При этом для упрощения расчётов на раннем этапе проектирования предполагается, что поток осесимметричный, т.е не учитывается изменение параметров потока в окружном направлении. Предполагается также, что такой эффект, как изменение параметров потока поперёк межлопаточного канала решётки, можно с достаточной степенью точности представить осреднёнными данными. В дополнение к допущению об осесимметричности течения предполагается, что все радиальные перетекания происходят внутри межлопаточных каналов, а за пределами решёток поток находится в условиях радиального равновесия. В этом случае уравнение течения в радиальном направлении можно упростить. Упрощённую теорию радиального равновесия

можно использовать для расчётов потока с разделением проточной части несколькими линиями тока [4]. Расчётные осевые сечения располагаются в осевых зазорах между венцами лопаток.

Достоверная характеристика компрессора (каскада компрессора) позволяет рассчитать характеристики разрабатываемого изделия на установившихся (нагрузочная и климатическая характеристики) и на неустановившихся режимах (динамическая характеристика ГТД) с высокой точностью. При проектировании компрессора предложенный метод позволяет производить выбор геометрических парамет-

ров лопаточных венцов, а в эксплуатации – производить учёт влияния на характеристики изменения геометрии лопаток (за счёт эрозии, загрязнения и т.д.). Метод позволяет заранее проанализировать влияние загрязнения и эрозии лопаток на изменение характеристик узлов, а по результатам идентификации модели установки решить обратную задачу – выявить фактические значения загрязнений и эрозии в конкретных венцах и ступенях.

Выполнено при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ.

Библиографический список

1. Ольштейн Л.Е., Процеров В.Г. Метод расчёта осевого компрессора по данным продувок плоских решёток // Труды ЦИАМ. 1948. № 150. 64 с.

2. Кривошеев И.А., Рожков К.Е. Развитие методов анализа и расчёта характеристик решёток профилей осевых // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2012. № 2(61). С. 26-32.

3. Кривошеев И.А., Рожков К.Е., Симонов Н.Б., Рахманкулов Д.Я. Метод расчёта

теоретического напора лопаточных венцов и решёток профилей с учётом режима и направления движения потока // Вестник УГАТУ. 2013. Т. 17, № 3. С. 18-25.

4. Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М., Кузьмичёв В.С. Проектный термогазодинамический расчёт основных параметров авиационных лопаточных машин. Самара: Самарский гос. аэрокосмический ун-т. 2006. 316 с.

Информация об авторах

Кривошеев Игорь Александрович, доктор технических наук, профессор, декан факультета авиационных двигателей, Уфимский государственный авиационный технический университет. E-mail: krivosh@sci.ugatu.ac.ru. Область научных интересов: исследования в области информационных технологий в двигателестроении.

Рожков Кирилл Евгеньевич, аспирант кафедры авиационных двигателей, Уфимский государственный авиационный технический университет. E-mail: rke85@mail.ru. Область научных интересов: исследования в области моделирования рабочих процессов лопаточных машин.

DEVELOPMENT OF METHODS OF MODELING AND COMPUTER-AIDED DESIGN OF COMPRESSORS

© 2014 I.A. Krivosheev, K.E. Rozhkov

Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation

Discusses the methods of calculation allowing to calculate the characteristics of cascades of profiles, rows blade, the compressor as a whole. Make improvements to previously known methods of calculation. It is proposed to allocate an additional (along the surface current) elementary channels that can achieve output of rows diagrams parameters. Preparation thus permits the compressor, in turn, to calculate the characteristic of the developed engine steady and unsteady modes with high accuracy. The proposed method allows the selection of geometric parameters of blade rows, and in operation - perform account the influence on the characteristics of changes in the geometry of the blades (due to erosion, dirt, etc.). Allows you to analyze the effect of pre-pollution and erosion of the blades to change the characteristics of the nodes, and the results of the identification of the plant model to solve the inverse problem - to identify the actual values of pollution and erosion in specific stages and crowns. The resulting geometry of the rims may be used as an initial approximation for the boundary conditions at the solid-state 3D modeling and gas-dynamic calculations in CAE- systems such as Ansys CFX.

Cascades, experimental purging; flow angle; theoretical pressure.

References

1. Olshteyn L.E., Protserov V.G. Method for calculating the axial compressor according purging flat lattices // Trudy CIAM. 1948. No. 150. 64 p. (In Russ.)
2. Krivocheev I.A., Rozhkov K.E. Development of methods for the analysis and calculation of cascade performances of axial-flow compressors // Vestnik of Irkutsk State Technical University 2012. No. 2(61). P. 26-32. (In Russ.)
3. Krivocheev I.A., Rozhkov K.E., Simonov N.B., Rahmankulov D.Y. Refinement and expansion of area of use methods of calculation of characteristics of lattices of profiles // Vestnik UGATU. 2013. V. 17, no. 3. P. 18-25. (In Russ.)
4. Belousov A.N., Musatkin N.F., Rad'ko V.M. Proektnyy termogazodinamicheskiy raschet osnovnykh parametrov aviatsionnykh lopatochnykh mashin [Theory and Design of aircraft turbomachinery]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2003. 316 p.

About the authors

Krivocheev Igor Alexandrovich, Doctor of Science (Engineering), Professor, dean of the Faculty of aircraft engines, Ufa State Aviation Technical University. E-mail: krivososh@sci.ugatu.ac.ru. Area of Research: the field of information technology in engine.

Rozhkov Kirill Evgenevich, post-graduate student of the aviation engines department, Ufa State Aviation Technical University. E-mail: rke85@mail.ru. Area of Research: the field of modeling workflows turbomachinery.

УДК 621.454:621.45.036

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ 11Д428А-22 ПРИ ВВЕДЕНИИ В ЕГО КОНСТРУКЦИЮ СИЛЬФОННОГО СТАБИЛИЗАТОРА РАСХОДА

© 2014 Ю.А. Бешенев, А.В. Волков, Ф.А. Казанкин

Научно-исследовательской институт машиностроения,
г. Нижняя Салда Свердловской области

В данной статье представлены результаты анализа сравнительных огневых испытаний двухкомпонентного двигателя 11Д428А-22 с пластинчатым и сильфонным стабилизаторами расхода. Представленная в данной работе конструкция сильфонного стабилизатора расхода прямого действия 11Д428А.410.00, -01 отвечает всем современным требованиям и тенденциям развития такого вида объектов техники. В разрабатываемом стабилизаторе в качестве чувствительного элемента используется сильфон, который исключает какие-либо неконтролируемые перетечки рабочего тела и повышает надёжность путём исключения заклинивания или изменения сил трения, характерных для поршней и плунжеров. Применение пружины, растягивающей сильфон в исходном состоянии стабилизатора, расширяет диапазон регулирования и повышает точность поддержания заданного расхода во всем диапазоне регулирования. Стабилизатор расхода обеспечивает пусковой расход компонента топлива за счёт присоединительной массы, т. е. отрицательная роль для регулятора превращается в положительное свойство топливной магистрали и улучшается динамика работы двигателя. Новым в конструкции стабилизатора является совмещение функции регулятора и пускового устройства, а также расширение диапазона регулирования и точности регулирования за счёт применения пружины, растягивающей сильфон в исходном состоянии. Разрабатываемая конструкция проста в изготовлении и обеспечивает совпадение расчётных параметров регулятора с параметрами, полученными в результате испытаний.

Двигатель, стабилизатор расхода, постоянный расход компонентов топлива, динамика работы двигателя.

В системах управления космическими аппаратами (КА) существует проблема выработки управляющего импульса заданным типом двигателя при минимальном времени включения. В связи с этим важным является минимизация времени выхода на режим 90% тяги двигателя. Иными словами, важно добиться максимальной скорости нарастания тяги после подачи команды на включение двигателя.

С целью решения данной проблемы в 2010 г. была поставлена инициативная задача по созданию стабилизатора расхода, который позволил бы добиться максимальной скорости увеличения тяги после подачи команды на включение двигателя 11Д428А-22 и обеспечил бы отклонение его тяги на уровне $(12 \pm 0,55)$ кгс за счёт стабилизации расхода топлива и вследствие этого - стабилизацию удельного импульса тяги и температуры камеры двигателя в эксплуатационном диапазоне входных давлений 13...20 кгс/см².

Для решения данной задачи было принято решение спроектировать, изготовить и испытать стабилизаторы расхода на основе пластинчатой и сильфонной схем, а по результатам сравнительных и огневых испытаний выбрать один из вариантов конструкции.

Конструкции стабилизаторов расхода представлены на рис. 1, 2.

Для проверки работоспособности были изготовлены опытные образцы по пластинчатой и сильфонной схемам. Опытные образцы настраивались на расходы воды 14,7 г/с (эквивалент горючего) и 18,87 г/с (эквивалент окислителя). На рис. 3, 4 показаны графики изменения массового расхода воды через стабилизаторы расхода пластинчатого [“О”, ”Г”] и сильфонного типа [“О”, ”Г”]) в зависимости от перепада давления на входе в стабилизатор расхода (СР).

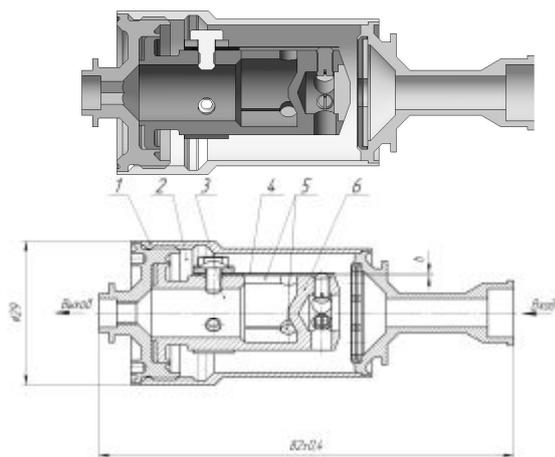


Рис.1. Пластинчатый стабилизатор расхода
11Д428.410.00, (-01)
(масса модельного образца - 110 г.):
1 - корпус в сборе; 2 - входная полость;
3 - выходная полость; 4 - пружинный элемент
(пластина); 5 - окна в узле настройки;
6 - корпус узла настройки

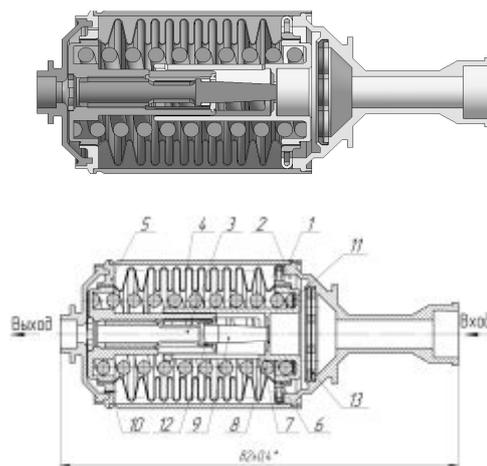


Рис.2. Сифонный стабилизатор расхода
11Д428А.410.00, (-01)
(масса модельного образца - 115 г.):
1-корпус; 2- входная полость; 3-выходная
полость; 4-сифон; 5-неподвижный фланец;
6- подвижный фланец; 7-пружина; 8- отверстие,
соединяющее входную и выходную полости;
9- профилированный регулирующий орган
(шток); 10- дросселирующее отверстие;
11-регулирующие кольца сифонного узла;
12-регулирующие кольца штока; 13- фильтр

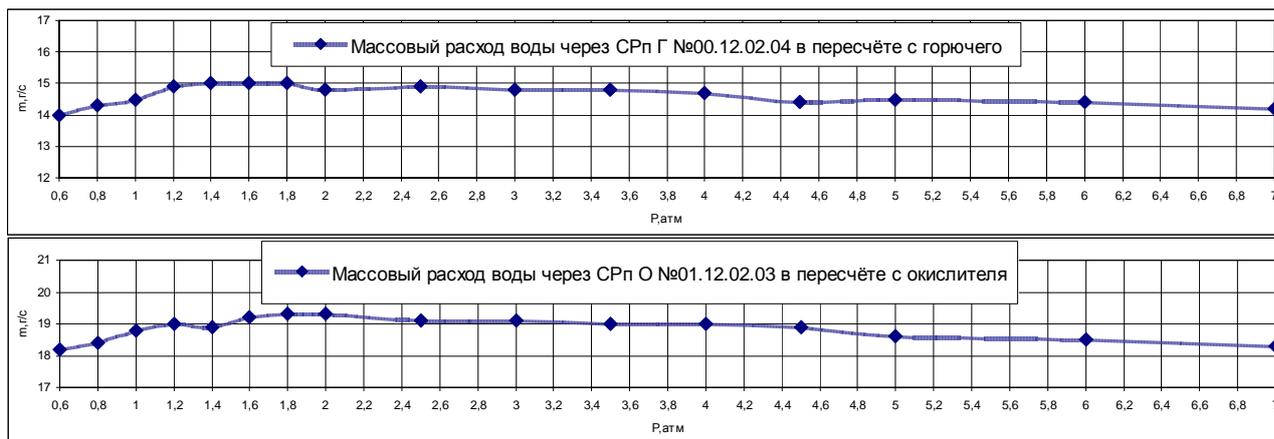


Рис.3. Массовый расход воды через опытные образцы пластинчатых стабилизаторов расхода (CPn) в зависимости от перепада давления на входе

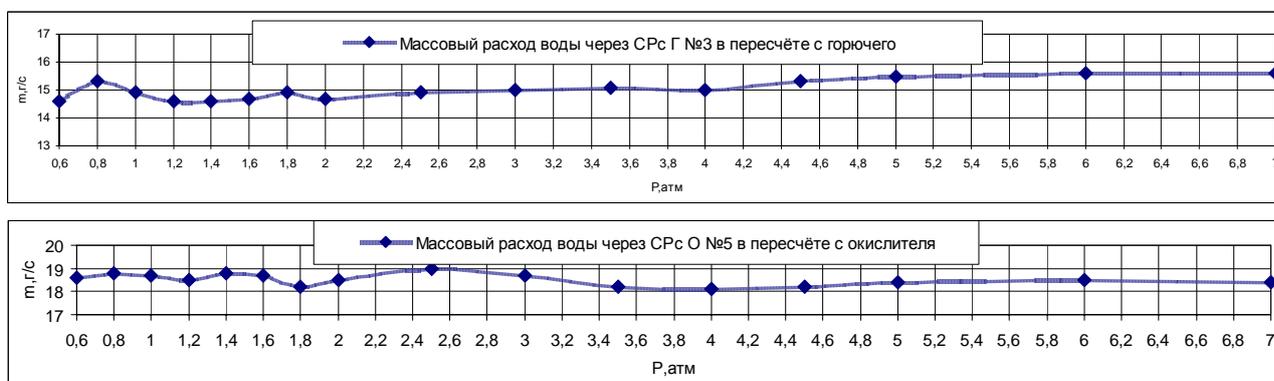


Рис.4. Массовый расход воды через опытные образцы сифонных стабилизаторов расхода (CPc) в зависимости от перепада давления на входе

Для проверки работоспособности сифонного стабилизатора расхода при длительном ресурсе 50000 вкл. один из образцов был настроен на расход 43,8 г/с и подвергнут ресурсным испытаниям на трёх режимах:

- $P_{вх} = 0,490$ МПа (5 кгс/см²), $\tau_k = 0,050$ с, $f = 4$ Гц, $n_1 = 37000$ вкл.;
- $P_{вх} = 0,784$ МПа (8 кгс/см²),

- $\tau_k = 0,050$ с, $f = 4$ Гц, $n_2 = 5000$ вкл.;
- $P_{вх} = 0,637$ МПа (6,5 кгс/см²),
- $\tau_k = 0,050$ с, $f = 4$ Гц, $n_3 = 8000$ вкл.
- [$\Sigma n_{i=1,2,3} = 50000$ вкл.]

После каждого режима испытаний контролировались расходные характеристики. Результаты испытаний представлены в табл. 1 и на рис. 5.

Таблица 1 - Результаты ресурсных испытаний сифонного стабилизатора расхода

Перепад давления на стабилизаторе расхода (СР) ΔP , кгс/см ²	1	1,6	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	8	8,5	9	
Контроль настройки до испытаний на ресурс																	
Массовый расход воды через стабилизатор расхода (СР) m , г/с	43,5	44,7	43,4	44,1	45,2	44,1	44,4	44,6	44,5	43,9	44,0	43,6	43,5	43,4	43,4	43,6	
	После 10 000 вкл. (Первый режим)																
	43,1	44,4	44,0	45,5	45,3	44,7	43,8	44,3	44,4	43,9	43,9	43,5	43,1	43,3	43,3	43,5	43,5
	После 20 000 вкл. (Первый режим)																
	43,3	44,9	43,2	45,0	45,4	44,1	43,7	43,8	44,2	44,2	44,1	43,8	43,4	43,3	43,2	43,6	43,6
	После 30 000 вкл. (Первый режим)																
	43,3	43,8	44,7	46,4	45,8	45,4	44,8	44,1	44,5	44,1	44,2	43,7	43,6	43,2	43,5	43,5	43,5
	После 37 000 вкл. (Первый режим)																
	41,9	45,4	44,9	45,2	46,5	46,0	45,5	45,4	44,7	44,9	45,0	44,3	44,3	43,7	44,2	43,8	43,8
	После 42 000 вкл. (Второй режим)																
41,9	44,8	44,7	45,2	46,0	43,8	44,2	44,6	44,2	44,5	44,2	43,8	43,7	43,4	43,6	44,4	44,4	
После 50 000 вкл. (Третий режим)																	
42,4	44,8	44,3	45,9	45,9	44,9	44,0	44,0	44,3	44,1	44,0	43,8	43,1	43,3	43,5	43,9	43,9	

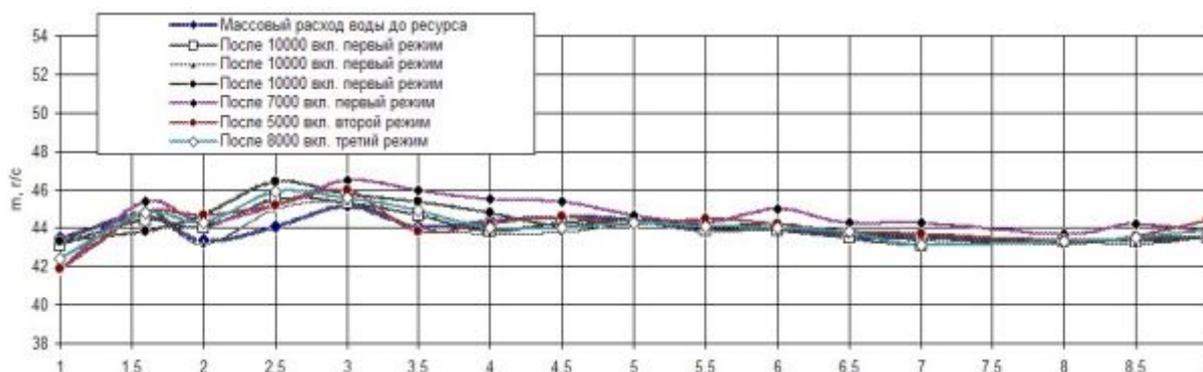


Рис. 5. Массовый расход воды через СР "О" в зависимости от перепада давления на входе в процессе ресурсных испытаний

Ресурсные испытания в объёме 50000 включений подтвердили стабильность расходных характеристик сифонного стабилизатора. Для получения двойного запаса надёжности по ресурсу испытания провели повторно на том же стабилизаторе с подтверждением стабильности расходных характеристик. Таким образом, стабилизатор расхода данного типа под-

твердил свою работоспособность после 100000 вкл.

Для выявления факта обеспечения сифонным СР "броскового" расхода был выполнен сравнительный эксперимент, в ходе которого были определены массы расходов воды через стабилизаторы обоих типов, настроенные на одинаковый расход и при одинаковых условиях работы, указанных в табл.2.

Таблица 2 - Результаты сравнительных испытаний сильфонного и пластинчатого СР по обеспечению “броскового” расхода

Давление на входе в СР ($P_{вх}=15,5 \text{ кгс/см}^2$)				
Время срабатывания τ , с	0,05	0,05	0,03	0,2
Частота f , Гц	4	8	10	2
Массовый расход воды через СР _п за 100 импульсов, (м, г/с)	109	109	58	360
Массовый расход воды через СР _с за 100 импульсов, (м, г/с)	204	266	178	675

На рис. 5, 6 представлены схемы размещения стабилизаторов расхода на испытательном стенде и результаты их испытаний.



Рис. 5. Размещение и результат испытания пластинчатого СР



Рис. 6. Размещение и результат испытания сильфонного СР

Эксперимент показал, что сильфонный СР обеспечивает “бросковый” расход, необходимый для заполнения клапанных полостей и на запуск двигателя, и тем самым должен улучшить динамику работы двигателя.

Чтобы выбрать оптимальный вариант конструкции СР, провели сравнительные огневые испытания пластинчатых стабилизаторов расхода (СРп) и сильфонных стабилизаторов расхода (СРс) в составе двигателя 11Д428А.000.00-22.

На рис. 7, 8 показаны схемы установки СР в двигателе и двигателях на стенде.

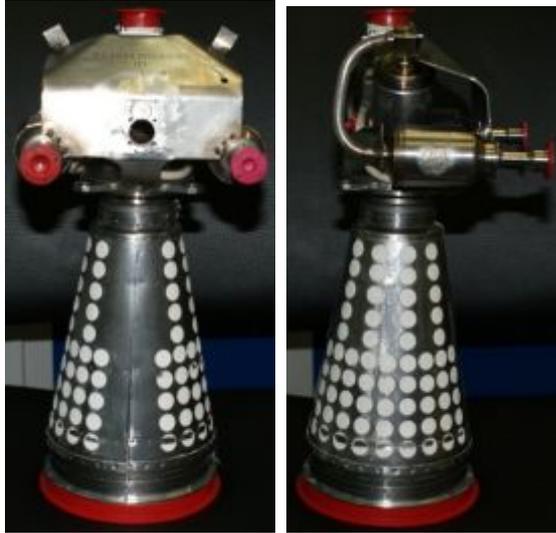


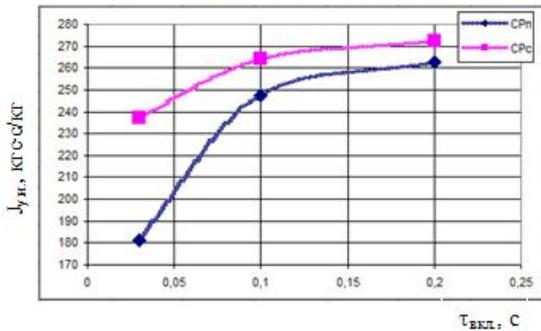
Рис. 7. Схема установки сифонного СР в двигателе 11Д428А.000.00-22



Рис.8. Схема установки двигателя на стенде

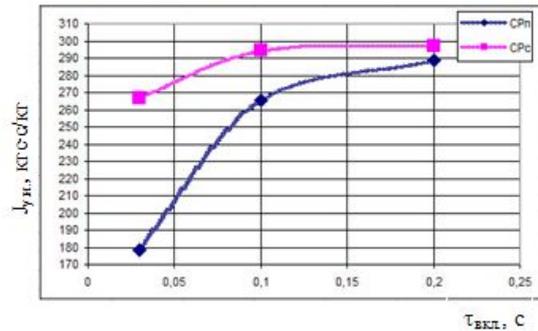
Графики зависимостей средних значений удельного импульса тяги ($J_{у.и.}$) и времени выхода на режим 90% установившегося значения тяги ($\tau_{0,9}$) от длительности включения двигателя при работе в импульсном режиме представлены на рис. 9, 10.

$P_{вх}=15,5 \text{ кгс/см}^2, T_{вх}=20 \text{ }^\circ\text{C}, U=27 \text{ В}, \tau_n=0,03 \text{ с.}$



а

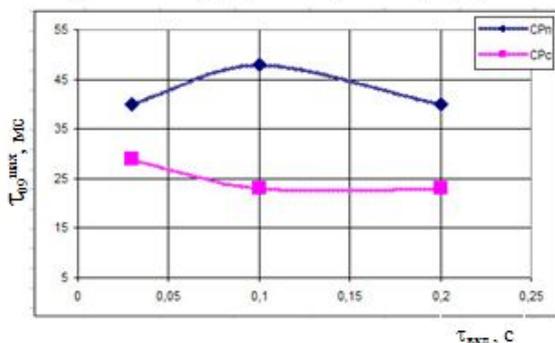
$P_{вх}=15,5 \text{ кгс/см}^2, T_{вх}=20 \text{ }^\circ\text{C}, U=27 \text{ В}, \tau_n=3,0 \text{ с.}$



б

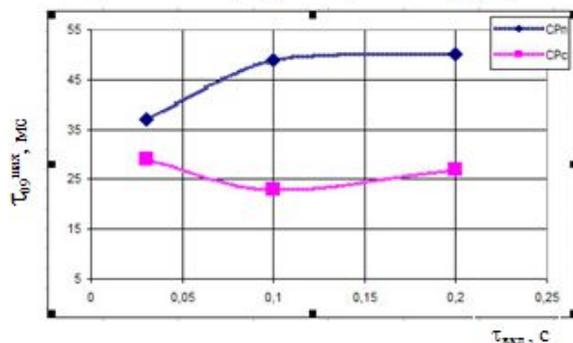
Рис.9. Графики зависимостей средних значений удельного импульса тяги ($J_{у.и.}$) от длительности включения двигателя ($\tau_{вкл.}$) при работе в импульсном режиме при ($\tau_n=0,03 \text{ с}$) (а) и ($\tau_n=3 \text{ с}$) (б)

$P_{вх}=13 \text{ кгс/см}^2, T_{вх}=20 \text{ }^\circ\text{C}, U=27 \text{ В}, \tau_n=0,03 \text{ с.}$



а

$P_{вх}=13 \text{ кгс/см}^2, T_{вх}=20 \text{ }^\circ\text{C}, U=27 \text{ В}, \tau_n=3,0 \text{ с.}$



б

Рис.10. Графики зависимости времени выхода на режим 90% установившегося значения тяги ($\tau_{0,9}^{max}$) от длительности включения двигателя ($\tau_{вкл.}$) при работе в импульсном режиме с ($\tau_n=0,03 \text{ с}$) (а) и ($\tau_n=3 \text{ с}$) (б)

Из графиков, приведённых на рис. 9, видно, что удельный импульс тяги двига-

телей с сифонным стабилизатором расхода существенно выше, чем у двигателя

с пластинчатыми стабилизаторами при импульсных режимах работы с малыми длительностями включения (20 мс).

Это, по-видимому, связано с повышенной скоростью впрыска топлива в камеру сгорания за счёт “поршневого” эффекта, возникающего в сильфоне при включении двигателя.

Из характеристик на рис.10 видно, что время выхода двигателя с сильфонными стабилизаторами на режим установленной тяги на 20...25 мс меньше, чем у двигателя с пластинчатыми стабилизаторами

Информация об авторах

Бешенев Юрий Александрович, главный специалист по отработке РДМТ, Научно-исследовательской институт машиностроения, г. Нижняя Салда Свердловской области. E-mail: mail@niimashspace.ru. Область научных интересов: расчётно-теоретические и экспериментальные исследования рабочих процессов в жидкостных ракетных двигателях малой тяги.

Волков Александр Валентинович, инженер-конструктор первой категории, Научно-исследовательской институт машиностроения, г. Нижняя Салда Свердловской области. E-mail: mail@niimashspace.ru.

niimashspace.ru. Область научных интересов: расчётно-теоретические и экспериментальные исследования перспективных узлов и агрегатов энергоустановок и реактивных систем управления.

Казанкин Филипп Андреевич, заместитель главного конструктора, Научно-исследовательской институт машиностроения, г. Нижняя Салда Свердловской области. E-mail: mail@niimashspace.ru. Область научных интересов: поисковые расчётно-теоретические и экспериментальные исследования по созданию перспективных образцов ракетно-космической техники.

INVESTIGATION OF 11D428A-22 THRUSTER OPERATION DYNAMICS WITH BELLOWS FLOW STABILIZER

© 2014 Yu.A. Beshenev, A.V. Volkov, F.A. Kazankin

Federal State Unitary Enterprise Research & Development Institute of Mechanical Engineering, Nizhnyaya Salda, Sverdlovsk region, Russian Federation

This paper presents the results of comparative fire test investigations of the bipropellant thruster 11D428A-22 with both plate and bellows flow stabilizers. The direct-acting bellows flow stabilizer 11D428A.410.00/-01 presented in this paper meets all current requirements and progress trends of such type of hardware. In the developed stabilizer the bellows is used as a sensitive element, which excludes any uncontrollable leakages of a working medium and improves the reliability by eliminating cramping and varying frictional forces typical for pistons and plungers. The use of bellows-expanding spring at an initial state of the stabilizer extends the regulation range of the latter and increases the maintenance accuracy of specified flow over the entire control range. The flow stabilizer provides the starting propellant flow at the expense of added mass; hence the negative regulator effect becomes the favorable one in respect of a feed pipeline of liquid propellant thruster to improve thruster operation dynamics. Novelty of the flow stabilizer configuration is combining functions of a regulator and a starting device and broadening a regulation range and accuracy due to the spring expands the bellows at the initial state. The development construction is easy to fabricate and it provides the agreement of calculated regulator parameters and those resulted at the tests.

Liquid propellant thruster, flow stabilizer, propellant flow, thruster operation dynamics.

About the authors

Beshenev Yurii Alexandrovich, Chief specialist on low-thrust rocket development work, Federal State Unitary Enterprise Research & Development Institute of Mechanical Engineering, Nizhnyaya Salda, Sverdlovsk region. E-mail: mail@niimashspace.ru. Area of Research: design-theoretical and experimental research of operation processes in low-thrust rockets.

Volkov Alexander Valentinovich, design engineer, Federal State Unitary Enterprise Research & Development Institute of Mechanical Engineering, Nizhnyaya Salda,

Sverdlovsk region. E-mail: mail@niimashspace.ru. Area of Research: design-theoretical and experimental researches of advanced power system units and reaction control systems.

Kazankin Filipp Andreevich, Deputy of Chief Designer, Federal State Unitary Enterprise Research & Development Institute of Mechanical Engineering, Nizhnyaya Salda, Sverdlovsk region. E-mail: mail@niimashspace.ru. Area of Research: pilot design-theoretical and experimental researches on advanced space hardware creation.

УДК 621.74

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ЛИТЬЯ СЛОЖНЫХ ДЕТАЛЕЙ АЭРОКОСМИЧЕСКОГО ПРОФИЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АДДИТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

© 2014 А.В. Агаповичев, А.В. Балякин, В.Г. Смелов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Применение технологий быстрого прототипирования для создания новой промышленной продукции, где особое значение имеет стоимость и скорость производства, представляет собой уникальную возможность применения экономически эффективных методов для производства деталей по выплавляемым моделям. На этапе опытного производства, для которого характерно частое изменение конструкции, проблема быстрого изготовления литейных деталей становится ключевой. Это в основном связано со сложностью и трудоёмкостью изготовления литейной оснастки. В свою очередь разработки и исследования технологий быстрого прототипирования позволили перейти на новый уровень оптимизации и внедрения новых технологий в литье по выплавляемым моделям. Цель данной работы заключается в определении возможностей и оценки точности получаемых размеров отливки при литье по выплавляемым моделям с использованием технологии быстрого прототипирования. Работа велась с использованием сквозного проектирования в САМ/CAD/CAE системах. Исследование размерно-точных параметров отливки велось на координатно-измерительной машине. В ходе работы была проверена адекватность виртуального моделирования процесса формообразования отливки в системе моделирования литейных процессов ProCAST и сравнение с полученными отливками. Исследование показало что применение технологий быстрого прототипирования при литье по выплавляемым моделям позволяет существенно сократить сроки изготовления отливок, снизить затраты на производство и повысить точность размеров отливки.

Аддитивные технологии, быстрое прототипирование, силиконовая форма, восковая модель, гипсовая форма.

Традиционно процессы механической обработки деталей на большинстве машиностроительных предприятий отрасли занимают порядка 70-80% от общего времени их изготовления.

Для экономии материальных и временных ресурсов на проектирование, освоение и изготовление изделий перспективным является использование новых технологических процессов, как в заготовительном, так и в основном производстве.

Технологии быстрого прототипирования широко распространены в отдельных отраслях промышленности. Их применение позволяет получать качественные и сравнительно недорогие модели, затрачивая на их изготовление часы, а не дни или недели, как при использовании традиционных методов [1].

Малые размеры, наличие тонкостенных протяжённых элементов затрудняют получение деталей традиционными мето-

дами производства. Применение технологий быстрого прототипирования позволило перейти на новый уровень проектирования и изготовления деталей в различных отраслях промышленности.

В статье рассмотрено изготовление картера двигателя внутреннего сгорания (ДВС) методом литья по выплавляемым моделям (ЛВМ) с использованием метода быстрого прототипирования.

Метод ЛВМ, благодаря преимуществам по сравнению с другими способами изготовления отливок, получил широкое распространение. Применение этого метода обеспечивает получение из любых литейных сплавов сложных по форме отливок, массой от нескольких граммов до десятков килограммов со стенками толщиной меньше 1 мм.

Указанные возможности метода позволяют максимально приблизить отливки готовой детали, а в ряде случаев получить литую деталь, дополнительная

обработка которой перед сборкой не требуется. Это значительно снижает трудоёмкость и стоимость изготовления деталей, уменьшает расход металла, экономя энергетические ресурсы и т.д.

Технология литья по выплавляемым моделям даёт возможность изготавливать сложные тонкостенные конструкции, объединять различные детали в узлы, уменьшая массу и габариты изделий, создавать детали (например, охлаждаемые лопатки со сложными лабиринтными полостями газового тракта), невыполнимые другими методами обработки [2].

Но метод ЛВМ занимает много времени в виду технологических сложностей, связанных с получением точных мастер-моделей и заливкой восковых моделей, обеспечивающих получение сложных профилей с высокой геометрической точностью.

Ускорение процесса литья по выплавляемым моделям должно повысить производительность процесса изготовления деталей, однако, при этом нельзя допустить снижения геометрической точности получаемого изделия.

Лаборатория аддитивных технологий является подразделением центра коллективного пользования «межкафедральный учебный научно-производственный центр САМ– технологий» (ЦКП «САМ-технологий»).

Установленное в лаборатории оборудование позволяет получать прототипы изделий, мастер - модели, высокоточные изделия по имеющимся 3D моделям в минимальные сроки с высокими качественными характеристиками. 3D принтер Objet 350 израильской фирмы EDEN имеет поле для печати изделий с максимальными размерами до 350 × 350 × 200 мм, точность печати до 16 мкм. Принтер может выращивать модель из 10 различных материалов, отличающихся физическими свойствами.

Главное отличие технологий быстрого прототипирования от стандартных подходов заключается в следующем:

- стоимость и время подготовки намного ниже, чем при стандартном подходе (в 5 раз);

- количество циклов использования технологической оснастки значительно ниже, чем при стандартном подходе.

Целью статьи является изложение опыта практического использования аддитивных технологий, а именно способа быстрого прототипирования при изготовлении отливки картера ДВС.

Такой подход особенно удобен в тех случаях, когда необходимо в сжатые сроки изготовить восковые модели или пластмассовые изделия сложной формы и высокого качества.

Процесс производства заготовок деталей состоит из следующих стадий:

- оцифровка детали или моделирование поверхностей, включающая построение 3D модели в САD системе;
- моделирование технологического процесса отливки заготовки в САЕ-системе;
- выращивание мастер-модели изделия и внутренних знаков изделия из фотополлимерной пластмассы на 3D принтере;
- изготовление по мастер-моделям литейных форм из силикона;
- заливка гипсового знака в силиконовую форму и его термическая обработка;
- заливка воска в силиконовую форму;
- покрытие моделей гипсовой оболочкой и удаление воска;
- заливка металла в гипсовую оболочку;
- удаление гипсовой оболочки и внутреннего знака, обрезка и зачистка литниковой питающей системы;
- термическая обработка отливки;
- контроль полученной заготовки детали.

Для получения мастер-моделей или прототипов изделия необходимо построить в САD системе её объёмную модель (рис. 1). Для построения 3D моделей деталей применяли систему автоматизированного проектирования, производства и инженерного анализа (САD/САМ/САЕ) NX фирмы Siemens PLM Software.



Рис. 1. 3D модель картера двигателя внутреннего сгорания

После построения 3D модели детали строили 3D модель заготовки (рис. 2) путём добавления припусков на последующую механическую обработку, прибавления необходимых технологических прибылей, баз и формирования литниково - питающей системы.



Рис. 2. 3D-модель заготовки с литниковой системой

На этом этапе заготовку будущей детали увеличивают с учётом коэффициента усадки материала. Поправочный коэффициент фотополимерной мастер-модели представляет собой сумму коэффициентов усадки воска и металла.

Перед выращиванием мастер – модели, изготовлением силиконовой формы и заливкой воска и гипса проводили виртуальное моделирование процесса формообразования заготовки в САЕ - системе

моделирования литейных процессов ProCast.

ProCAST - система моделирования литейных процессов, обеспечивающая совместное решение температурной, гидродинамической и деформационной задач, обладающая уникальными возможностями изучения всех возможных процессов литья из литейных сплавов. Дополнительное преимущество ProCAST состоит в том, что можно провести расчёт напряжений, микроструктуры и моделировать более экзотические процессы литья [3].

Критические условия, такие как холодная форма, маленькая скорость заполнения или низкая температура заливки, могут привести к образованию дефектов в процессе заливки. ProCAST способен прогнозировать, когда и где могут возникнуть различные проблемы, такие как непролив, холодный спай, пористость, усадочные раковины, воздушные пузыри и т.д. Все необходимые конструктивные изменения могут быть проверены на компьютере с минимальными затратами.

Моделирование в САЕ системе позволяет оптимизировать литниковую питающую систему (ЛПС), провести виртуальную заливку (рис. 3) и, как следствие, минимизировать появление брака при отливке заготовок, отказаться от пробных заливок и получать годные детали за минимальное время.

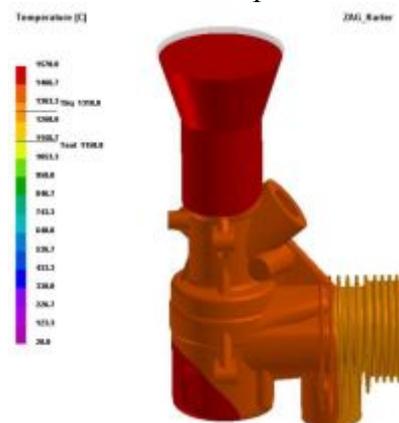


Рис. 3. Моделирование процесса заполнения оболочковой формы и распределения температуры расплава в САЕ системе ProCast

Изготовленные на 3D принтере мастер - модели использовали для получения эластичных форм их силиконового компаунда. Изделия проверяются на отсутствие брака (царапин и сколов). Перед использованием геометрию каждой мастер - модели проверяли на контрольно-измерительной машине.

Применение силикона позволяет получать модели из воска и гипса любой сложности: с поднутрениями, со сложной поверхностью разъёма, с различными вставками. Возможно воспроизведение сложных форм и мельчайших деталей.

Принцип изготовления восковых моделей по технологии литья в эластичные формы заключается в абсолютно точном копировании мастер - модели. Форма изготавливается простой заливкой полимериизующегося силикона вокруг модели. Силиконовая форма изготовлена заливкой подготовленного прототипа изделия, выращенного на 3D - принтере.

В ЦКП «САМ-технологий» разработана методика проектирования и изготовления силиконовых форм с использованием различных методов формирования поверхностей разъёма, формирования внутренних полостей и центровки различных знаков.

Дегазация силикона перед заливкой формы, проводимая при помощи 5/04 Vacuumcastingsystem, позволяет исключить поверхностные дефекты и пористость структуры.

Литьё моделей из воска в вакууме в эластичные формы позволяет получать опытные образцы и небольшие партии деталей из воска любой сложности без изготовления традиционного технологического оснащения.

Благодаря использованию широкой гаммы материалов, отливаемые копии могут быть эластичными, жёсткими, термостойкими, ультрафиолетостойкими, прозрачными и/или различных цветов, а также восковыми. Для литья применяются специальные двухкомпонентные полимеры, отливаемые в эластичные формы в вакууме. После отверждения физико-

механические свойства упомянутых полимеров идентичны традиционным термопластичным пластмассам (АБС, ПС, ПП и т.п.). Доступны также двухкомпонентные композиции, имитирующие свойства различных эластомеров. Для получения восковых моделей применяются специальные модельные воски.

Восковая модель картера представлена на рис. 4. Внутренняя полость модели создавалась путём вставки и центровки в эластичной форме гипсового знака, полностью имитирующего внутреннюю полость картера. Внутренний знак получен путём заливки гипса в эластичную форму и последующей его термической обработки.



Рис. 4. Восковая модель картера

Для литья алюминиевых сплавов применяются формы, изготовленные из гипса. Состав смеси представлен в табл. 1. Применение современных материалов, а также связующего на водной основе, песков позволяет создавать формы высокого качества и добиваться минимального припуска и высокого качества поверхности изделия.

Таблица 1 – Состав гипсовой смеси

Состав суспензии			
Связующее	Массовая доля связующего, %	Огнеупорный материал	Массовая доля огнеупорного материала, %
Вода (99,7%), замедлитель схватывания (0,3%)	40	Гипс (40%), кварцевый песок (50%), асбест (10%)	60

При температуре $150\pm 5^\circ\text{C}$ из гипсовых оболочек выплавляется восковая литниковая система и сама модель. Гипсовая оболочка должна быть разогрета до температуры выплавления воска как можно быстрее. Чтобы ускорить разогрев, используют предварительно нагретую печь.

Гипсовую оболочку оставляют на два часа при 950°C , затем приоткрывают дверь печи на 20-30 мин, чтобы добавить достаточное количество воздуха. Затем выдерживают ещё два часа для полного выплавления модели.

После этого оболочку остужают и удаляют шлак, некоторое количество которого может присутствовать в оболочке. Затем оболочку опять прокалывают и заливают в неё металл.

Расплавление металла производили в индукционной печи. Заливка металла осуществлялась по разработанной технологии.

После заливки гипсовая модель удаляется путём промывки её в воде. После разрушения оболочки и очистки от остатков гипса получили изделие (рис. 5).



Рис. 5. Отливка картера

Анализ микроструктуры и твёрдости детали показал соответствие их техническим требованиям.

Применение технологии быстрого прототипирования совместно с методом литья по выплавляемым моделям позволило получить кондиционные отливки сложных тонкостенных деталей в короткие сроки с минимальной технологической подготовкой.

Работы проводились на оборудовании ЦКП САМ-технологий в рамках проекта № RFMEFI59314X0003.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании постановления №218 от 09.04.2010 (шифр темы 2013-218-04-4777).

Библиографический список

1. Зыбанов С.В., Смелов В.Г., Проничев Н.Д., Сурков О.С. Повышение эффективности технологической подготовки производства на основе сквозного использования информационных технологий // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2009. № 3(19), ч. 3. С. 127-131.

2. Балякин А.В., Смелов В.Г., Чемпинский Л.А. Применение аддитивных технологий для создания деталей камеры сгорания // Вестник Самарского государственного

аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2012. № 3(34), ч. 2. С. 47-52.

3. Вдовин Р.А. 3D виртуальное моделирование и оптимизация технологического процесса литья детали «завихритель II контура» ГТД с использованием компьютерных технологий // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2012. № 3(34), ч. 3. С. 115-120.

Сведения об авторах

Агаповичев Антон Васильевич, инженер, аспирант кафедры производства двигателей летательных аппаратов,

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский

кий университет). E-mail: agapovichev5@mail.ru. Область научных интересов: использование CAD / CAM / CAE / CAPP систем, опытных и аддитивных технологий в производстве деталей.

Балякин Андрей Владимирович, инженер, аспирант кафедры производства двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: a_balik@mail.ru. Область научных интересов: высокоско-

ростная обработка, использование CAD/CAM/CAPP систем.

Смелов Виталий Геннадиевич, кандидат технических наук, доцент кафедры производства двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: pdla_smelov@mail.ru. Область научных интересов: использование аддитивных технологий в изготовлении деталей.

DEVELOPMENT TECHNIQUES OF CASTING COMPLEX PARTS OF AEROSPACE PROFILES USING ADDITIVE TECHNOLOGIES

©2014 A.V. Agapovichev, A.V. Balaykin, V.G. Smelov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The use of rapid prototyping technologies to create new industrial products, with particular importance is the cost and speed of production, is a unique opportunity to use cost-effective methods for the production of parts by investment casting. At the stage of pilot production, which is characterized by frequent changes in design, the problem of the rapid production of cast components becomes crucial. This is mainly due to the complexity and the complexity of manufacturing foundry equipment. In turn, the research and development of rapid prototyping technologies have allowed a new level of optimization and the introduction of new technologies in the investment casting. The aim of this work is to identify opportunities and evaluate accuracy of the size of the casting during investment casting using rapid prototyping technology. The work was conducted with the use of cross-cutting design in CAM / CAD / CAE systems. The study size and precision parameters of the casting was conducted in co-ordinate measuring machine. The work has been verified the adequacy of the virtual simulation of the process of forming a casting in the casting simulation ProCAST, in comparison with those obtained castings. The study showed that the use of rapid prototyping technologies with investment casting can significantly reduce the time for making castings, reduce production costs and improve the accuracy of the size of the casting.

Additive technology, rapid prototyping, silicone mold, wax model, plaster form.

References

1. Zybanov S.V., Smelov V.G., Pronichev N.D., Surkov O.S. Increase of efficiency of technological preparation of manufacture on the basis of through use of the information technology // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2009. No. 3(19), part 3. P. 127-131. (In Russ.)
2. Balyakin A.V., Smelov V.G., Chempinsky L.A. Additive technology application details of combustion // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2012. No. 3(34), part 2. P. 47-52. (In Russ.)
3. Vdovin R.A. 3D virtual simulation and casting process optimization of part GTE "swirler of II duct" with using computer technologies // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2012. No. 3(34), part 3 P. 115-120. (In Russ.)

About the authors

Agapovichev Anton Vasilevich, engineer, post-graduate student of the aircraft engine production department. Samara State Aerospace University. E-mail: agapovichev5@mail.ru. Area of Research: the use of CAD / CAM / CAE / CAPP systems in pre-production and additive technologies used in the manufacture of parts.

Balaykin Andrey Vladimirovich, engineer, post-graduate student of the aircraft engine production department. Samara State

Aerospace University. E-mail: a_balik@mail.ru. Area of Research: High-speed processing, the use of CAD / CAM / CAPP systems training.

Smelov Vitaly Gennadievich, Candidate of Science (Engineering), associate professor of production of aircraft engines. Samara State Aerospace University. E-mail: pdla.smelov@mail.ru. Area of Research: the use of ad-additive technology in the manufacture of parts.

УДК 621.431.75

РАЗРАБОТКА ОДНОСЕКЦИОННОГО РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ-ДЕМОНСТРАТОРА НА ОСНОВЕ СОВРЕМЕННОЙ КОМПЛЕКСНОЙ МЕТОДИКИ РАСЧЁТА

© 2014 А.Н. Костюченков, А.А. Зеленцов, П.В. Семенов, В.П. Минин

Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва

В настоящее время в Российской Федерации отсутствует производство авиационных двигателей в классе мощностей 100-300 л.с. Одним из наиболее перспективных решений проблемы создания малоразмерных отечественных авиадвигателей является разработка двигателей на основе принципа модульности. Он заключается в разработке унифицированной силовой части и создании на базе неё многосекционных или многоцилиндровых двигателей для обеспечения необходимых мощностных характеристик. Наиболее просто данная задача решается при создании роторно-поршневых двигателей (РПД). В статье рассматривается современная методика расчёта односекционного роторно-поршневого двигателя-демонстратора, включающая постановку целевых технических показателей, расчёт основных геометрических параметров роторно-статорной группы, оценку рабочих характеристик двигателя с учётом газодинамики и механических потерь, моделирование рабочего процесса с учётом геометрических особенностей РПД и учётом теплоотдачи в стенки камеры сгорания. На основании проведенных расчётов выполняется трёхмерная модель двигателя, для которой проводятся прочностные и теплофизические расчёты. Расчёт геометрии проводится аналитическими методами. Рабочие характеристики определяются с помощью современных программных комплексов. На основе разработанной методики создан проект двигателя-демонстратора мощностью 100 л.с. В дальнейшем данную методику планируется применить при создании мощностного ряда авиационных роторно-поршневых двигателей мощностью 200 и 300 л.с. на основе принципа модульности.

Роторно-поршневой двигатель, модульный принцип, современная методика расчёта.

Введение. В настоящее время в Российской Федерации отсутствует производство двигателей в классе мощностей 100-300 л.с. Это подтверждает проведённый Центральным институтом авиационного моторостроения имени П.И. Баранова анализ рынка малой авиации и авиационных поршневых двигателей. Для обеспечения легкомоторной авиации двигателями необходимо создание модельных рядов в указанном диапазоне мощностей. Одним из наиболее перспективных решений этой проблемы является создание двигателей на основе принципа модульности. Он заключается в разработке унифицированной силовой части и создании на базе неё многосекционных или многоцилиндровых двигателей для обеспечения необходимых мощностных характеристик. Наиболее просто данная задача решается при создании роторно-поршневых двигателей на базе унифицированной роторно-статорной группы. РПД, по сравне-

нию с кривошипно-шатунными двигателями, обладают лучшими массогабаритными характеристиками.

На сегодняшний день существует значительный дефицит современных публикаций, затрагивающих вопросы создания роторно-поршневых двигателей.

В связи с этим была поставлена задача по обобщению и систематизации имеющейся информации, а также созданию современной методики, основанной на использовании новейших программных средств, позволяющих определять геометрическую размерность, а также оценивать характеристики рабочего процесса и тепловое состояние деталей и узлов роторно-поршневых двигателей. Отработка новой методики была проведена в рамках проекта создания односекционного роторно-поршневого двигателя-демонстратора мощностью 100 л.с.

Выбор основных параметров разрабатываемого односекционного ро-

торно-поршневого двигателя-демонстратора. В качестве значений целевых характеристик односекционного РПД были выбраны следующие:

- эффективная мощность двигателя N_e должна составлять 100 л.с.;
- удельный расход g_e не более 230 г/(л.с.·ч);
- максимальная рабочая частота вращения эксцентрикового вала n_{\max} — 6800 об/мин.

Указанные значения являются лишь ориентировочными и в дальнейшем могут уточняться.

Расчёт геометрии роторно-поршневого двигателя. Геометрия РПД полностью определяется четырьмя величинами: эксцентриситетом e (или радиусом одной из шестерён $R=3e$ или $r=2e$), параметром c (или производящим радиусом a), высотой рабочей полости H и расстоянием между теоретическим и действительным контурами рабочей полости k [1, 2]. Рабочий объём РПД, а, следовательно, и эффективная мощность, зависит от всех четырёх величин. Указанные величины не могут выбираться независимо друг от друга.

В качестве одного из главных параметров была выбрана величина производящего радиуса a , от которого зависят основные геометрические и кинематические соотношения в РПД и который в значительной степени определяет радиальный габарит двигателя. Также были заданы радиус шестерни R , расположенной в роторе, и высота рабочей полости H .

Вышеперечисленные параметры позволяют определить максимальную (1) и минимальную (2) площади поперечного сечения рабочей камеры, максимальный (3) и минимальный (4) объёмы рабочей камеры в роторе, а также рабочий объём роторно-поршневого двигателя (5) [3].

$$F_{T\max} = e^2 \left[\frac{\pi}{3} + 6\sqrt{c^2 - 1} \right] + 2(2 + c^2) \arcsin\left(\frac{R}{a}\right) + 9 \frac{c\sqrt{3}}{2}, \quad (1)$$

$$F_{T\min} = e^2 \left[\frac{\pi}{3} + 6\sqrt{c^2 - 1} \right] + 2(2 + c^2) \arcsin\left(\frac{R}{a}\right) - 9 \frac{c\sqrt{3}}{2}, \quad (2)$$

$$V_{\max} = HF_{T\max}, \quad (3)$$

$$V_{\min} = HF_{T\min}, \quad (4)$$

$$V_B = \frac{V_{\max} - \varepsilon V_{\min}}{\varepsilon - 1}, \quad (5)$$

где $\varepsilon = 9,5$ — степень сжатия, выбранная таким образом, чтобы была обеспечена работа двигателя без детонации; $c=a/R$ — параметр формы рабочей камеры РПД.

Определив основные геометрические параметры, а также значения характеристик, влияющих на КПД разрабатываемого односекционного роторно-поршневого двигателя - демонстратора, можно перейти к расчёту рабочих характеристик двигателя.

Предварительный расчёт рабочих характеристик РПД. Для подтверждения правильности подбора геометрических параметров необходимо провести расчёт характеристик рабочего процесса односекционного роторно-поршневого двигателя-демонстратора. Расчёт проводится в нульмерной постановке с помощью специализированного программного комплекса с учётом предварительно подобранных значений геометрии двигателя.

Данная программа позволяет проводить расчёты двигателей практически любой конфигурации: как с привычным кривошипно-шатунным механизмом, так и с роторно-поршневым механизмом. Расчётная схема создаётся с помощью блоков, которые отвечают за конкретный узел двигателя. Между собой блоки соединяются линиями, имитирующими трубопроводы (впускные и выпускные). Схема расчёта рабочих характеристик разрабатываемого односекционного роторно-

поршневого двигателя-демонстратора представлена на рис. 1.

Для каждого обозначенного на рис. 1 элемента задаётся перечень параметров, позволяющих корректно имитировать соответствующий элемент системы двигателя.

Основными элементами схемы являются двигатель и рабочая секция роторно-

но-поршневого двигателя, соответственно позиции 1 и 2. Для двигателя задаётся частота вращения эксцентрикового вала и указывается тип работы, а именно, роторно-поршневой. Имеется возможность задать порядок работы секций, но в случае односекционного РПД этого не требуется.

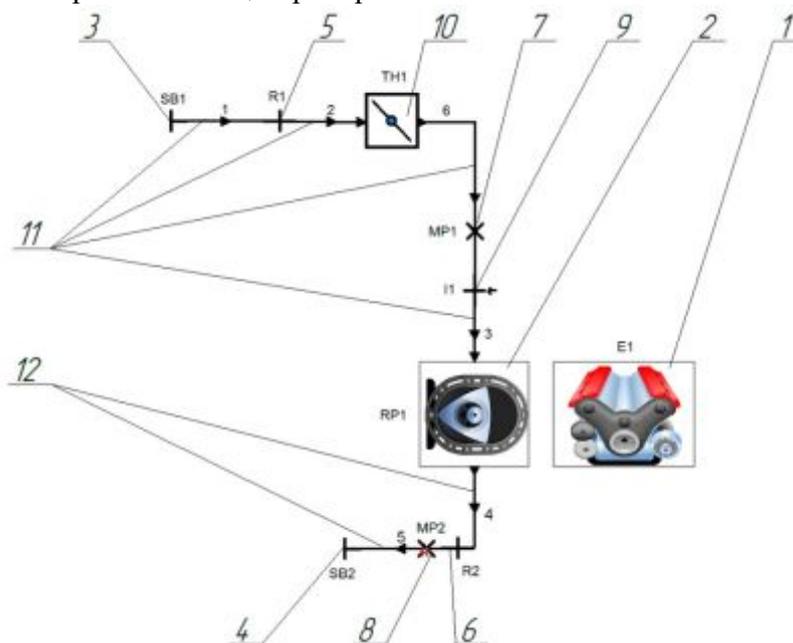


Рис. 1. Расчётная схема роторно-поршневого двигателя: 1 – блок, задающий имитацию работы двигателя, 2 – блок, имитирующий секцию РПД, 3 и 4 – граничные элементы, обеспечивающие данные для расчётной модели на входе и выходе, 5 и 6 – элементы, задающие потери давления на впуске и выпуске, 7 и 8 – точки измерения параметров в трубопроводах, 9 – форсунка, 10 – дроссель, 11 – впускные трубопроводы, 12 – выпускные трубопроводы

В качестве параметров рабочей секции задаются следующие величины: рабочий объём, степень сжатия, высота рабочей полости, среднее давление газов в картере двигателя. Для описываемого случая указанные величины приведены в табл. 1.

Таблица 1. Значения параметров рабочей секции РПД

Наименование параметра	Значение
Рабочий объём, см ³	654
Степень сжатия	9,5
Высота рабочей полости, мм	80
Среднее давление газов в картере, бар	1

Для роторно-поршневого двигателя в рассматриваемом программном комплексе изменение объёма рабочей камеры

в зависимости от частоты вращения эксцентрикового вала выражается через величину нормализованного объёма V_{norm} — объёма, приведённого к единице. Рассчитывается данная величина с помощью формул

$$V_{cch} = V_h \left[0,5(1 - \cos 2\varphi) + \frac{1}{\varepsilon - 1} \right] - \frac{V_h}{\varepsilon - 1}, \quad (6)$$

$$V_{norm} = \frac{V_{cch}}{V_h}, \quad (7)$$

где V_{cch} — объём камеры сгорания; V_h — максимальный рабочий объём РПД.

Поскольку секция роторно-поршневого двигателя состоит из трёх рабочих камер, то в каждой из них необходимо задать изменение рабочего объёма, а также параметры теплоотдачи и скорости

тепловыделения, для которой выбрана функция Вибе:

$$x = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right],$$

где a — параметр, характеризующий полноту сгорания; φ — момент начала сгорания; φ_z — длительность сгорания; m — показатель характера сгорания. Характеристика скорости тепловыделения приведена на рис. 2. В качестве зависимости, описывающей теплоотдачу в рабочей камере роторно-поршневого двигателя, принимается формула Лоренца.

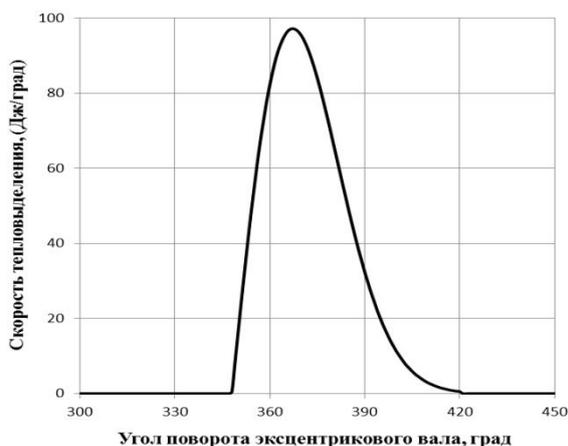


Рис. 2. Закон изменения скорости тепловыделения по Вибе

Для корректного описания указанных процессов необходимо задать температуры рабочих стенок, которые образуют рабочую камеру (рис. 3): поверхность статора S_1 , ограниченная двумя смежными вершинами ротора, и боковая поверхность в крышке S_2 . Площади поверхностей S_1 и S_2 определяются согласно формулам

$$S_1 = L \cdot H, \tag{8}$$

$$S_2 = \frac{V_{cch}}{H}, \tag{9}$$

где L — длина кривой AB , вычисляемая для каждого положения ротора через интеграл, взятый по траектории рабочей камеры (эпитрохоиде).

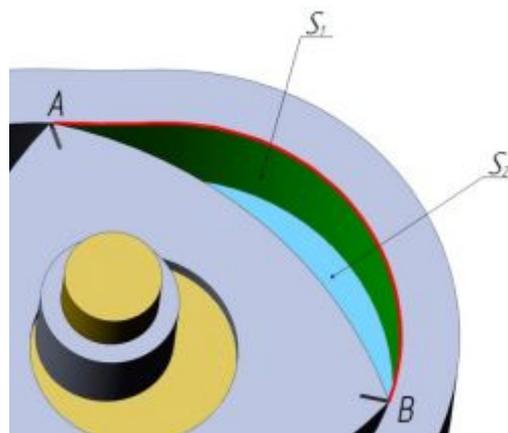


Рис. 3. Площади рабочей камеры роторно-поршневого двигателя, участвующие в расчёте процесса теплоотдачи

Элементы 3 и 4 на рис. 1 позволяют задать значения давлений и температуры на впуске и выпуске, соответственно. Элемент 10 имитирует работу дросселя, позволяя проводить расчёты для различных режимов работы двигателя.

Для труб 11 и 12 задаётся длина, диаметр сечений, коэффициент потерь, параметр теплопередачи, температура стенки, а также давление и температура воздуха внутри трубы.

Проведение предварительного термодинамического расчёта в нульмерной постановке позволяет оценить такие рабочие характеристики роторно-поршневого двигателя, как мощность, крутящий момент и удельный расход топлива в зависимости от частоты вращения эксцентрикового вала и различных величинах открытия дроссельной заслонки (рис. 4-6).

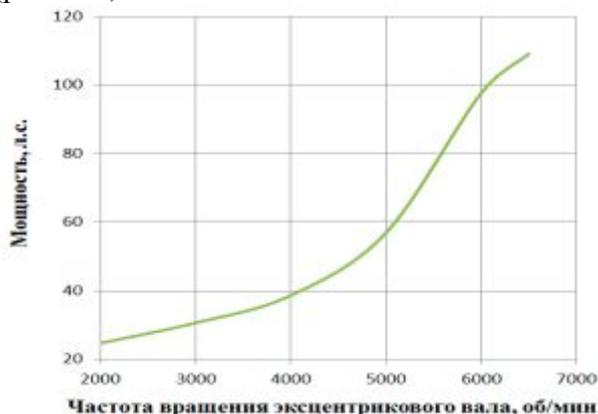


Рис. 4. Зависимость мощности роторно-поршневого двигателя от частоты вращения эксцентрикового вала при полном открытии дроссельной заслонки

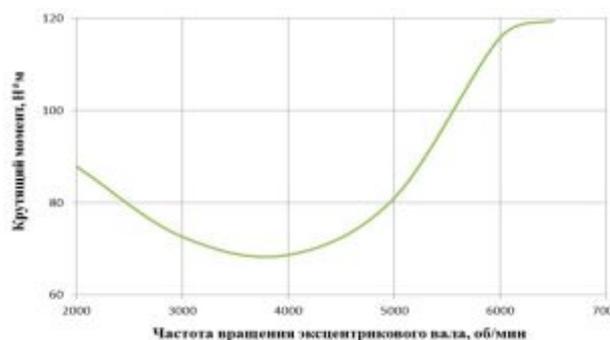


Рис. 5. Зависимость крутящего момента роторно-поршневого двигателя от частоты вращения эксцентрикового вала при полном открытии дроссельной заслонки

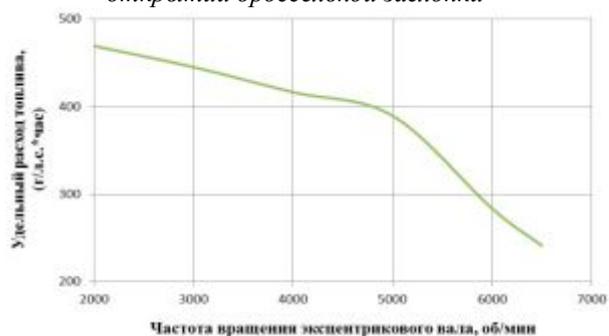


Рис. 6. Зависимость удельного расхода топлива роторно-поршневого двигателя при полном открытии дроссельной заслонки

Моделирование сгорания топливовоздушной смеси в РПД. Нульмерный расчёт рабочих характеристик является оценочным. С помощью него можно лишь в первом приближении оптимизировать фазы наполнения и сгорания.

Для моделирования газо- и термодинамических процессов с целью совершенствования конструктивных и регулировочных параметров, в частности роторно-поршневого двигателя, необходимо выполнить расчёты в трёхмерной постановке.

Моделирование указанных процессов в РПД затруднено его геометрическими особенностями. Необходимо вести расчёт в изолированном сегменте, объём которого изменяется по сложному закону, определяемому формой ротора и внутренней поверхностью статора. При этом сегмент постоянно совершает сложное движение. Современные программные комплексы не позволяют учитывать подобные изменения объёмов с одновременным изменением положения.

В связи с этим было предложено моделирование перемещения сегмента, который соответствует одной камере сгорания роторно-поршневого двигателя. Упрощённая модель сегмента показана на рис. 7.

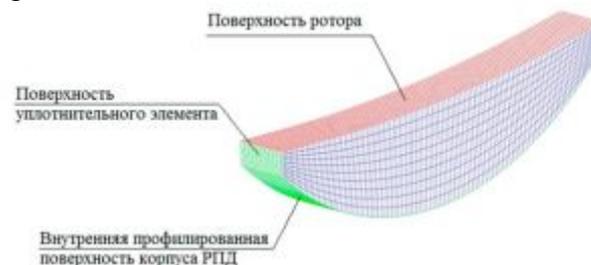


Рис. 7. Сегмент камеры сгорания роторно-поршневого двигателя

В различные моменты времени, соответствующие определённым углам поворота ротора, сетка переразбивается «вручную» с шагом в 1° сразу в трёхмерном представлении или путём предварительного создания двухмерной сетки и последующего её выдавливания в объёмную сетку. Геометрические модели, соответствующие различным углам поворота ротора, подготавливаются заранее в виде объёмного тела или двухмерного эскиза в программе твёрдотельного моделирования. Поворот сектора на необходимый угол может быть выполнен как при подготовке твёрдотельной модели, так и уже непосредственно в программе трёхмерного моделирования газовой динамики после разбиения на контрольные объёмы. Первый способ удобнее использовать в случае построения трёхмерной сетки, второй оптимален при предварительном разбиении двухмерного эскиза.

В результате разбиения получается набор сеток с необходимым шагом по углу поворота ротора, которые необходимо объединить во время задания параметров расчёта. Для этого при задании исходных данных указываются заранее подготовленные сетки и соответствующие им моменты времени с выбранным шагом. В качестве типа расчёта задаётся расчёт с шагом по времени (Time step). Дополнительно указываются модули, которые

описывают сгорание, перенос частиц и выделение продуктов реакции. Граничными условиями служат температуры всех поверхностей.

Начальные условия приведены в табл. 2. В качестве модели сгорания принимается модель Магнуссена-Хьертагера с коэффициентами $A=3$, $B=1$. Модель воспламенения — от свечи зажигания, момент зажигания соответствует $\varphi=7^\circ$ поворота ротора, продолжительность подачи искры — 1° поворота ротора. В качестве модели турбулентности используется стандартная $k-\varepsilon$ модель [4].

Таблица 2 - Начальные условия расчёта

Наименование параметра	Значение
Давление, Па	500000
Плотность, кг/м^3	1,36
Температура, К	450
Кинетическая энергия турбулентности, $\text{м}^2/\text{с}^2$	10
Масштаб турбулентности, м	0,001
Частота вращения свежего заряда, мин^{-1}	3000
Тип топлива	Бензин
Коэффициент избытка воздуха	1

На рис. 8-12 приведены результаты расчёта в трёхмерной постановке: температурное поле рабочего тела в расчётном объёме для угла поворота ротора равного 18° ; зависимости давления, температуры, скорости тепловыделения и теплового потока в стенку от угла поворота ротора. Скачкообразное изменение давления и температуры соответствует срабатыванию свечи зажигания, что подтверждается изменением скорости тепловыделения в расчётном объёме.

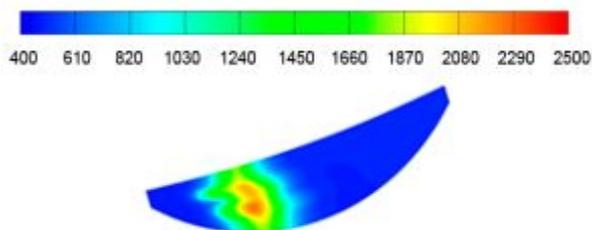


Рис. 8. Температурное поле рабочего тела в расчётном объёме

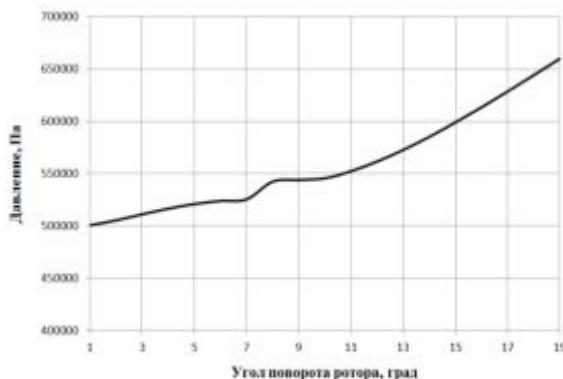


Рис. 9. Зависимость давления рабочего тела от угла поворота ротора

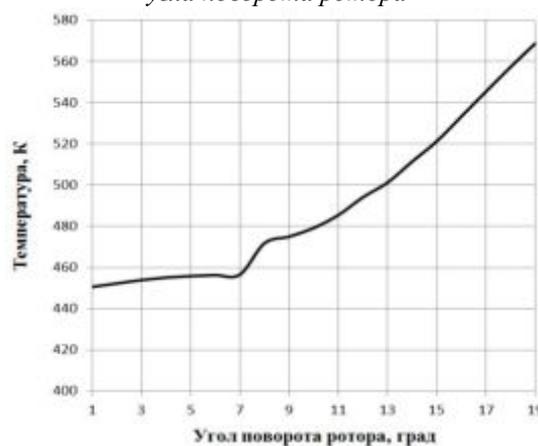


Рис. 10. Зависимость температуры рабочего тела от угла поворота ротора

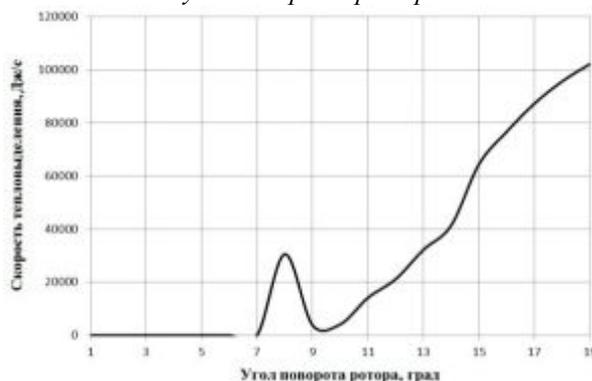


Рис. 11. Зависимость скорости тепловыделения от угла поворота ротора

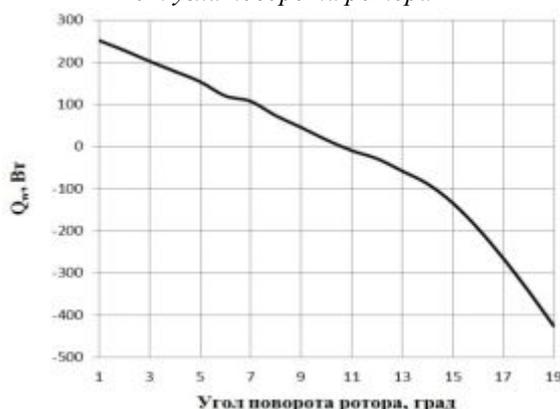


Рис. 12. Величина теплового потока в стенку сектора в зависимости от угла поворота ротора

На основе результатов проведённых термодинамических расчётов было определено тепловое состояние деталей роторно-поршневого двигателя. На рис. 13 приведено распределение температуры в роторе.

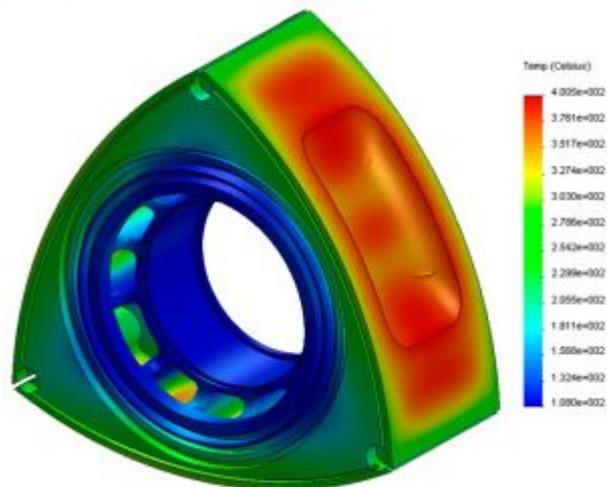


Рис. 13. Тепловое состояние ротора

Модель односекционного роторно-поршневого двигателя. На основе описанной методики был разработан проект односекционного роторно-поршневого двигателя-демонстратора мощностью 100 л.с.

Была создана трёхмерная модель РПД (рис. 14-16), по которой впоследствии были выполнены рабочие чертежи деталей двигателя: крышек, ротора, статора, эксцентрикового вала. Проведён подбор подшипников и элементов уплотнений. Выполнена предварительная оценка массовых характеристик деталей двигателя.

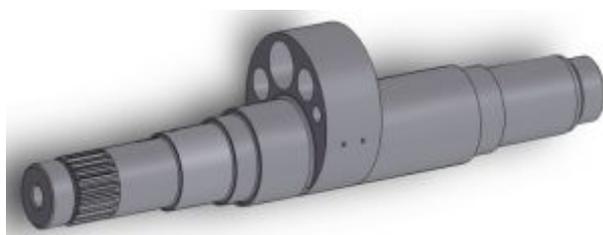


Рис. 14. Трёхмерная модель эксцентрикового вала

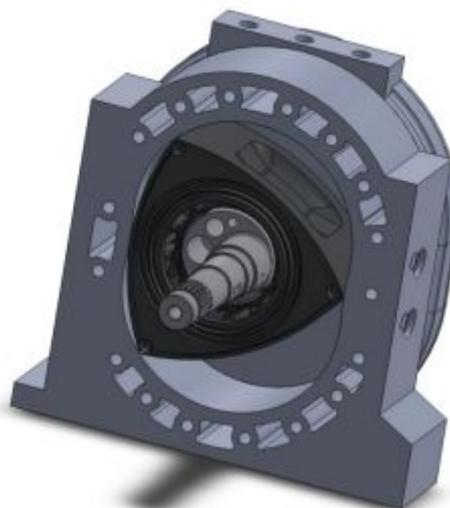


Рис. 15. Трёхмерная модель разработанного роторно-поршневого двигателя



Рис. 16. Трёхмерная модель ротора

Заключение. Анализ результатов расчётов существующих конструкций по предложенной методике свидетельствует о её высокой степени точности. Совокупность описанных мер позволяет проводить полный расчёт характеристик роторно-поршневых двигателей, в том числе многосекционных.

Проект односекционного роторно-поршневого двигателя-демонстратора, разработанный с помощью предлагаемой методики, подтверждает её прикладной характер. В дальнейшем данную методику планируется применить при создании авиационных роторно-поршневых двигателей мощностью 200 и 300 л.с. на основе принципа модульности.

Библиографический список

1. Бениович В.С., Апазиди Г.Д., Бойко А.М. Ротопоршневые двигатели. М.: Машиностроение, 1968. 153 с.
2. Yamamoto K. Rotary Engine. Japan, Sankaido Co., Ltd., 1981. 68 p.
3. Ханин Н.С., Чистозвонов С.Б. Автомобильные роторно-поршневые двигатели. М.: МАШГИЗ, 1964. 186 с.
4. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: учебник для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 720 с.

Информация об авторах

Костюченков Александр Николаевич, кандидат технических наук, начальник сектора перспективных авиационных поршневых двигателей, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва. E-mail: piston@ciam.ru. Область научных интересов: разработка авиационных поршневых двигателей, исследование систем поршневых двигателей.

Зеленцов Андрей Александрович, кандидат технических наук, научный сотрудник, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва. E-mail: piston@ciam.ru. Область научных интересов: разработка авиационных поршневых двигателей, исследование систем поршневых двигателей, оценка рабочих характеристик поршневых двигателей.

Семёнов Павел Владимирович, младший научный сотрудник, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва. E-mail: piston@ciam.ru. Область научных интересов: разработка авиационных поршневых двигателей, исследование систем поршневых двигателей, проблемы прочности и ресурса авиационных поршневых двигателей.

Минин Владимир Петрович, инженер, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва. E-mail: piston@ciam.ru. Область научных интересов: разработка авиационных поршневых двигателей, исследование систем поршневых двигателей.

DEVELOPMENT OF A SINGLE-SECTION DEMONSTRATOR ROTARY ENGINE ON THE BASIS OF A MODERN COMPLEX DESIGN PROCEDURE

© 2014 A.N. Kostyuchenkov, A.A. Zelentsov, P.V. Semenov, V.P. Minin

State Research Center of Russian Federation "Central institute of aviation motors", Moscow, Russian Federation

There is no manufacture of aviation engines in power range of 100-300 hp. One of the most perspective decisions of the domestic low-sized aviation engines developing is creation of engines on the basis of modularity principle. This principle consists in designing of the unified power part and creation on the basis of it multisection or multicylinder engines for maintenance necessary performance. Most simply given problem dares at creation of rotary engines. The paper presents modern design procedure of single rotary engine. This procedure includes statement of target engineering performance, calculation of the basic dimensions of rotary engine, engine performance assessment subject to gas dynamics and mechanical losses, simulation of working process subject to basic dimensions of rotary engine and heat transfer into combustion chamber wall. 3D-model of rotary engines is created on the basis of calculations mentioned above. Calculation of engine geometry is carried out by

analytical methods. Performance of rotary engine is calculated by using modern software. The 100 hp single rotary engine project was developed on the basis of this design procedure. In future this design procedure will be applied for developing 200 hp and 300 hp aviation rotary engines.

Rotary engine, modular approach, modern design procedure.

References

1. Beniovich V.S., Apazidi G.D., Boyko A.M. Rotoporshnevie dvigateli [Rotary engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1968. 153 p.
2. Yamamoto K. Rotary Engine. Japan, Sankaido Co., Ltd., 1981. 68 p.
3. Hanin N.S., Chistozvonov S.B. Avtomobilnie roturno-porshnevie dvigateli [Automotive rotary engines]. Moscow: MASHGIZ Publ., 1964. 186 p.
4. Kavtaradze R.Z. Teoriya porshnevihi dvigateley. Specialnie glavi [Theory of piston engines. Special volumes]. Moscow: Bauman Tech. University Publ., 2008. 720 p.

About the authors

Kostyuchenkov Alexander Nikolaeovich, Candidate of Science (Engineering), chief of sector perspective aviation piston engines, State Research Center of Russian Federation “Central institute of aviation motors”, Moscow. E-mail: piston@ciam.ru. Area of Research: development of aviation piston engines, research of piston engines systems.

Zelentsov Andrey Alexandrovich, Candidate of Science (Engineering), researcher, State Research Center of Russian Federation “Central institute of aviation motors”, Moscow. E-mail: piston@ciam.ru. Area of Research: development of aviation piston engines, research of piston engines systems,

estimation of piston engines performance.

Semenov Pavel Vladimirovich, junior researcher, State Research Center of Russian Federation “Central institute of aviation motors”, Moscow. E-mail: piston@ciam.ru. Area of Research: development of aviation piston engines, research of piston engines systems, problems of durability and resource of aviation piston engines.

Minin Vladimir Petrovich, engineer, State Research Center of Russian Federation “Central institute of aviation motors”, Moscow. E-mail: piston@ciam.ru. Area of Research: development of aviation piston engines, research of piston engines systems.

УДК 621.822

О ВЛИЯНИИ НАТЯГА И КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ОТ НАТЯГА НА ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЕ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКАХ В ОПОРАХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2014 О.М. Беломытцев¹, А.Б. Пищальников²

¹Пермский национальный исследовательский политехнический университет

²ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь

Установлена связь между коэффициентом проскальзывания и натягом в роликоподшипнике 1032930 ротора газотурбинного двигателя семейства ПС-90 с номинальным монтажным зазором 0,0425 мм. Натяг в подшипнике определен расчётным путём в зависимости от тепловых деформаций и инерционных сил. Значения температур взяты из стендовых испытаний двигателя при скоростях вращения от 9228 до 11308 об/мин, соответствующие им значения натяга зависят также от посадки наружного кольца с корпусом (демпферной втулкой). В случае посадки с натягом в подшипнике натяг составляет от 0,021 до 0,058 мм, при посадке с зазором – от -0,0059 до 0,0478 мм. Вследствие объёмных деформаций сжатия вала и растяжения корпуса с наружным кольцом подшипника значения контактных деформаций и напряжений от натяга значительно уменьшаются. Приводятся выражения для определения каждого вида деформаций. Напряжения от контактных деформаций определены по формуле Герца и могут изменяться от 0 до 901 Н/мм² в зависимости от скорости вращения и посадки наружного кольца с корпусом. Построены кривые зависимости значений натяга, температуры, контактных напряжений и коэффициента проскальзывания от скорости вращения. При натяге от 0,0464 до 0,0558 мм и напряжениях от натяга 659-895 Н/мм² коэффициент проскальзывания составляет около 2%. Действительные напряжения в контакте неизвестны, так как сопряжение наружного кольца с корпусом носит неопределённый характер. В случае совмещённых опор разброс по деформации кольца существенно уменьшится, что приведёт к меньшему разбросу по таким показателям, как коэффициент проскальзывания и долговечность подшипника.

Подшипник, натяги, контактные напряжения, проскальзывание.

Введение

Проскальзывание роликов относительно внутреннего кольца подшипника может вызывать значительный износ роликов. Величина опасного значения коэффициента проскальзывания в различных источниках отличается весьма существенно. Это объясняется тем, что оценка уровня повреждаемости от проскальзывания и его влияние на остаточный ресурс подшипника является очень сложной задачей, не нашедшей пока однозначного решения [1].

На практике наиболее эффективными способами уменьшения проскальзывания в настоящее время являются уменьшение монтажного зазора и применение некруглых подшипников. При этом происходит увеличение контактных напряжений за счёт появления натяга, вызванного температурными деформациями колец и тел качения и увеличением диаметра беговой дорожки внутреннего кольца подшипника от действия центробежных сил при вращении.

При применении некруглых подшипников создаётся начальный преднапряжённый натяг, который также приводит к уменьшению проскальзывания.

В обоих случаях увеличиваются контактные напряжения и повышается сцепляемость роликов с внутренним кольцом подшипника.

Очевидно также, что на проскальзывание влияют и динамические потери от сопротивления воздушно-масляной смеси, зависящие от скорости вращения, давления подачи масла, конструкции подшипника, и другие факторы.

Этот вопрос в статье не рассматривается, так как взята конкретная опора ротора турбины высокого давления (ТВД) двигателя семейства ПС-90 (рис. 1) с роликоподшипником 1032930 с монтажным зазором 0,0425мм (на диаметре), при котором долговечность подшипника является удовлетворительной как по критерию проскальзывания, так и по контактным напряжениям.

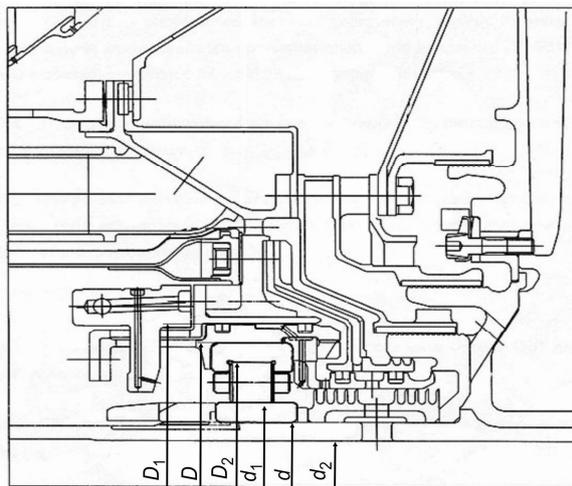


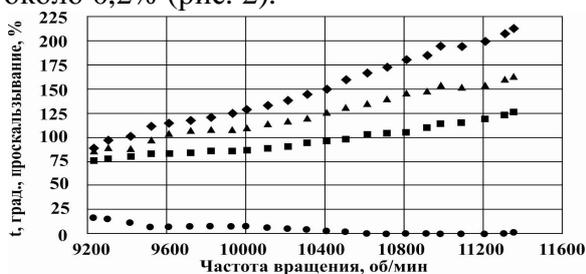
Рис. 1. Узел опоры ТВД двигателя ПС-90

Показано, что на номинальных режимах работы двигателя подшипник работает в условиях натяга, вызывающего значительные контактные напряжения, существенно превышающие напряжения от внешней нагрузки (веса ротора и дисбаланса). Также показано, что большой натяг в подшипнике в значительной мере компенсируется податливостью демпферной втулки и вала.

На основании экспериментальных и расчётных данных получены зависимости зазоров и напряжений при различных режимах работы двигателя.

1. Экспериментальная часть

Экспериментальные данные получены на стендовых испытаниях двигателя. Данные показывают, что с увеличением скорости растёт градиент температур колец подшипника и уменьшается проскальзывание, которое практически исчезает при номинальных режимах и составляет около 0,2% (рис. 2).



■ Температура наружного кольца ▲ Температура внутреннего кольца
● Температура вала ◆ Коэффициент проскальзывания

Рис. 2. Экспериментальные данные температур деталей и проскальзывания в зависимости от частоты вращения

Температура колец определялась с помощью термопар, а проскальзывание – по показаниям тензодатчиков, наклеенных на наружном кольце подшипника в специальных пазах (рис. 3), под которыми при пробегании роликов на осциллограмме наблюдался всплеск. Фиксируя число всплесков в единицу времени, определяем коэффициент проскальзывания.

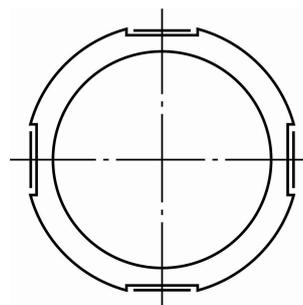


Рис. 3. Наружное кольцо подшипника, препарированное тензодатчиками

По-видимому, на зазор в подшипнике в работе влияет и более высокая температура вала относительно кольца подшипника, которая при испытаниях фиксировалась, но по причине недостатка данных для достаточно точного расчёта это обстоятельство пока не учтено и будет являться предметом дальнейшего изучения.

2. Расчётная часть

Целью расчёта является определение зазоров (натягов) и контактных напряжений в подшипнике на различных режимах, которые зависят от температуры колец подшипника и влияния центробежных сил инерции при вращении. Величина контактных напряжений зависит не только от натяга, но и от изгибных деформаций вала и корпуса (демферной втулки).

2.1. Определение зазоров (натягов) в подшипнике

Расчёт основан на методике, опубликованной в [2]. Он может быть выполнен на основании указанной работы и графиков на рис. 2 при следующих исходных данных (часть из них указана на рис. 1):

- посадочный диаметр вала $d=150$ мм;
- диаметр отверстия вала $d_2=133$ мм;
- диаметр беговой дорожки внутреннего кольца подшипника $d_1=165$ мм;
- диаметр роликов $d_p=15$ мм;
- длина роликов $l=15$ мм;
- эффективная длина роликов $l_3=13,5$ мм;
- диаметр беговой дорожки наружного кольца подшипника $D_2=195$ мм;
- внешний диаметр наружного кольца подшипника $D=210$ мм;
- наружный диаметр демпферной втулки $D_1=225$ мм;
- номинальное давление в демпферной полости $P_d=0,5$ Н/мм² (5 атм);
- погонная нагрузка на ролик от натяга в подшипнике (неизвестная величина) q_n , Н/мм;
- число роликов в подшипнике $Z = 28$;
- длина участка демпферной втулки, на который подается давление, $l_d = 24,0$ мм;
- расчётная длина демпферной втулки $B_k = 45$ мм;
- ширина колец подшипника $B = 28$ мм;
- модуль упругости стали ЭИ-347, материалов вала и демпферной втулки $E = 2,10 \cdot 10^5$ МПа (Н/мм²);
- коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$;
- плотность стали ЭИ-347 $\rho = 8,25 \cdot 10^{-6}$ кг/мм³.

2.1.1. Данные расчётов изменения зазоров в подшипнике от температурного воздействия и сил инерции при вращении вала

Приняты следующие обозначения:
 Δg_t – уменьшение диаметрального зазора в подшипнике от теплового воздействия;
 $\Delta d_{цв}$ – уменьшение диаметрального зазора в подшипнике вследствие увеличения диаметра беговой дорожки при вращении (изменение размеров роликов при вращении незначительно, менее 1 мкм, и не учтено в расчёте);
 Δg_n – увеличение диаметрального зазора в подшипнике вследствие ослабления посадки кольца на валу при вращении;
 Σg – суммарное изменение зазора в подшипнике: ($\Sigma g = \Delta g_t + \Delta d_{цв} - \Delta g_n$);

g_n – натяг в подшипнике без учёта влияния центробежных сил роликов, определяемый по формуле:

$$g_n = g_n - \Delta g_t - \Delta d_{цв} + \Delta g_n,$$

где $g_n=0,0425$ мм – посадочный (монтажный) зазор.

Данные расчётов представлены в табл. 1 для рассматриваемого интервала частот вращения вала.

Таблица 1 -Изменение диаметрального зазора в подшипнике при изменении частоты вращения вала

n, об/мин (ω , с ⁻¹)	Параметры изменения зазора, мкм				
	Δg_t	$\Delta d_{цв}$	Δg_n	Σg	g_n
9228 (966)	21,6	35,3	-7,1	49,8	7,3
9521 (997)	30,4	37,6	-7,6	60,4	17,9
9823 (1028)	46,5	39,9	-8,0	78,4	35,9
10505 (1100)	68,6	45,7	-9,2	105,1	62,6
11308 (1184)	67,0	53,0	-10,7	109,3	66,8

Примечание. Знак«-» означает увеличение зазора в подшипнике.

2.1.2. Влияние на зазор в подшипнике центробежных сил роликов и давления в демпфере

Центробежные силы роликов $F_{ц}$ растягивают наружное кольцо подшипника, увеличивая зазор в нём. Здесь возможны два случая:

1) наружное кольцо подшипника устанавливается в демпферной втулке с зазором, что более вероятно, если рассматривать поля допусков втулки и кольца подшипника;

2) наружное кольцо подшипника оказывается в условиях натяга с демпферной втулкой, на которую действует давление в демпфере.

Очевидно, что более жёсткой является конструкция во втором случае.

Значения перемещений от действия центробежных сил роликов и давления в демпфере определялись также на основании работы [2]. Результаты расчётов приведены в табл. 2. Погонная нагрузка на ролик определялась по формуле

$$q_{ц} = \frac{F_{ц}}{l_3}.$$

При определении радиальных перемещений беговой дорожки сосредоточенные нагрузки заменялись распределёнными по поверхности, и задача сводилась к расчёту цилиндра под действием давления по формулам Ляме.

Таблица 2 -Значения центробежных сил роликов ($F_{ц}$, $q_{ц}$) и изменение размеров беговых дорожек наружного кольца от действия центробежных сил роликов и давления в демпфере

Параметры	Значения параметров				
Частота вращения					
n , об/мин	9228	9521	9823	10505	11308
ω , c^{-1}	966	997	1028	1100	1184
Центробежные силы роликов					
$F_{ц}$, Н	384	410	436	500	578
$q_{ц}$, Н/мм	28,4	30,4	32,3	37,0	42,8
Увеличение радиуса беговой дорожки при зазоре между кольцом и демпферной втулкой					
$u_{в3ц}$, мкм	4,2	4,5	4,7	5,4	6,3
Уменьшение диаметра беговой дорожки от давления в демпфере при натяге между кольцом и демпферной втулкой					
$2u_{д}$, мкм	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
Увеличение диаметра беговой дорожки без учета давления в демпфере при натяге между кольцом и демпферной втулкой					
$2u'_{зц}$, мкм	2,6	2,8	3,0	3,4	4,0
Увеличение радиуса беговой дорожки от контактной деформации					
$\delta_{кц}$, мкм	2,3	2,4	2,6	2,7	3,4

Результирующие значения натягов в подшипнике (табл. 3) определяются на основании данных табл. 1, 2 по выражениям:

Таблица 3 -Результирующие значения натяга $\sum g_n$ в подшипнике, мкм

Частота вращения, об/мин				
9228	9521	9823	10505	11308
Натяг в подшипнике в случае зазора между кольцом и демпферной втулкой				
-5,9	4,1	21,3	46,4	47,4
Натяг в подшипнике в случае натяга между кольцом и демпферной втулкой				
2,1	12,3	29,7	55,8	58

Примечание. Знак «-» означает зазор в подшипнике.

- в случае зазора между наружным кольцом подшипника и демпферной втулкой:

$$\sum g_n = g_n - 2u_{в3ц} - 2\delta_{кц};$$

- в случае натяга между кольцом и демпферной втулкой:

$$\sum g_n = g_n + 2u_{д} - 2u'_{в3ц} - 2\delta_{кц}.$$

3. Определение нагрузок и напряжений в подшипнике от натяга

Полученные значения натягов являются весьма значительными, и в случае жёсткой опоры, то есть сплошного вала и массивного корпуса, контактные напряжения были бы велики и долговечность подшипника небольшой. Но особенностью авиационных опор является значительная пустотелость вала и трубчатость корпуса, благодаря чему детали существенно деформируются: вал сжимается, корпус растягивается, что приводит к перераспределению натяга в подшипнике между контактной деформацией и деформациями вала и корпуса совместно с кольцами подшипника.

В работе [2] дана методика определения перемещений беговых дорожек колец под действием распорных усилий от натяга.

Для рассматриваемой опоры деформация вала с кольцом подшипника, то есть радиальное перемещение беговой дорожки, определяется по выражению:

$$u_{н2} = 6,94 \cdot 10^{-5} q_n, \text{ мм};$$

радиальное перемещение беговой дорожки наружного кольца от распорных усилий от натяга определяется по выражениям:

- в случае посадки с натягом кольца подшипника с демпферной втулкой:

$$u_{в3} = 4,67 \cdot 10^{-5} q_n, \text{ мм},$$

- в случае посадки с зазором колец подшипника с демпферной втулкой:

$$u_{в} = 14,12 \cdot 10^{-5} q_n, \text{ мм}.$$

Значения натяга в подшипнике можно представить выражениями:

- при натяге кольца с демпферной втулкой:

$$\sum g_n = 2(\delta_k + u_{н2} + u_{в3})q_n = 2(7,45 + 6,94 + 4,67) \cdot 10^{-5} q_n = 38,12 \cdot 10^{-5} q_n,$$

- при зазоре между кольцом и демпферной втулкой:

$$\sum g_n = 2(\delta_k + u_{n2} + u_b)q_n = 2(7,45 + 6,94 + 14,12) \cdot 10^{-5} q_n = 57,02 \cdot 10^{-5} q_n,$$

где δ_k – контактная деформация ролика с беговой дорожкой, выраженная величиной $\delta_k = 7,45 \cdot 10^{-5} q_n$ при $q_n \approx 100$ Н/мм.

Из найденных выражений, используя значения натягов в табл. 3, можно определить усилия от натяга q_n (табл. 4).

Контактные напряжения находятся по формуле Герца:

$$\sigma_n = 0,418 \sqrt{q_n \frac{E}{\rho}},$$

которая для рассматриваемого подшипника приводится к виду:

$$\sigma_n = 73,0 \sqrt{q_n}.$$

Численные значения представлены в табл. 4.

На рис. 4 представлены кривые зависимостей: зазоров, разности температур колец, напряжений и проскальзывания от частоты вращения ротора.

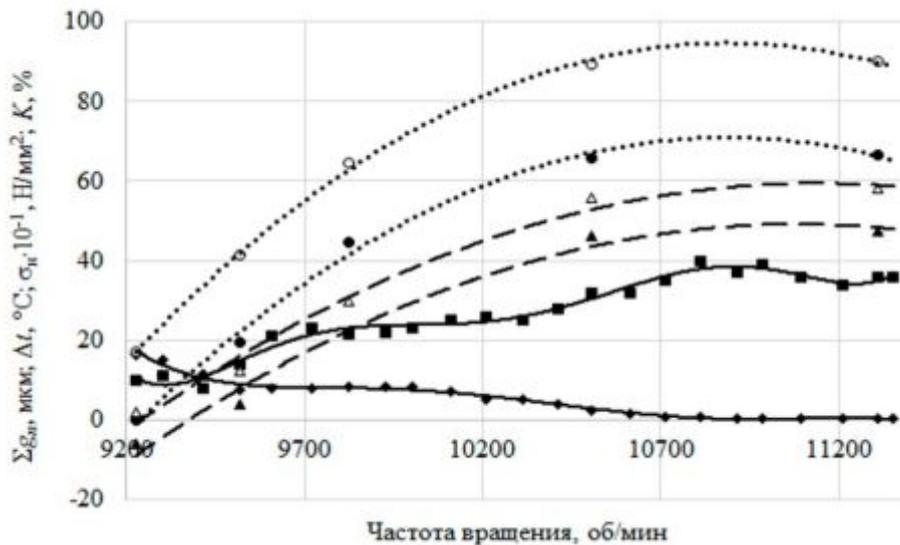


Рис. 4. Кривые зависимостей:

—■— $-\Delta t$, °C разность температур колец; —◆— K %, коэффициент проскальзывания; —●— $-\sigma_n$, Н/мм², напряжения в контакте при зазоре посадки кольца подшипника с демпферной втулкой; —□— $-\sigma_n$, Н/мм², напряжения в контакте при натяге посадки кольца подшипника с демпферной втулкой; —▲— $-\Sigma g_n \cdot 10^3$, мм, натяг в подшипнике при зазоре посадки кольца подшипника с демпферной втулкой; —△— $-\Sigma g_n \cdot 10^3$, мм, натяг в подшипнике при натяге посадки кольца подшипника с демпферной втулкой

Таблица 4 - Значения нагрузок q_n , напряжений σ_n , диаметральных зазоров и натягов и соответствующие им коэффициенты проскальзывания

Параметры	Угловая скорость, об/мин				
	9228	9521	9823	10505	11308
При зазоре кольца с демпферной втулкой:					
q_n , Н/мм	0	7,2	37,4	11,4	83,1
σ_n , Н/мм ²	0	195	447	659	666
Σg_n , мкм	-5,9	4,1	21,3	46,4	47,4
При натяге кольца с демпферной втулкой:					
q_n , Н/мм	5,5	32,3	77,8	150	152
σ_n , Н/мм ²	171	415	644	895	901
Σg_n , мкм	2,1	12,3	29,7	55,8	58,0
K , %	16,4	8	8	2	0,2

Знак «-» означает зазор в подшипнике.

Результаты

1. Определены расчётным путём значения зазоров-натягов и контактных напряжений во всём диапазоне скоростей при испытании двигателя – от 9228 до 11308 об/мин.

2. При частотах вращения 9228-9300-9417 об/мин подшипник работает в условиях радиального зазора или небольшого натяга; внешняя нагрузка на подшипник, составляющая около 6,4 кН, не обеспечивает полного сцепления между роликами и внутренней беговой дорожкой, при этом проскальзывание составляет 16,4-15,1-11,5% соответственно (рис. 4).

3. При одной и той же скорости вала, но при разных исполнениях опоры, отличающихся различными положениями наружного кольца подшипника относительно демпферной втулки, из-за нестабильного зазора посадки значения радиальных зазоров существенно колеблются – от 3 до 1,2 раза при частоте вращения вала 9521 и 11308 об/мин, соответственно; при этом значения контактных напряжений отличаются в 2,1 и 1,35 раза (табл. 4).

4. Из данных табл. 4 и графиков рис. 4 следует:

- наибольшее проскальзывание – до 16,4% – наблюдается при зазоре и натяге до 2,1 мкм и напряжении в контакте от натяга до 171 Н/мм²;

- проскальзывание до 8% наблюдается при натягах от 4,1 до 29,7 мкм и соответствующих напряжениях от натяга 198 ... 644 Н/мм²;

- проскальзывание до 0,2% - при натягах от 47,4 до 58 мкм и контактных напряжениях от 666 до 901 Н/мм².

5. При испытаниях двигателя на режимах 9600-10000 об/мин на кривой разностей температур колец подшипниках (Δt) отмечается горизонтальный участок и соответствующий ему почти постоянный коэффициент проскальзывания $K \approx 7,7...8,4\%$ (рис. 4). Причина этого явления не определена.

6. С увеличением частоты вращения наблюдается некоторая стабилизация значений натяга и контактных напряжений

при $n=10505$ и $n=11308$ об/мин (табл. 4, рис. 4).

Заключение

1. Расчёты показывают, что вследствие температурных деформаций деталей и воздействия сил инерции при вращении в подшипнике возникают большие контактные напряжения от натяга – до 670...900 МПа.

Значительный разброс контактных напряжений объясняется неопределённым положением кольца подшипника в демпферной втулке вследствие заданной технической документацией переходной посадки кольца и втулки.

2. Минимальный разброс контактных напряжений при $n \approx 11300$ об/мин, что соответствует крейсерскому режиму работы ГТД, равен 1,35 раза, что может дать двукратный разброс долговечности подшипника.

3. При более тугой посадке наружного кольца с демпферной втулкой или применении совмещённой опоры, когда кольцо подшипника выполняется заодно с демпферной втулкой, неопределённость деформации кольца подшипника существенно уменьшится и разброс по долговечности также уменьшится.

Следует рассмотреть выбор толщины стенки демпферной втулки с позиции оптимизации по критериям работоспособности: распределения нагрузки по телам качения и уровня контактных напряжений, жёсткости опоры и вибраций.

Библиографический список

1. Макаручук В.В., Петров Н.И., Акифьев В.И. Скольжение в межвальном роликовом подшипнике ГТД // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П.Королёва. 2009. № 3(19), ч. 3. С. 171-177.

2. Беломытцев О.М. Определение влияния различных факторов на зазоры

(натяги) и влияние натягов на распределение нагрузки по телам качения в быстроходных роликоподшипниках // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва. 2009. № 3(19), ч. 3. С. 67-75.

Сведения об авторах

Беломятцев Олег Михайлович, кандидат технических наук, профессор, Пермский национальный научно-исследовательский политехнический университет. E-mail: BOM3101@mail.ru. Область научных интересов: подшипники качения, трибология, передачи.

Пищальников Александр Борисович, ведущий инженер, ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь. E-mail: Gladky@avrad.ru. Область научных интересов: испытания роторов авиационных газотурбинных двигателей.

INFLUENCE OF TENSION AND CONTACT STRESS ON SLIDING IN CYLINDRICAL ROLLER BEARINGS IN SUPPORT OF GAS TURBINE ENGINES

© 2014 O.M. Belomytcev¹, A.B. Pischalnikov²

¹Perm State Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

²Joint Stock Company «Aviadvigatel», Perm, Russian Federation

The tie between coefficient of slip and tight in a roller bearing 1032930 rotors of the turbine jet of PS-90 family with a rated mounting gap of 0,0425 mm is established. Tight in the bearing is defined in the estimated way depending on thermal deformations and inertial forces. Values of temperatures are taken from bench tests of the engine in case of rotational speeds from 9228 to 11308 RPM, the values of tight corresponding to them depend also on fit of an outside ring with the casing (the damping sleeve). In case of fit with tight in the bearing tight makes from 0,021 to 0,058 mm, in case of fit with a gap – from 0,0059 to 0,0478 mm. Owing to volume compressive stress of a shaft and stretching of the casing with a bearing outer ring of value of contact deformations and stress from tight considerably decrease, expressions for determination of each type of deformations are given. Stress of contact deformations is determined by a formula of Hertz and can change from 0 to 901 N/mm² depending on rotational speed and fit of an outside ring with the casing. Curve dependences of values of tight, temperature, contact stress and coefficient of slip from rotational speed are constructed, so in case of tight from 0,0464 to 0,0558 mm and stress from tight of 659-895 N/mm² the coefficient of slip makes about 2%. The valid stress in contact is unknown as conjugation of an outside ring to the casing has indefinite character, in case of the combined support the dispersion on deformation of a ring significantly will decrease that will lead to smaller dispersion on such indexes as coefficient of slip and longevity of the bearing.

Bearing, pressure, contact stress, slippage.

References

1. Makarchuk V.V., Petrov N.I., Akifiev V.I. A separator skidding in the cylindrical roller bearing between shafts of the gas turbine engine // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2009. No. 3(19), part 3. P. 171-177. (In Russ.)

2. Belomytcev O.M. The determination of various factors influencing on change of the mounting fit and calculation procedure of the load distribution in the cylindrical roller bearings operated in tightness // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2009. No. 3(19), part 3. P. 67-75. (In Russ.)

About the authors

Belomytcev Oleg Mikhailovich, Candidate of Science (Engineering), Professor of Perm National Research Polytechnic University. E-mail: BOM3101@mail.ru. Area of Research: rolling bearing, tribology, transmissions.

Pitchalnikov Alexander Borisovich, chief engineer of JSC «Aviadvigatel», Perm. E-mail: Gladky@avrad.ru. Area of Research: test of aviation GTE rotor subjects.

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТУРБИН СВЕРХМАЛОЙ МОЩНОСТИ В СИСТЕМЕ ТУРБОПРИВОДА

© 2014 Д.С. Калабухов, В.А. Григорьев, В.М. Радько

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Турбоприводы сверхмалой мощности (ТПСММ) находят применение в аэрокосмической отрасли и в других отраслях народного хозяйства в качестве источников энергии вспомогательных агрегатов и систем. В настоящее время актуальна задача повышения их эффективности. Одним из наиболее перспективных направлений по её повышению является оптимизация параметров турбоприводов уже на начальных этапах проектирования. В статье рассмотрены вопросы оптимального проектирования турбин сверхмалой мощности (ТСММ), являющихся основным узлом турбоприводов сверхмалой мощности. Освещены основные проблемы оптимизации ТСММ в системе турбопривода в рамках системного подхода к проектированию. Поставлена задача оптимизации как задача условной векторной структурно-параметрической оптимизации. Описаны методы и алгоритмы её решения, обоснованы критерии оценки эффективности ТПСММ, выбраны оптимизируемые параметры турбин осевого и центробежного типов. В качестве критериев эффективности выбраны коэффициент полезного действия (КПД) турбины, её масса, удельный расход рабочего тела, стоимость эксплуатации турбопривода. Обоснована целесообразность выбора расчётного режима в процессе оптимизации режимных параметров по критериям оценки обобщённой по режимам эффективности ТПСММ. Приведены результаты исследований влияния неопределённости проектной информации на величины критериев.

Турбина сверхмалой мощности, турбопривод, оптимизация, выбор параметров, расчётный режим, критерии оценки эффективности, неопределённость.

По аналогии с различными техническими системами, например с авиационными газотурбинными двигателями (ГТД), входящими в состав более сложной системы – летательного аппарата [1], – турбопривод сверхмалой мощности, состоящий из входного устройства, турбины сверхмалой мощности и выходного устройства, как объект проектирования представляет собой подсистему, входящую в состав системы более высокого уровня – турбоагрегата. Турбоагрегат входит в состав энергетической установки (ЭУ) или какого-либо технологического оборудования. Поэтому при начальном проектировании целесообразно рассматривать выбор значений параметров турбин на основе оптимизации по критериям оценки эффективности турбоагрегата или ЭУ в целом. Однако такая системная оптимизация ограничивает возможности создания универсального метода автоматизированного формирования облика турбин сверхмалой мощности, поскольку область применения турбопривода может повлиять не

только на результаты оптимального проектирования, но и на саму методику постановки и решения оптимизационной задачи. Для начального этапа проектирования рекомендуется использование единых подходов к оптимизации турбоприводов, результаты которой могут служить заделом для разработки ТПСММ различного назначения.

При выборе оптимальных значений параметров турбины в системе турбопривода возникает ряд проблем, которые можно выделить в пять групп:

- обоснование метода математической оптимизации;
- обоснование критериев оценки эффективности, их числа и способа представления целевой функции задачи оптимизации;
- выбор необходимого минимума геометрических параметров, подлежащих оптимизации;
- обоснование выбора расчётного режима по заданной циклограмме измене-

ния режимных и термодинамических параметров;

- обоснование полученных результатов оптимизации в условиях неопределённости некоторых исходных данных, наличия проектных ограничений, а также допущений при расчётах.

Описанные выше проблемы свидетельствуют о сложном иерархическом и итерационном характере задачи начального проектирования ТПСММ. Их решение требует применения методов структурно-параметрической оптимизации для обоснованного формирования оптимального облика турбин сверхмалой мощности в системе многорежимного турбопривода.

Постановка задачи оптимального проектирования

Математическая формулировка задачи выбора наилучшего варианта ТСММ из множества возможных и отвечающих техническому заданию вариантов в соответствии с целевой функцией может быть представлена следующим образом. Среди независимых геометрических параметров X и режимов работы U при различных сочетаниях внешних параметров V нужно найти такие, которые обеспечивали бы наивыгоднейшее значение вектор-функции цели Y при условии удовлетворения системы функциональных и параметрических ограничений W в виде уравнений и неравенств, описывающих физические процессы, а также конструктивные, технологические, экономические и другие требования:

$$\begin{cases} Z = f(Y, W) \in R, Y(X, U, V) \rightarrow \min(\max), \\ X = (x_1, x_2, \dots, x_m), \\ U = (u_1, u_2, \dots, u_i), \\ V = (p, b_1, \dots, b_g), \\ W = (X, U, S, V) \leq 0, X_{\min} \leq X \leq X_{\max}, \end{cases} \quad (1)$$

где b_p - p -й вариант задания совокупности исходных данных неопределённых величин;

p - совокупность детерминированных параметров циклограммы многорежимного ТПСММ: $p_{\text{вх}i}^*, p_{\text{вых}i}, T_{\text{вх}i}^*$.

Такая формулировка задачи оптимального проектирования определяет её как задачу условной структурно-параметрической оптимизации, решаемую методами нелинейного программирования. Ввиду многокомпонентности вектор-функции Y её решение напрямую нецелесообразно, поскольку программная реализация методов и алгоритмов в этом случае будет значительна затруднена. Поэтому требуется декомпозиция общей задачи оптимизации на ряд более простых, находящихся между собой в иерархическом соотношении.

Выбор математических методов решения задачи параметрической оптимизации во многом зависит от самого понятия оптимальности решений. Поэтому решение большинства задач параметрической векторной оптимизации наиболее рационально начинать с определения области компромиссов, т.е. подмножества возможных решений, в котором каждое из них находится в пределах допустимых отклонений локальных критериев от своих оптимальных значений

Задача оптимизации ТСММ многопараметрическая с числом параметров $m > 3$, и области наивыгоднейших значений параметров в пространстве параметров $\{X\}$ представляют собой гиперповерхности, не отображаемые в трёхмерном пространстве. Однако в случае числа критериев $r \leq 3$ эту область можно отобразить в пространстве критериев $\{Y\}$ как совокупность точек с рациональными значениями параметров. На рис. 1 показано отображение в область D_Y пространства критериев $\{Y\}$. Показанный пример справедлив для $r = 2$ и $m \geq 2$ с условием, что область рациональных значений в пространстве $\{X\}$ построена для $x_{j\text{opt}}$ с $j = 3, \dots, m$ ($j \in N$).

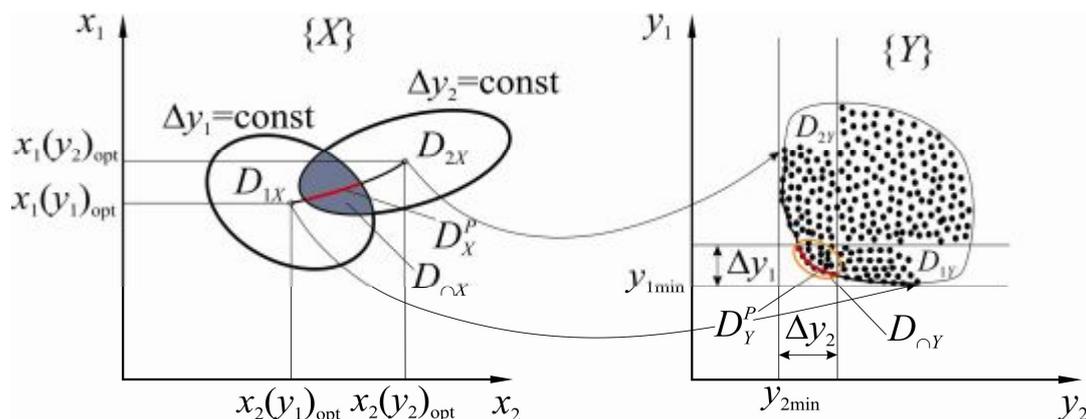


Рис. 1. Отображение вектор-функцией $Y(X)$ множества наивыгоднейших значений D_X пространства варьируемых параметров $\{X\}$ в область D_Y пространства критериев $\{Y\}$

С учётом тензорного характера задачи оптимизации ТСММ область компромиссов есть результат пересечения подмножеств параметров, наивыгоднейших по разным критериям при различных вариантах сочетаний исходных данных.

Множество значений параметров D_{cX} , заключённых внутри этой области, можно назвать *рациональными* значениями параметров. На рис. 1 показано образование области компромиссов в пространствах $\{X\}$ и $\{Y\}$. В последнем случае заметно, что часть решений из этой области лучше других. Решения, которые нельзя одновременно улучшить по нескольким критериям, называются Парето-оптимальными, и именно они в полной мере являются рациональными [1]. Геометрическая интерпретация фронта Парето D_Y^P из пространства $\{Y\}$ представляет собой множество Парето D_X^P в пространстве $\{X\}$.

Методы и алгоритмы численной параметрической оптимизации

Для решения задачи многокритериальной оптимизации можно использовать различные методы, позволяющие построить приближённую область компромиссных по Парето решений с учётом нелинейных ограничений: численные методы сканирования пространства критериев на основе взвешенных сумм, ϵ -ограничений, достижения целей [2], генетических алгоритмов [3]. Аналитические методики характеризуются сложностью реализации

алгоритмов, а методики взвешенных сумм и ϵ -ограничений предполагают скаляризацию векторной задачи, что не всегда эффективно для решения сложных оптимизационных задач в условиях неопределённости исходных данных. Основным недостатком генетических алгоритмов можно назвать зависимость результатов оптимизации от настройки алгоритма по параметрам численности популяции, селекции, кроссинговера и мутации и т.д. [3], что вносит дополнительную неопределённость в задачу оптимизации.

В работе для отыскания приближённых Парето-оптимальных решений был использован метод достижения цели Ф. Гембики [4]. Метод включает в себя множество намерений проектировщика Y^* , которое связано с множеством целей $Y(X) = \{y_1(X), y_2(X), \dots, y_s(X)\}$. Относительная недо- или передостижимость поставленных целей контролируется посредством вектора взвешенных коэффициентов $\Omega = \{\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_s\}$ и может быть представлена как задача оптимизации с формулировкой

$$\begin{cases} \min_{\Gamma \in R, X \in D_\Gamma} \Gamma, \\ y_r(X) - \omega_r \Gamma \geq y_r^*. \end{cases} \quad (2)$$

Член $\omega_r \Gamma$ формирует направления поиска в пределах области допустимых значений функции $D_\Gamma \subset D_Y$ от конца вектора Ω до конца вектора возможных значений функции в пределах допуска $\Gamma = \{\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_e\}$.

В задаче оптимального проектирования ТПСММ в качестве множества намерений Y^* удобно использовать вектор критериев Y_{\min} с минимальными значениями при условии оптимизации по каждому из критериев y_r в отдельности. Конечно, такое намерение недостижимо при многокритериальном поиске.

Целесообразно установить весовой вектор Ω равным исходному намерению Y^* . Тогда поиск будет вестись от точки $P \in Y^*$, а задача оптимизации (2) будет означать минимизацию вектора критериальных отклонений ΔY в пределах вектора критериальных допусков $\Delta Y_{\max} = Y_{\max} - Y_{\min}$

$$\begin{cases} \min_{\Delta Y \in R, X \in D_r} \Delta Y, \\ \frac{y_r(X) - y_r^*}{y_r^*} \geq \Delta y_r, \end{cases} \quad (3)$$

где Δy_r – величина, показывающая, на сколько процентов отличается рациональное решение от оптимального по r -му критерию. Это позволяет проектировщику оценить допустимость такого решения относительно допусков Δy_r .

Найденная таким образом область Парето-оптимальных решений включает в себя параметры, соответствующие наилучшей совокупной эффективности турбопривода во всём диапазоне вероятных значений исходных проектных данных. Если такая область оказывается слишком широкой, то для её сужения используется какой-либо принцип оптимальности. В условиях неопределённости исходных данных наиболее эффективен минимаксный принцип сужения области компромиссов, гарантирующий надёжность выбираемого решения [5]:

$$\min_q \max_r \Delta y_{qr} \rightarrow X_R^P, \quad (4)$$

где X_R^P – выбранный методом минимакса вектор рациональных параметров.

При наличии нелинейных ограничений в виде равенств и неравенств задачи поиска и последующего сужения фронта Парето можно решать с помощью алгоритмов нелинейного программирования. Для реализации методов поиска рацио-

нальных решений использовался алгоритм последовательного квадратичного программирования (SQP), обладающий высокой эффективностью и быстрой сходимостью [6].

Обоснование и выбор критериев оценки эффективности

В большинстве случаев важнейшими критериями оценки являются энергетические характеристики привода – КПД $\eta_{\text{тп}}$ и удельный расход рабочего тела $G_{\text{тп уд}} = (G/N)_{\text{тп}}$. Однако не менее важную роль играют массогабаритные и стоимостные критерии [7], такие как масса турбопривода $M_{\text{тп}}$, удельная масса $\gamma_{\text{тп}} = (M/N)_{\text{тп}}$, стоимость жизненного цикла $S_{\text{ж тп}}$.

Оценка эффективности многорежимных турбоприводов зачастую проводится по критериям $\eta_{\text{тп}\Sigma}$ и $G_{\text{тп уд}\Sigma}$, которые характеризуют осреднённую энергетическую эффективность цикла работы турбопривода [8]. Величины этих критериев определяют потребный запас рабочего тела на борту летательного аппарата (ЛА) и, соответственно, его массу, из чего можно сделать вывод о взаимосвязи энергетической и массовой эффективности в случае автономного использования ТПСММ. Но с учётом того, что в периоды неиспользования в полёте ТПСММ (последний становится «балластом», что особенно актуально для малоразмерных ЛА специального назначения), следует учитывать и его собственную массу при комплексной оценке массовой эффективности бортового турбопривода. Такую оценку можно провести, используя критерий суммарной массы

$$M_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n G_{\text{тп}i} \tau_i + M_{\text{тп}}, \quad (5)$$

где $G_{\text{тп}i}$ – средний расход рабочего тела на i -м режиме работы турбопривода;

$\tau_i = t_{i+1} - t_i$ – время работы на i -м режиме работы турбопривода, определяемое как разница между временем конца и начала работы на этом режиме.

Для оценки массового совершенства ТПСММ с заданным графиком нагрузки $N = f(\tau)$ и возможности сравнения эффективности различных по мощности турбоприводов следует использовать критерий удельной суммарной массы

$$\mu_{\text{тп}\Sigma} = \frac{\sum_{i=1}^n G_{\text{тп}i} \tau_i + M_{\text{тп}}}{\sum_{i=1}^n N_{\text{тп}i} \tau_i} = \frac{\sum_{i=1}^n G_{\text{тп уд}i} N_{\text{тп}i} \tau_i + M_{\text{тп}}}{\sum_{i=1}^n L_{\text{стп}i} G_{\text{тп}i} \eta_{\text{тп}i} \tau_i} = G_{\text{тп уд}\Sigma} + M_{\text{тп уд}\Sigma} \cdot (6)$$

Отсюда следует, что критерий μ_{Σ} связывает между собой обобщённый удельный расход $G_{\text{тп уд}\Sigma}$ и удельную массу многорежимного ТПСММ $M_{\text{тп уд}\Sigma}$.

Учёт стоимостных критериев на этапе начального проектирования ТПСММ затруднён из-за слабой или нечёткой взаимосвязи между большинством составляющих таких критериев и параметрами турбины или ТПСММ в целом [7].

Также существует ряд проблем, препятствующих созданию моделей трудоёмкости изготовления лопаточных венцов. Стоит отметить, что использование моделей трудоёмкости может быть обосновано при выполнении следующих условий:

- определено оборудование, на котором будут изготавливаться ТПСММ, его материал и технология, по которой будут создаваться приводы;
- известна квалификация рабочих, создающих ТПСММ;
- производство ТПСММ носит массовый или серийный характер.

На самых ранних этапах проектирования первые два условия зачастую не выполняются, что лишает смысла оценки эффективности привода по математической модели, заложенной под конкретные условия производства. Кроме того, значительная часть аэрокосмических ТПСММ специального назначения изготавливается в порядке единичного или мелкосерий-

ного производства, и трудоёмкость их изготовления слабо влияет на принятие решений при формировании облика турбины в системе турбопривода.

Принимая во внимание вышесказанное, оценку стоимости на начальном этапе проектирования следует проводить по критерию эффективности изготовления и эксплуатации в течение периода функционирования τ

$$S_{\Sigma} = S_G \sum_{i=1}^n G_{\text{д}i} \tau_i + S_M M_{\text{тп}}, \quad (7)$$

где S_G , S_M – соответственно удельные стоимости 1 м³ сжатого газа и 1 м³ материала турбопривода, руб./м³ или руб./кг.

В случае турбопривода длительного функционирования с заданной величиной ресурса для заказчика большой интерес может представлять минимизация стоимости его эксплуатации в течение этого периода

$$S_{\Sigma p} = S_G N_p \sum_{i=1}^n G_{\text{тп}i} \tau_i + S_M M_{\text{тп}}, \quad (8)$$

где N_p – ресурс ТПСММ в циклах его функционирования, представляющий собой отношение величины ресурса τ_p к периоду функционирования τ .

Выбор оптимизируемых параметров

Выбор оптимизируемых параметров в значительной мере влияет на процесс формирования оптимального облика ТПСММ. Кроме того, эти параметры могут быть использованы в качестве варьируемых факторов в плане экспериментальных исследований для составления зависимостей критериев оценки эффективности от параметров. Одно из требований, предъявляемых к плану эксперимента – обеспечение независимости факторов, т.е. возможности установления фактора на любом уровне вне зависимости от уровней других факторов. Поэтому совокупность оптимизируемых параметров следует выбирать из условия независимости факторов плана эксперимента.

Влияние геометрических параметров входных и выходных устройств не только

на массогабаритные показатели турбопривода, но и на его КПД, на настоящий момент практически не изучено. Кроме того, достаточно большое число вариантов конструкции этих устройств повышает сложность оценки эффективности турбоагрегатов, поскольку от их типа зависят выражения для оценки массогабаритных и технико-экономических показателей. Поэтому в качестве оптимизируемых были приняты параметры ТСММ, входящей в состав ТПСММ, соответствующие параметрам плана эксперимента [9]: параметр нагруженности Y_T и степень понижения давления π_T и восемь безразмерных геометрических параметров: относительная высота лопатки $h_{CA}/D_{1(ср)}$, эффективный угол на выходе из соплового аппарата (СА) $\alpha_{1эф}$, степень парциальности ϵ , отношение выходного диаметра РК к его входному диаметру - $\bar{D} = D_2/D_1$, густота решётки $(b/t_{ср})_{РК}$, эффективный угол на выходе из рабочего колеса (РК)

$\beta_{2эф}$, отношение площади на выходе из РК ко входу - $\bar{F}_{РК} = F_2/F_1 = \bar{D}h_{РК}$ и фактор масштабности - $\bar{D}_l = D_{1(ср)}/D_{1(ср)исп}$, где $D_{1(ср)исп} = 50$ мм – диаметр испытуемой турбины с максимально достигнутым в ходе экспериментальной доводки КПД. При оптимизации осевой турбины сверхмалой мощности (ОТСММ) вместо \bar{D} и $\bar{F}_{РК}$ использовались параметры относительной толщины выходной кромки лопатки $\bar{\delta}_{крСА}$ и удлинения СА $(s/h)_{СА}$.

Обоснование и выбор расчётного режима

Для определения оптимальных геометрических параметров ТСММ необходимо выбрать режим, на котором наиболее целесообразно проводить оптимизацию. Согласно заданной циклограмме работы турбопривода он работает на нескольких режимах (рис. 2).

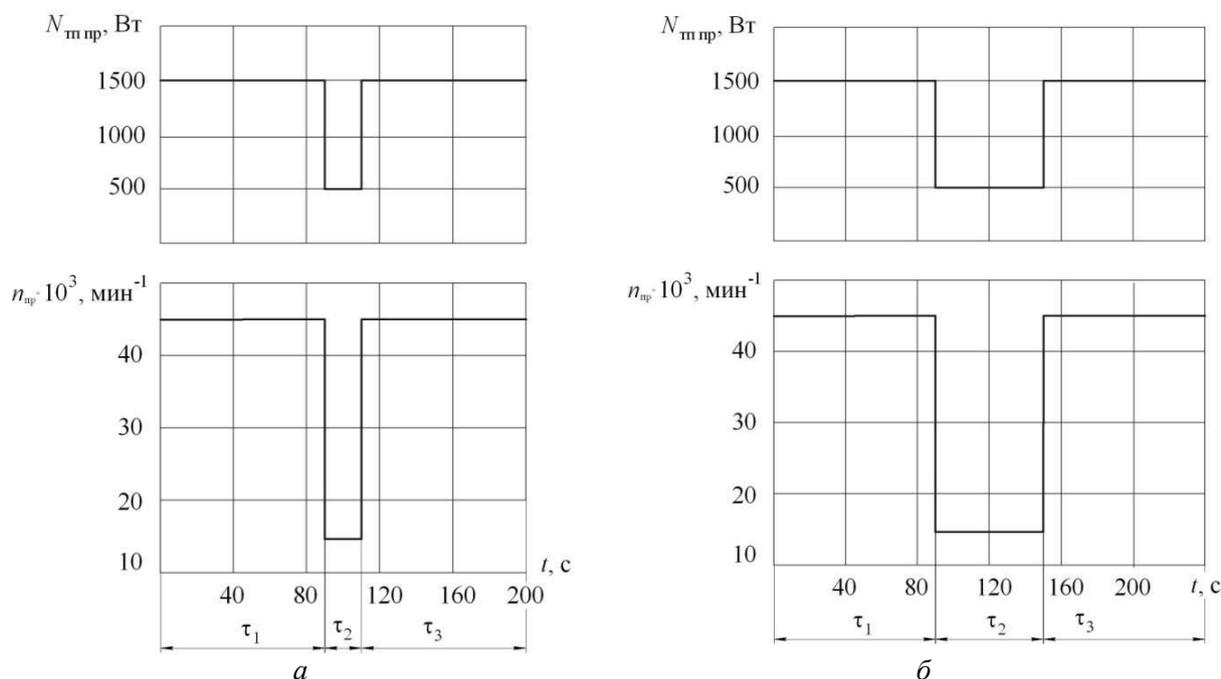


Рис.2. Варианты циклограмм работы ТПК: а) $\tau_2 = 20$ с; б) $\tau_2 = 60$ с

Каждому из этих режимов соответствуют значения параметров Y_T , π_T , мощности, удельного расхода рабочего тела и т.д. Поскольку только один режим может быть выбран в качестве расчётного, то возникают следующие вопросы: какой из

режимов наиболее целесообразен в качестве расчётного и как учесть при оптимизации геометрии на этом режиме влияние других рабочих режимов ТПСММ.

Исследования показали, что выбор в качестве расчётного одного из эксплуата-

ционных режимов по наилучшему значению КПД на этом режиме не всегда обеспечивает максимальную энергетическую эффективность в течение всего периода функционирования турбопривода. Это подтверждают результаты оптимизации центростремительной турбины сверхмалой мощности (ЦС ТСММ) по общему удельному расходу $G_{тпуд\Sigma}$ и общей удельной массе $M_{тпуд\Sigma}$ турбопривода.

Варианты циклограмм исследуемого турбопривода коммутирующего устройства (ТПК) изображены на рис. 2. Параметры внешних условий $T_{вхпр}^* = 293$ К, $p_{вхпр}^* = 600$ кПа и $p_{выхпр} = 100$ кПа оставались постоянными в течение всего периода функционирования ТПК.

Сравнение приведённых в табл.1 результатов оптимизации по критериям $G_{тпуд\Sigma}$ и $M_{тпуд\Sigma}$ показывает, что если время работы τ_i на одном из них пренебрежительно мало по сравнению с τ_i на остальных режимах (рис. 2а), то определённый в

процессе оптимизации расчётный режим почти совпадает с режимом τ_{max} , т.е. в подобных случаях можно считать расчётный режим заранее заданным. В противном случае (рис. 2б), наивыгоднейшим может оказаться режим, не совпадающий с эксплуатационным. В данном примере замена варианта расчётного режима τ_1 на режим с параметрами $N_{тппрр} = 460$ Вт и $n_{прр} = 42000$ мин⁻¹ привела к снижению $G_{тпуд\Sigma}$ на 3,5% и уменьшению $M_{тпуд\Sigma}$ на 15% при $p_{вхпр}^* = 600$ кПа, а при $p_{вхпр}^* = 250$ кПа эти величины уменьшились на 18% и 30% соответственно.

Выбор геометрии турбины с лопаточными углами на входе в рабочее колесо, которые обуславливают минимальные суммарные кромочные потери в процессе работы ТПСММ на заданных режимах, может быть реализован посредством оптимизации режима работы ТСММ, т.е. варьирования, в общем случае, режимных параметров Y_T и π_T .

Таблица 1 – К обоснованию и выбору расчётного режима ТПК

Критерий оценки эффективности	Вариант расчётного режима при $\tau_2 = 20$ с			Вариант расчётного режима при $\tau_2 = 60$ с		
	№1	№2	opt	№1	№2	opt
$G_{тпуд\Sigma}$, кг/кВт·с	0,0186	0,022	0,0186	0,0207	0,0211	0,02
$M_{тпуд\Sigma}$, кг/кВт·с	0,00074	0,001	0,00073	0,00089	0,0009	0,00072

Влияние неопределённости исходной проектной информации при выборе параметров

Отыскание области компромиссов и выбор из неё рациональных значений параметров усложняется из-за наличия в задаче оптимизации большого числа неопределённых величин, для которых отсутствуют или неизвестны законы распределения, что не позволяет решить задачу оптимизации стохастическими методами [5]. Вероятные пределы изменения величин подобных проектных данных ТПСММ можно оценить, например, с помощью метода экспертных оценок или путём анализа соответствующей научно-технической литературы. Тогда возможно

определение границы гарантируемого фронта Парето, соответствующего наиболее неблагоприятным, с точки зрения влияния на размеры последнего, сочетаниям возможных значений исходных данных.

В табл.2 представлена классификация параметров, величины которых, зачастую, не могут быть заданы единственным числом. Для отыскания устойчивых значений искомым параметрам следует априорно оценить наиболее неблагоприятные сочетания исходных проектных данных неопределённой величины b_p .

Используются специальные коэффициенты чувствительности оптимальных значений x_j к изменению основных про-

ектных данных $K_{b_p}^x$, а также соответствующие коэффициенты чувствительности оптимальных величин критериев $K_{b_p}^y$:

$$K_{b_p}^x = \frac{\delta x_{opt b_p}}{\delta b_p}; K_{b_p}^y = \frac{\delta y_{opt b_p}}{\delta b_p}, \quad (9)$$

Таблица 2 – Неопределённые исходные данные задачи начального проектирования многорежимного ТПСММ

Название параметра или соотношения	Обозначение	Абсолютный диапазон изменения величины	Отношение к узлу и типу ТПСММ	Тип параметра или соотношения
Коэффициент потери заторможенного давления	$\sigma_{вх}^*$	0,85...0,95	Входное устройство	Газодинамический
Коэффициент совершенства выходного устройства	$\eta_{вых}$	0,97...0,995	Выходное устройство турбопривода с осевой турбиной	Газодинамический
Начальное давление заторможенного потока на входе в турбопривод	$p_{вхнач}^*$	1,05...6	Входное устройство	Режимный
Период работы на одном режиме	τ	Задаётся циклограммой	-	Режимный
Коэффициент увеличения длины турбопривода	$k_{лвх}$	0,5...5	Входное устройство	Конструктивный
Коэффициент увеличения длины турбопривода	$k_{лвых}$	1...5	Выходное устройство	Конструктивный
Отношение ширины обода заготовки РК к диаметру на входе в РК	$B_{н}/D_1$	0,1...0,15	Центростремительная турбина	Конструктивно-технологический
Относительный осевой зазор	$\delta_o/h_{сА}$	0,125...0,625 0,16...0,48	Центростремительная турбина Осевая турбина	Конструктивно-технологический

где $\delta x_{opt b_p} = \frac{x_{opt b_p} - x_{opt баз}}{x_{opt баз}}$;

$$\delta y_{b_p}^* = \frac{y_{b_p}^* - y_{баз}^*}{y_{баз}^*};$$

$$\delta b_p = \frac{b_p - b_{баз}}{b_{баз}} \text{ - относительное изменение}$$

p -го варианта задания исходных данных вектора неопределённых величин.

Влияние неопределённости исходных данных было рассмотрено на примере проектирования турбопривода на постоянном режиме с $N_{тппр} = 700$ Вт, $n_{пр} = 15000$ мин⁻¹. Температура на входе $T_{вх}^* = 300$ К, давление на выходе $p_{вых} = 100$ кПа. Давление $p_{вх}^*$ выдерживалось постоянным, однако его величина заранее неопределённа. Турбопривод проектировался в двух вариантах схемного исполнения. Диапазоны изменения влияющих исходных данных в абсолютном и относитель-

ном виде приведены в табл. 3. За базовые значения принимались наилучшие по отношению к величинам критериев оценки эффективности.

Таблица 3 – Относительное изменение величин неопределённых данных в диапазонах от наихудшего до наилучшего варианта их значений

Параметр b_p	Диапазон изменения величины	Относительное изменение величины δb_p
$\sigma_{вх}$	0,85...0,95	-0,105
$p_{вх}^*$, кПа	200...600	2 (по $\eta_{тп}$); -0,67 (по S_{Σ})
τ , с	20...60	2
$k_{лвх}$	0,5...5	9
$k_{лвых}$	1...5	4
$B_{н}/D_1$	0,1...0,15	0,5
$\eta_{вых}$	0,97...0,995	-0,025
S_G , руб./м ³	0,3...0,8	1,667
S_M , руб./кг	120...180	0,5

Результаты исследований по влиянию неопределённости некоторых исходных данных на величины критериев оценки эффективности показаны на рис.3. Все

зависимости построены при фиксации значений остальных неопределённых величин, соответствующих середине диапазонов их разброса.

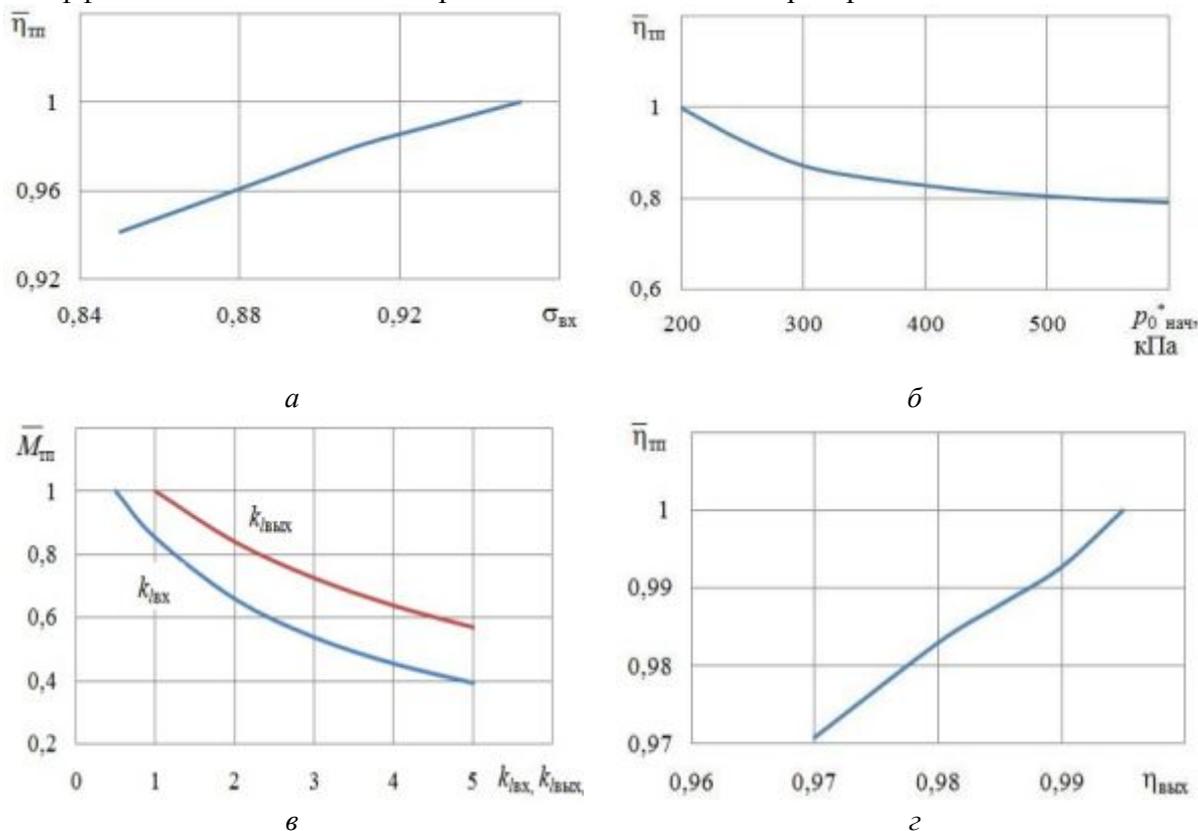


Рис. 3. Влияние изменения исходных данных на относительные величины критериев оценки эффективности:

$$а) \bar{\eta}_{тп} = \frac{\eta_{тп}}{\eta_{тп\max}} = f(\sigma_{вх}); б) \bar{\eta}_{тп} = f(p_{0\text{ нач}}^*); в) \bar{M}_{тп} = \frac{M_{тп\min}}{M_{тп}} = f(k_{1вх}) \text{ и } \bar{M}_{тп} = f(k_{1вых}); г) \bar{\eta}_{тп} = f(\eta_{вых})$$

Исследования показали, что на массовые и энергетические критерии оценки эффективности влияют, соответственно, параметры конструктивного и газодинамического типов, но лишь часть влияющих факторов способствует смещению величин оптимизируемых параметров, а величина S_G и вовсе не влияет на эффективность турбопривода (впрочем, это справедливо лишь для турбоприводов кратковременного функционирования). Тем не менее, значения коэффициентов $K_{b_p}^x, K_{b_p}^y$ влияющих факторов и характер протекания зависимостей на рис. 3 позволяет сделать заключение о целесообразности учёта неопределённости исходных данных на этапе начального проектирования ТСММ и применения методов поиска

гарантированных устойчивых решений при формировании рационального облика ТПСММ.

Выводы

В статье описаны основные проблемы оптимального проектирования турбин сверхмалой мощности, аналогичные тем, что возникают при оптимизации параметров авиационных ГТД [5]. Для решения каждой из этих проблем возможны различные подходы, но наиболее целесообразным является оптимизация режимных и геометрических параметров ТСММ в системе определённого турбопривода на основе критериев оценки его эффективности.

Показана целесообразность применения метода выбора оптимального ре-

жима, отличного от известного [8] тем, что режимные параметры оптимизируются наряду с геометрическими, что обеспечивает возможность минимизации кромочных потерь в процессе функционирования турбопривода по всем эксплуатационным режимам.

Приведены результаты исследований по влиянию параметров неопределённых величин на основные критерии оценки эффективности ТПСММ. Сделан вывод о существенном влиянии выбора значений таких параметров на результаты оптимизации, вследствие чего необходим учёт неопределённости исходной проек-

тной информации для получения оптимальных решений при выборе параметров ТСММ.

Полученные в статье результаты и выводы могут быть использованы в процессе формирования рационального конструктивно-геометрического облика ТСММ в системе турбопривода.

Работа выполнена при государственной поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках реализации мероприятий Программы по повышению конкурентоспособности СГАУ среди ведущих мировых научно-образовательных центров на 2013-2020 годы.

Библиографический список

1. Подиновский В.В., Ногин В.Д. Парето-оптимальные решения многокритериальных задач. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2007. 256 с.
2. Трифонов А.Г. Optimization Toolbox 2.2. Руководство пользователя. http://matlab.exponenta.ru/optimiz/book_1/-21.04.12.html.
3. Панченко Т.В. Генетические алгоритмы: учебно-методическое пособие / под ред. Ю.Ю. Тарасевича. Астрахань: Астраханский университет, 2007. 87 с.
4. Gembicki F.W. Vector Optimization for Control with Performance and Parameter Sensitivity Indices. Ph.D. Thesis, Case Western Reserve Univ. Cleveland, Ohio, 1974.
5. Маслов В.Г., Кузьмичёв В.С., Коварцев А.Н., Григорьев В.А. Теория и методы начальных этапов проектирования авиационных ГТД: учеб. пособие. Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет, 1996. 147 с.
6. Измаилов А.Ф., Солодов М.В. Численные методы оптимизации: учебное пособие. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2005. 304 с.
7. Григорьев В.А., Радько В.М., Калабухов Д.С. Выбор и обоснование критериев оценки эффективности турбоприводов сверхмалой мощности // Материалы Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». Ч. 1. Самара: СГАУ, 2011. С. 42-43.
8. Матвеев В.Н. Метод проектного расчёта многорежимных турбоприводов на базе центростремительных турбин // Вестник СГАУ. Серия: Проблемы развития двигателестроения. 1999. Вып. 3, ч. 2. С. 14-19.
9. Григорьев В.А., Радько В.М., Калабухов Д.С. Планирование факторного эксперимента при испытаниях одноступенчатых турбин сверхмалой мощности // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2011. № 6(30). С. 81-91.

Информация об авторах

Калабухов Дмитрий Сергеевич, младший научный сотрудник научно-образовательного центра газодинамических исследований, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail:

dskalabuhov@gmail.com. Область научных интересов: рабочие процессы в турбинах сверхмалой мощности.

Григорьев Владимир Алексеевич, доктор технических наук, профессор кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный

аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: va_grig@ssau.ru. Область научных интересов: испытание авиационных двигателей, начальное проектирование газотурбинных двигателей.

Радько Владислав Михайлович, кандидат технических наук, доцент ка-

федры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: radko@ssau.ru. Область научных интересов: рабочие процессы в турбинах сверхмалой мощности.

PROBLEMS OF ULTRALOW POWER TURBINE DESIGN IN A TURBINE DRIVE SYSTEM

© 2014 D.S. Kalabuhov, V.A. Grigoryev, V.M. Rad'ko

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

Ultralow power turbine drives (ULPTD) are used in the aerospace industry and in other sectors of the economy as source of energy for ancillary systems. At present, the actual task is improvement of their efficiency. One of the most promising areas for its increase is to optimize the parameters of turbine drive already in the early stages of design. The article discusses the design of optimal ultralow power turbine (ULPT), which is the main hub of ultralow power turbine drive. The basic problems of ultralow power turbine drive system optimization through a systemic approach to design. The problem of optimization is tasked as a problem of the conventional vector structural-parametric optimization. Methods and algorithms for its solution, justified criteria for ULPTD effectiveness evaluating, selected optimized parameters of axial and centrifugal turbines types are described. As the performance criteria is selected coefficient of performance (COP) of the turbine, its mass, the specific consumption of the working fluid, the cost of operating turbine drive. Expediency calculation mode selection in the optimization process of regime parameters evaluation criteria for generalized on ULPTD modes efficiency is grounded. Results on the effect of uncertainty on the value of project information criteria are given.

Ultralow power turbine, turbine drive, optimization, choice of parameters, settlement mode, the performance criteria, the uncertainty.

References

1. Podinovskii V.V., Nogin V.D. Pareto-optimal'nye resheniya mnogokriterial'nykh zadach [Pareto-optimal solutions of multiobjective problems]. Moscow: FIZMATLIT Publ., 2007. 256 p.
2. Trifonov A.G. Optimization Toolbox 2.2. Rukovodstvo pol'zovatelya [User manual]. Available at: http://matlab.exponenta.ru/optimiz/book_1/-21.04.12.html.
3. Panchenko T.V. Geneticheskie algoritmy: uchebno-metodicheskoe posobie / pod red. Yu.Yu. Tarasevicha [Genetic algorithms: a teaching manual / ed. by Yu.Yu. Tarasevich]. Astrakhan: Astrakhan University Publ., 2007. 87 p.
4. Gembicki F.W. Vector Optimization for Control with Performance and Parameter Sensitivity Indices. Ph.D. Thesis, Case Western Reserve Univ. Cleveland, Ohio, 1974.
5. Maslov V.G., Kuz'michev V.S., Kovartsev A.N., Grigoriev V.A. Teoriya i metody nachal'nykh etapov proektirovaniya aviatsionnykh GTD: ucheb. posobie [Theory and methods of the GTE initial design stages]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 1996. 147 p.

6. Izmailov A.F., Solodov M.V. Chislennyye metody optimizatsii: uchebnoye posobie [Numerical optimization: a tutorial]. Moscow: FIZMATLIT Publ., 2005. 304 p.

7. Grigoriev V.A., Rad'ko V.M., Kalabuhov D.S. Selection and justification of criteria for evaluating of ultralow power turbine drive efficiency // Proceedings of the International Scientific and Technical Conference "Problems and prospects of the engine production." Part 1. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2011. P. 42-43. (In Russ.)

8. Matveev V.N. The method of design calculation of multimode turbine drive based on centripetal turbines // Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta. Seriya: Problemy razvitiya dvigatelestroeniya. 1999. Iss. 3, part 2. P. 14-19. (In Russ.)

9. Grigoriev V.A., Rad'ko V.M., Kalabuhov D.S. Planning a factorial experiment for testing a single-stage ultralow power turbine // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2011. No. 6(30). P. 81-91. (In Russ.)

About the authors

Kalabuhov Dmitry Sergeevich, junior researcher of SEC GDR, Samara State Aerospace University. E-mail: dskalabuhov@gmail.com. Area of Research: working processes in ultralow power turbines.

Grigoriev Vladimir Alekseevich, Doctor of Science (Engineering), professor of the aircraft engines theory department, Samara State Aerospace University. E-mail:

va_grig@ssau.ru. Area of Research: the choice of parameters and design of small gas turbine engines.

Radko Vladislav Mikhailovich, Candidate of Science (Engineering), associate professor of the aircraft engines theory department, Samara State Aerospace University. E-mail: radko@ssau.ru. Area of Research: working processes in ultralow power turbines.

УДК 629.7+621.791

ОСОБЕННОСТИ ЛАЗЕРНОЙ СВАРКИ ТОНКИХ ДЕТАЛЕЙ АВИАЦИОННО-КОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ

© 2014 В.Г. Смелов, А.В. Сотов, М.В. Львов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье рассмотрена методика оптимизации технологического процесса лазерной сварки малых толщин конструкций авиационно-космической техники. Суть методики заключается в многовариантном итерационном выборе технологических параметров. Использование данной методики позволяет существенно уменьшить время технологической подготовки производства, а также долю экспериментальных исследований. Экспериментальным подтверждением стало проведение работ по лазерной сварке встык деталей малых толщин 0,12 мм, материал свариваемых образцов - сплав на никелевой основе. Были проведены работы по определению химического состава сплава образцов, моделированию и разработки специального приспособления для сварки изделий. Лазерная сварка проводилась на технологической установке, включающей в себя импульсный твёрдотельный лазер на YAG:Nd с длиной волны излучения 1,06 мкм. На основании разработанной методики оптимизации были подобраны параметры технологического процесса сварки. По результатам работы определялось качество сварного соединения образцов с помощью металлографического исследования сварного шва, также были выполнены испытания механических свойств стыкового сварного соединения образцов, определялся предел прочности при растяжении. Разработанная методика оптимизации технологического процесса лазерной сварки деталей малых толщин позволяла добиться высокого качества сварного соединения, не содержащего дефектов в поверхностном слое.

Лазерная сварка, сварка встык, детали малой толщины, оптимизация параметров сварки.

Технология лазерной сварки доказала своё соответствие жёстким требованиям аэрокосмической промышленности в области качества и стабильности, и предстала в качестве привлекательной альтернативы для таких более традиционных способов сварки, как пайка, точечная контактная сварка, газовольфрамовая и электронно-лучевая сварка. Благодаря судам коммерческой авиации нового поколения, сконструированным российскими производителями, главными требованиями клиентов стали менее шумные, топливосберегающие суда, не оказывающие отрицательного воздействия на окружающую среду. Изготовители воздушных судов также обеспокоены влиянием их производственных процессов на окружающую среду и хотят снизить его посредством применения технологий с минимальной затратой энергии и максимально эффективными материалами.

Одним из способов достижения данных задач и создания более экономичных

судов является использование конструкций, снижающих массу воздушного судна. Использование лазерных технологий позволяет решить эту задачу [1].

До применения лазера считалось, что металлический шов непригоден для самолётов — слишком слабый и легко разрушаемый. Его требовалось укреплять клёпкой, что сильно снижало такую характеристику, как обтекаемость. Лазер же позволяет значительно уменьшить общий вес конструкции, а главное получить высококачественный прочный шов.

Геометрия шва или размеры литой зоны (диаметр и глубина проплавления) определяют прочность соединения. Эти параметры зависят от плотности мощности излучения, времени длительности импульса и диаметра сфокусированного луча на поверхности свариваемых деталей. Для подбора оптимальных режимов лазерной сварки конструкций малых толщин была разработана методика.

На этапе оценки начального состояния поверхностей необходимо определить свариваемость сталей, характеризующую качество сварного шва. Обобщённо под свариваемостью понимают возможность получения на данной стали сварного соединения с высокими свойствами, не уступающими свойствам основного свариваемого металла и высокого качества — отсутствия различного рода сварочных дефектов (пор, трещин, шлаковин и др.). Ухудшение свариваемости стали вызывает образование горячих трещин при сварке и холодных трещин в сварных соединениях, сильный рост зерна в околошовной зоне, с образованием в зоне теплового влияния мартенсита или бейнита полностью или частично с высокой хрупкостью, значительно превышающей хрупкость свариваемой стали; образование разупрочнённых участков в зоне теплового влияния; возникновение в зоне нагрева участков, склонных к дисперсионному упрочнению, либо сразу после сварки, либо со временем; возникновение высоких остаточных напряжений и деформаций.

С использованием разработанной методики был проведён подбор параметров технологического процесса. При относительно низких плотностях мощности $10^5 \dots 10^6$ Вт/см² и длительностях импульса излучения $10^{-3} \dots 10^{-2}$ с передача тепла в глубь свариваемых материалов осуществляется в основном по механизму теплопроводности. Как ванна расплава, так и зона проплавления после затвердевания в этом случае имеют форму, близкую к сферической. Выбор соответствующих значений длительности импульса и плотности мощности даёт возможность достаточно точно регулировать глубину проплавления и осуществлять сварку тонкостенных изделий [2].

Длительность импульса излучения определяет время, в течение которого происходит воздействие излучения на свариваемый материал. Для стали оптимальный диапазон длительности импульса лазерного излучения составляет $5 \cdot 10^{-3} \leq \tau \leq 8 \cdot 10^{-3}$ с. После подбора соответствующих

параметров производится операция лазерной сварки.

Экспериментальным подтверждением разработанной методики было проведение работ по импульсной лазерной сварке пластин малых толщин (0,12 мм). Материал свариваемых образцов - сплав на никелевой основе. Химический состав сплава представлен в табл. 1.

Таблица 1 - Химический состав сплава

Химический элемент	Массовая доля элемента, %
Никель	основа
Марганец	34,0-37,0
Хром	17,0-20,0
Бор	0,1-0,2
Кобальт	8,0-10,0

Анализ химического состава показал, что влияние марганца на свариваемость связано главным образом с повышением склонности к появлению элементов закалочных структур в зоне теплового влияния, повышением хрупкости в этих участках и вероятностью появления холодных трещин. Увеличение склонности к образованию структур закалки увеличивает также эффект изменения объёма в зоне теплового влияния после сварки. Наличие никеля в сплаве измельчает зёрна, повышает пластичность сталей, не ухудшает их свариваемость [3].

Следующим этапом было моделирование и разработка специального приспособления для сварки образцов встык. Приспособление состоит из следующих элементов, показанных на рис. 1: разъёмное основание 1а, 1б и опорные пластины 2, закреплённые винтами 3.

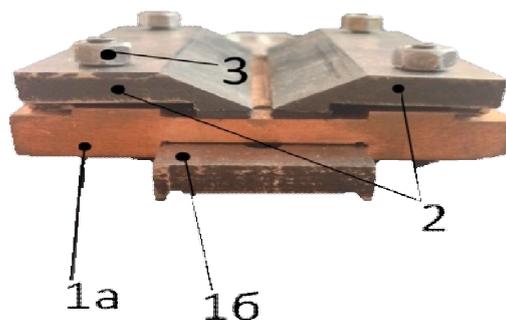


Рис. 1. Приспособление для сварки изделий встык

На основании приспособления располагаются опорные детали, упоры и опоры, определяющие положение устанавливаемых изделий. Основание обеспечивает точность расположения установленных деталей, отсутствие смещений и вибраций, а также воспринимает все усилия, возникающие в процессе сварки.

Опорные пластины подводятся к установленной детали, тем самым придавая изделиям дополнительную жёсткость и устойчивость. Свариваемое изделие фиксируется в приспособлении в упорах. В качестве упоров, размещаемых по контуру монтируемой детали, используются рёбра. Для рациональности упор одновременно является опорной базой.

После этапа проектирования оснастки была произведена лазерная сварка образцов на технологической установке, включающей в себя импульсный твёрдотельный лазер на YAG: Nd с длиной волны излучения 1,06 мкм, длительность импульса излучения от 0,2 до 20 мс, частота следования импульсов излучения от 1 до 20 Гц, диаметр сфокусированного пучка от 0,2 до 2 мм.

Получение сварного соединения высокого качества требует правильного подбора режима сварки. Под режимом лазерной сварки понимают определённое сочетание таких характеристик лазерной установки, как плотность мощности импульса, длительность импульса и диаметр пучка. На основании разработанного алгоритма были подобраны параметры технологического процесса сварки. При сварке образцов использовали длительность импульса по значениям, близким к верхнему пределу, что благоприятно влияет на качество сварного соединения. Диаметр сфокусированного излучения выбирался из диапазона от 0,05 до 1,0 мм. Форма импульса трапецеидальная с крутым передним и пологим задним фронтом [4-6].

При сварке образцов в местах, где образовался прожог сварного шва, был увеличен диаметр излучения. Результат лазерной сварки встык образцов (с прожогом и без прожога) представлен на рис. 2.

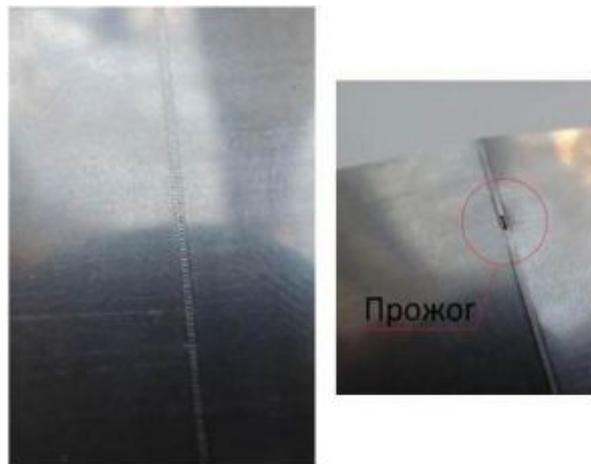


Рис.2. Сварной шов образцов пластин малой толщины

Один из главных критериев качества сварного шва – это прочность соединения. Прочность непосредственно связана с расположением шва относительно стыка свариваемых поверхностей, со структурой шва и околошовной зоны, с размерами поперечного сечения шва. Качество полученного сварного соединения определяется двумя основными характеристиками:

- геометрия сварного шва (высота выпуклости, ширина шва и зона термического влияния);
- отсутствие или наличие дефектов в соединении.

Для определения качества сварного соединения пластин было произведено металлографическое исследование сварного шва. Внешний осмотр образца показал, что перекрытие сварных точек составляет 20-60 %. Ширина сварного шва на лицевой стороне 0,45-0,5 мм. Формирование сварного соединения с лицевой и обратной стороны показано на рис.3.

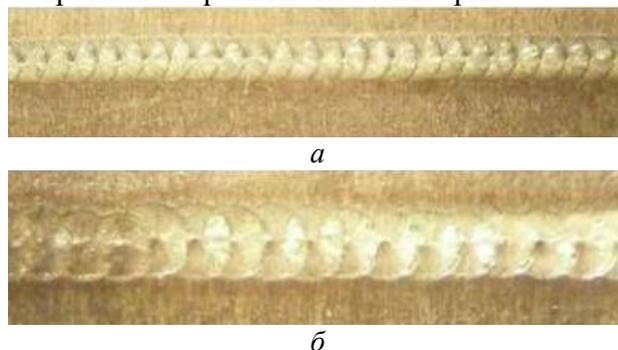


Рис. 3. Формирование сварного шва:
а) лицевая сторона, ~ ×10;
б) обратная сторона, ~ ×20

Результаты металлографического исследования продольных и поперечных шлифов показали, что суммарное местное занижение сварного шва 0,02 мм, минимальная толщина в зоне шва 0,09 мм, ширина литой зоны сварного шва 0,23 мм, смещение сваренных кромок 0,04 мм, высота проплавления 0,01 мм. Все полученные размеры полностью удовлетворяют техническим требованиям к сварным соединениям пластин малой толщины.

Механические свойства стыковых сварных швов пластин должны обеспечить её прочность. Исходя из технической требований к сварному соединению, установлен предел прочности на растяжение не ниже 30 кгс/мм². Проверка механических свойств проводилась на контрольных образцах после процесса импульсной лазерной сварки.

Результаты испытаний механических свойств стыкового сварного шва образцов пластин толщиной 0,12 мм сведены в табл.2.

Таблица 2 – Результаты испытаний механических свойств сварного шва

№ образца	Предел прочности при растяжении, кгс/мм ²	По требованиям, кгс/мм ²
1	80,0	≥30
2	83,3	
3	83,3	

Анализ полученных результатов показал, что качество сварки на исследованных образцах соответствует техническим

требованиям по высоте проплавления, минимальной толщине в зоне шва, смещению сваренных кромок по толщине ленты, смещению сваренных отрезков ленты по торцам.

По результатам проведённой работы можно сделать следующие выводы:

1. Разработана методика оптимизации технологического процесса лазерной сварки малых толщин конструкций авиационно-космической техники. Экспериментальным подтверждением разработанной методики стало проведение работ по лазерной сварке встык пластин малых толщин 0,12 мм.

2. По результатам металлографического исследования качество сварки определено как удовлетворяющее техническим требованиям.

3. Сварной шов не содержит дефектов и отвечает требованиям механических свойств стыкового сварного шва.

Таким образом, импульсная лазерная сварка малых толщин конструкций авиационно-космической техники позволяет получать высококачественные сварные соединения, что позволит применять облегчённые конструкции для уменьшения массы самолёта.

Работы проводились на оборудовании ЦКП САМ-технологий в рамках проекта № RFMEFI59314X0003.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании постановления №218 от 09.04.2010 (шифр темы 2013-218-04-4777).

Библиографический список

1. Терри ВандерВерг Перспективы лазерной сварки в Российской промышленности - обеспечение наиболее эффективного производственного процесса // Комплект: ИТО. Инструмент, Технология, Оборудование. 2013. № 3. С. 50-53.

2. Григорьянц А.Г. Технологические процессы лазерной обработки: учеб. по-

собие для вузов. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 665 с.

3. Профессиональный портал «Сварка. Резка. Металлообработка. <http://www.autowelding.ru>

4. Сотов А.В., Смелов В.Г. Импульсная лазерная наплавка лопаток газотурбинных двигателей // Известия Самарского науч-

ного центра РАН. 2013. Т. 15, № 6(4). С. 973-977.

5. Дёмичев С.Ф., Рясный А.В., Усольцев А.Л. Основные способы сварки и их применение при изготовлении узлов летательных аппаратов и их двигателей: учеб. пособие. Самара: Самарский государственный аэрокосмический ун-т, 2007. 76 с.

6. Мурзин С.П., Артюшина В.И. Формирование сварного соединения импульсным лазерным излучением с регулируем

ым пространственным распределением мощности // Известия Самарского научного центра РАН. 2006. Т. 8, № 2. С. 441-444.

7. Dong W., Kokawa H., Tsukamoto S., Sato Y.S, Ogawa M. Mechanism Governing Nitrogen Absorption by Steel Weld Metal during Laser Welding // Metallurgical and Materials Transactions B. 2004. V. 35, no. 2. P. 331-338.

Информация об авторах

Смелов Виталий Геннадиевич, кандидат технических наук, доцент кафедры производства двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: pdla_smelov@mail.ru. Область научных интересов: использование аддитивных технологий в изготовлении деталей.

Сотов Антон Владимирович, инженер, аспирант кафедры производства двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмиче

ский университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: SotovAnton@yandex.ru. Область научных интересов: использование аддитивных технологий в изготовлении деталей.

Львов Михаил Владимирович, студент, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: mikesamara93@gmail.com. Область научных интересов: использование аддитивных технологий в изготовлении деталей.

PECULIARITIES OF LASER WELDING OF THIN PARTS OF AEROSPACE EQUIPMENT

© 2014 V.G. Smelov, A.V. Sotov, M.V. L'vov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

In this paper, the laser welding methodology technological process optimization of shallow thickness aerospace constructions was considered. The methodology consists in selecting of multivariate iterative process parameters. Using this methodology can significantly reduce the technological preparation time of production and the proportion of experimental research. Experimental confirmation was work on laser butt welding parts for shallow thicknesses, material welded samples - nickel-based alloys. Work was carried out to determine the chemical composition of the alloy samples, modeling and development of a special device for welding products. Laser welding is carried out on the process plant includes a pulsed solid-state laser YAG:Nd with a wavelength of 1,06 microns. On the basis of the developed method of optimization parameters were selected welding process. According to the results of work defines the quality of the welded joint specimens using metallographic examination of the weld, and testing of mechanical properties of butt weld specimens were performed, the tensile strength was determined. The developed method of process optimization of laser welding of parts of small thickness allows for high quality welds free of defects in the surface layer.

Laser welding, butt weld, constructions of shallow thickness, optimization of welding parameters.

References

1. Terri VanderVert Prospects for laser welding in the Russian industry - to ensure the most efficient production process // Complect: Tools, Technology, Equipment. 2013. No. 3. P. 50-53. (In Russ.)
2. Grigoryants A.G. Tehnologicheskie protsessy ilazernoy obrabotki: uchebnoe posobie dlya vuzov [Technological processes of laser processing: textbook for high schools]. Moscow: Bauman Moscow St. Tech. University Publ., 2006. P. 665.
3. Professional'nyy portal «Svarka. Rezka. Metalloobrabotka». <http://www.autowelding.ru>.
4. Sotov A.V., Smelov V.G. Impulse laser build-up welding blades of gas turbine engines // Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN. 2013. V. 15, no. 6(4). P. 973-977. (In Russ.)
5. Dyomichev S.F. Osnovnyie sposoby svarki i ih primenenie pri izgotovlenii uzlov letatelnyih apparatov I ih dvigateley: uchebnoe posobie dlya vuzov [Basic welding techniques and their application in the manufacture of aircraft components and their engines: textbook for high schools]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2007. 76 p.
6. Murzin S.P., Artyushina V.I. Formation of welded connection by pulse laser radiation with adjustable spatial distribution of capacity // Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN. 2006. V. 8, no. 2. P. 441-444. (In Russ.)
7. Dong W., Kokawa H., Tsukamoto S., Sato Y.S, Ogawa M. Mechanism Governing Nitrogen Absorption by Steel Weld Metal during Laser Welding // Metallurgical and Materials Transactions B. 2004. V. 35, no. 2. P. 331-338

About the authors

Smelov Vitaly Gennadievich, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of Aircraft Engine Production Department, Samara State Aerospace University. E-mail: pdla_smelov@mail.ru. Area of Research: the use of additive technology in the manufacture of components.

Sotov Anton Vladimirovich, Post-graduate student, Engineer of Aircraft Engine Production Department, Samara State Aero-

space University. E-mail: SotovAnton@yandex.ru. Area of Research: the use of additive technology in the manufacture of components.

L'vov Mihail Vladimirovich, student of aircraft engine faculty, Samara State Aerospace University. E-mail: mikesamara93@gmail.com. Area of Research: the use of additive technology in the manufacture of components.

ФОРМИРОВАНИЕ МЕТОДА ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ ТУРБИНЫ СВЕРХМАЛОЙ МОЩНОСТИ В СИСТЕМЕ ТУРБОПРИВОДА

© 2014 Д.С. Калабухов, В.А. Григорьев, В.М. Радько,

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Сформулирована задача структурно-параметрической оптимизации турбин сверхмалой мощности (ТСММ) в системе турбопривода (ТПСММ) на этапе начального проектирования. Описан метод и алгоритм выбора рациональных значений параметров и схемы ТСММ при его оптимизации. Задача оптимизации предполагает использование минимаксного принципа параметрической оптимальности при выборе рационального варианта турбины, который гарантирует надёжность выбираемого решения. Осуществлена оценка достоверности и эффективности разработанного метода путём его валидации с известным методом проектирования многорежимных ТПСММ и результатами вычислительного эксперимента. Приведены примеры повышения энергетической и массовой эффективности аэрокосмических турбоприводов с помощью разработанного метода. Валидация осуществлялась на примере начального проектирования многорежимного центростремительного турбопривода специального назначения. Было показано, что эффективность по массе турбопривода специального назначения можно повысить с минимальным проигрышем в КПД, если решать задачу двухкритериальной оптимизации. Её решение при проигрышах по КПД и массе в 1,8% и 11% относительно результатов однокритериальной оптимизации позволило повысить КПД исходного варианта турбопривода на 6,5% и снизить его массу на 25%. Сформирован облик турбины для турбопривода коммунитирующего устройства. Применение осевой турбины вместо центростремительной при неблагоприятном варианте исходных данных позволило уменьшить удельный расход рабочего тела и удельную массу привода на 24 и 48% соответственно.

Турбина сверхмалой мощности, турбопривод, структурно-параметрическая оптимизация, выбор параметров, осевая турбина, центростремительная турбина, расчётный режим, повышение эффективности.

В работе [1] рассмотрены основные вопросы, возникающие на начальном этапе проектирования турбин сверхмалой мощности (ТСММ) в системе турбопривода. В ней сформулирована задача параметрической оптимизации, описаны методы и алгоритмы её решения, обоснованы критерии оценки эффективности ТСММ, выбраны оптимизируемые параметры турбин осевого и центростремительного типов, обоснован метод выбора расчётного режима, приведены результаты исследований влияния неопределённости исходной проектной информации на величины оптимизируемых параметров и критериев оценки эффективности.

С учётом многообразия схем протекания рабочего процесса и, соответственно, вариантов схемного исполнения турбин (осевые, центростремительные, диагональные, центробежные турбины и др.) важной задачей является не только выбор

рациональных параметров, но и самой схемы турбины. Поскольку схема турбины является структурным признаком, то подобная задача может быть решена в условиях структурно-параметрической оптимизации. Решение этой задачи напрямую нецелесообразно [1], и поэтому требуется декомпозиция общей задачи оптимизации на ряд более простых. На рис. 1 показана детализированная блок-схема, которая предполагает разбиение этой задачи на соответствующие этапы параметрической и структурной оптимизации в процессе формирования оптимального облика ТСММ. Она наглядно демонстрирует иерархические связи между этапами оптимизации. Этап параметрической оптимизации является подзадачей более высокого уровня, а этап структурной оптимизации – подзадачей более низкого уровня.

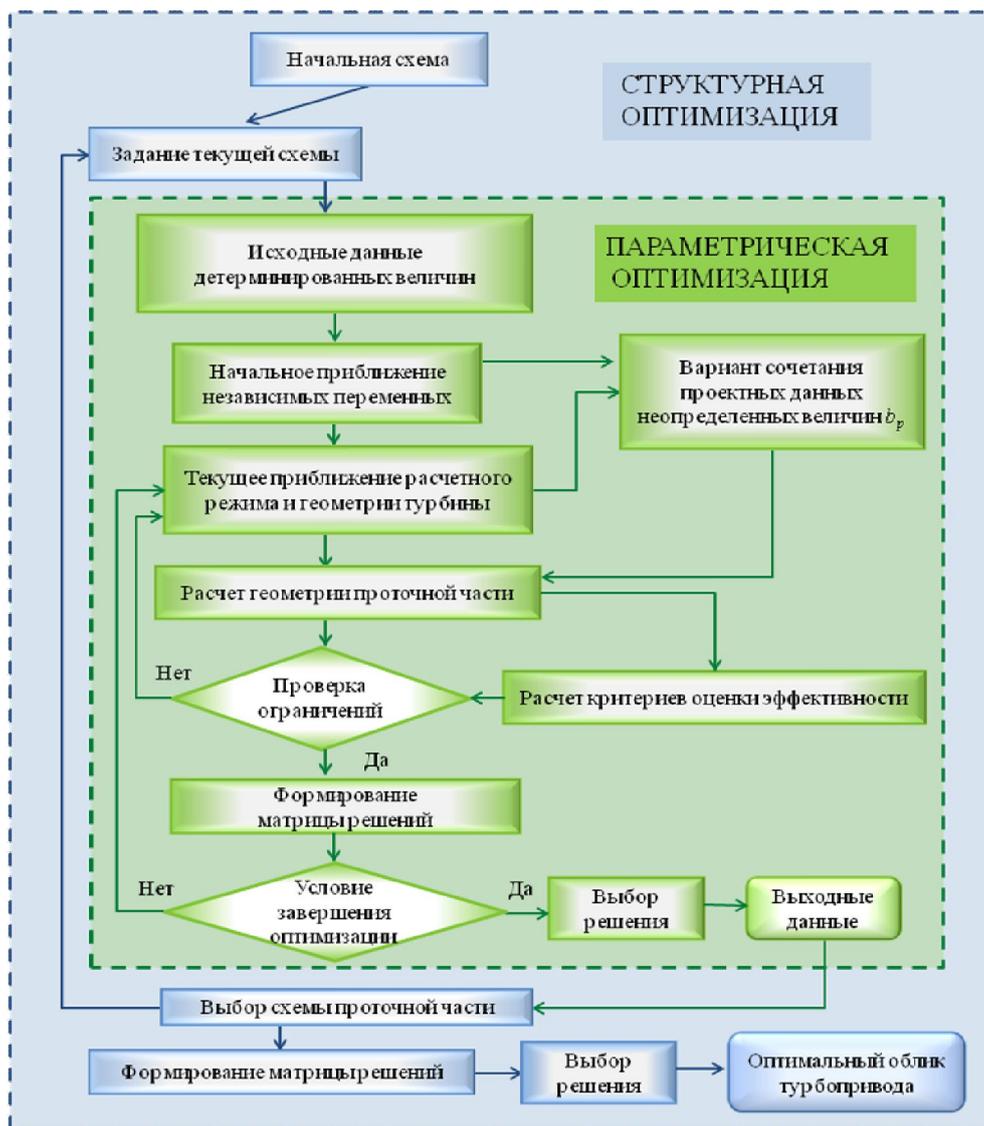


Рис. 1. Блок-схема формирования оптимального облика ТСММ

Метод и алгоритм выбора рациональных значений параметров и схемы ТСММ при структурно-параметрической оптимизации

Алгоритм процесса структурно-параметрической оптимизации, проиллюстрированный рис. 1, можно описать, если представить задачу формирования рационального облика ТСММ в следующем виде

$$Y = \arg \left[\min_k F(X, U, s_k) \right. \\ \left. \left(\min_q \max_r \max_p \Delta y_{крп} (X_q, U_q, b_p, p, s_k) \right) \right] \\ \left. W(x_j, u_l, b_p, p, s_k) \leq 0, a_j \leq x_j \leq b_j, c_l \leq u_l \leq d_l \right] \quad (1)$$

где $Y = \{X_R, u_R, s_R\}$ - множество искомых параметров;

X_q - вектор оптимизируемых геометрических параметров q -го варианта решений [1]:

$$X_q = \left(\frac{h_{CA}}{D_{cp}}, \alpha_{1эф}, \varepsilon, \bar{\delta}_{крCA}, \left(\frac{s}{h} \right)_{CA}, \bar{D}_M \right)_q$$

у осевой турбины сверхмалой мощности (ОТСММ);

$$X_q = \left(\frac{h_{CA}}{D_1}, \alpha_{1эф}, \varepsilon, \bar{D}, \bar{F}_{ПК}, \bar{D}_M \right)_q$$

у центростремительной турбины сверхмалой мощности (ЦС ТСММ);

$U_q = (Y_{тр}, \pi_{тр})_q$ – вектор оптимизируемых режимных параметров q -го варианта решений;

$W(x_j, b_p, p, u_k, s_k)$ – заданные функциональные ограничения;

$b_{pi} = [\sigma_{вхi}, \sigma_{выхi}, \tau_i, (\frac{s}{h})_{pk}]$, B_l , $\Delta_{банд}$, $l_{вх}$,

$l_{вых}, \dots]_p$ – p -й вариант задания совокупности исходных данных неопределённых величин на i -м режиме;

p – совокупность детерминированных параметров циклограммы $p_{вхi}^*$, $p_{выхi}^*$, $T_{вхi}^*$, $N_{тпi}$, n_i и др., параметров геометрии, свойств рабочего тела, материала изготовления турбины и т.д.;

s_k – k -й вариант схемного исполнения ТСММ;

$$\Delta y_{rp} = \rho_r \rho_r \frac{y_{rp} - y_{rp}^*}{y_{rp}^*} - \text{нормированное}$$

значение критерия y_r , т.е. относительная величина отклонения от заданной в техническом задании (ТЗ) величины y_r^* (или определённой в результате однокритериальной оптимизации y_r^{\min});

$F(X, U, s_k)$ – целевая функция задачи структурной оптимизации;

ρ_r – весовой коэффициент важности r -го критерия, $\rho_r \neq 0$;

ρ_p – весовой коэффициент значимости p -го варианта исходных данных, $\rho_p \neq 0$ [2].

Совокупность искомым параметров Y есть множество рациональных значений геометрических соотношений X_R , параметров расчётного режима U_R и рациональной схемы s_R турбины, которые определяют концепцию проекта, характеризуют основные конструктивно-геометрические параметры ТСММ и однозначно определяют значения частных критериев эффективности в системе турбопривода.

Коэффициент важности критериев выбирается экспертом или непосредственно проектировщиком на основе совокупности неформализованных критериев. Коэффициенты ρ_r и ρ_p могут принимать любое неотрицательное значение, кроме

нулевого. Если приоритеты критериев не расставлены, то $\rho_r = 1$. В тех случаях, когда определяющим критерием оценки эффективности является стоимость эксплуатации ТПСММ, в качестве ρ_r могут быть приняты удельные затраты S_G и S_M .

Отметим, что формулировка задачи оптимизации в виде (1) предполагает использование минимаксного принципа параметрической оптимальности при выборе рационального варианта турбины, гарантирующего надёжность выбираемого решения. В некоторых случаях, в связи с непротивоположными «интересами» критериев, могут быть использованы принципы минимизации суммарной величины Δy_{rp} или среднего арифметического между наибольшим и наименьшим значением Δy [2].

В соответствии с рис.1 задача формирования рационального облика разбирается на два этапа:

а) определение рациональных геометрических соотношений при одновременном выборе оптимального варианта расчётного режима для каждой из выбранных схем;

б) задание возможных схемных решений с рациональной геометрией и выгодным расчётным режимом и выбор наилучшего варианта облика турбины.

В постановке задачи под схемными решениями понимается схема проточной части турбины и соответствующий тип турбопривода (осевой или центростремительный).

На первом этапе проводится параметрическая оптимизация турбины типа k с поиском оптимального расчётного режима:

- находят наиболее представительные сочетания исходных проектных данных с помощью базы знаний, созданной на основе анализа коэффициентов чувствительности оптимальных параметров ТСММ к изменению исходных проектных данных. Если в ТЗ не заданы значения y_r^* , то проводят серию детерминированных оптимизационных расчётов по каждому из

критериев y_r при выбранных вариантах исходных данных b_p для определения оптимальных значений y_r^{opt} и соответствующих

$$\begin{cases} X_{rp}^{opt} = \{ \arg \min y_r | y_r(X, b_p, p) \}, \\ U_{rp}^{opt} = \{ \arg \min y_r | y_r(U, b_p, p) \}; \end{cases} \quad (2)$$

- на каждом из вариантов b_p проводят многокритериальную оптимизацию методом минимакса с определением наилучшего по Парето решения

$$\min_q \max_r y_{rq} \rightarrow \{X_{kpR}, U_{kpR}\} \quad (3)$$

и строят платёжную матрицу размерностью $\|y_{sg}\|$;

- выполняют построение матрицы критериальных отклонений $\|\Delta y_{sg}\|$;

- проводят анализ матрицы $\|\Delta y_{sg}\|$ и выбор рационального варианта решения, гарантирующего его устойчивость [2,3]. При использовании минимаксного принципа этот выбор проводится так:

$$\min_q \max_r \max_p \Delta y_{rqp} \rightarrow \{X_{kR}, U_{kR}\}. \quad (4)$$

На втором этапе формирования облика ТСММ выбирается наиболее выгодный тип турбины, тип ТПСММ в целом и, соответственно, формируется единственный вектор рациональных параметров X_R и U_R

$$\begin{aligned} \min_k F(X, U, s_k) (\min_q \max_r \max_p \Delta y_{krqp}) \rightarrow \\ \rightarrow s_R \rightarrow \{X_R, U_R\}. \end{aligned} \quad (5)$$

Вид функции $F(X, U, s_k)$ зависит от принятого алгоритма структурной оптимизации. Наиболее целесообразным алгоритмом представляется нахождение максимальной суммы величин критериальных отклонений Δy_{pr} по вариантам b_p для каждого схемного исполнения

$$F(X, U, s_k) = \max_r \sum_{p=1}^g \Delta y_{krp} \quad (6)$$

с последующей минимизацией функции F по s_k .

На рис.2 показана схема предложенного метода выбора рациональных параметров ТСММ.

Оценка достоверности и эффективности разработанного метода

Адекватность разработанных методов была проверена путём их валидации с методом многорежимной оптимизации [4] и результатами экспериментальных исследований.

Валидация осуществлялась на примере начального проектирования многорежимного центростремительного турбопривода специального назначения (ТПС), циклограмма работы которого изображена на рис. 3.

Давление торможения на входе в ТПСММ $p_{вхп}^* = 506$ кПа и температура $T_{вхп}^* = 288$ К в течение периода функционирования сохранялись постоянными. Изменение давления p_0^* на входе в турбину осуществляется дросселированием потока сжатого воздуха, т.е. искусственным изменением $\sigma_{вх}$.

В расчётах, как по известному, так и по разработанному методу переменные режимы работы не учитывались, и поэтому цикл работы турбопривода был разбит на четыре режима продолжительностью τ_i (рис.3). Диаметр рабочего колеса D_1 жёстко задавался равным 50 мм, т.е. $\bar{D}_M = 1$. Из [4] известно, что параметры $\beta_{2\text{эф}}$ и \bar{F}_{PK} не оптимизировались, но их значения задавались равными $23,4^\circ$ и $1,2$ соответственно. Потому с целью объективной валидации при оптимизации по разработанному методу эти значения были сохранены на том же уровне, и параметры $\beta_{2\text{эф}}$, \bar{F}_{PK} и \bar{D}_M исключались из числа независимых переменных.

В качестве ограничений задавались: величины мощности привода на расчётном режиме

$$N_{тп\text{min}} \leq N_{тп} \leq N_{тп\text{max}}, \quad (7)$$

параметра нагруженности $Y_{тп} \leq 0,4$, конструктивно-технологические ограничения на величины «горла» соплового аппарата $a_{тса}$ и рабочего колеса $a_{трк}$:

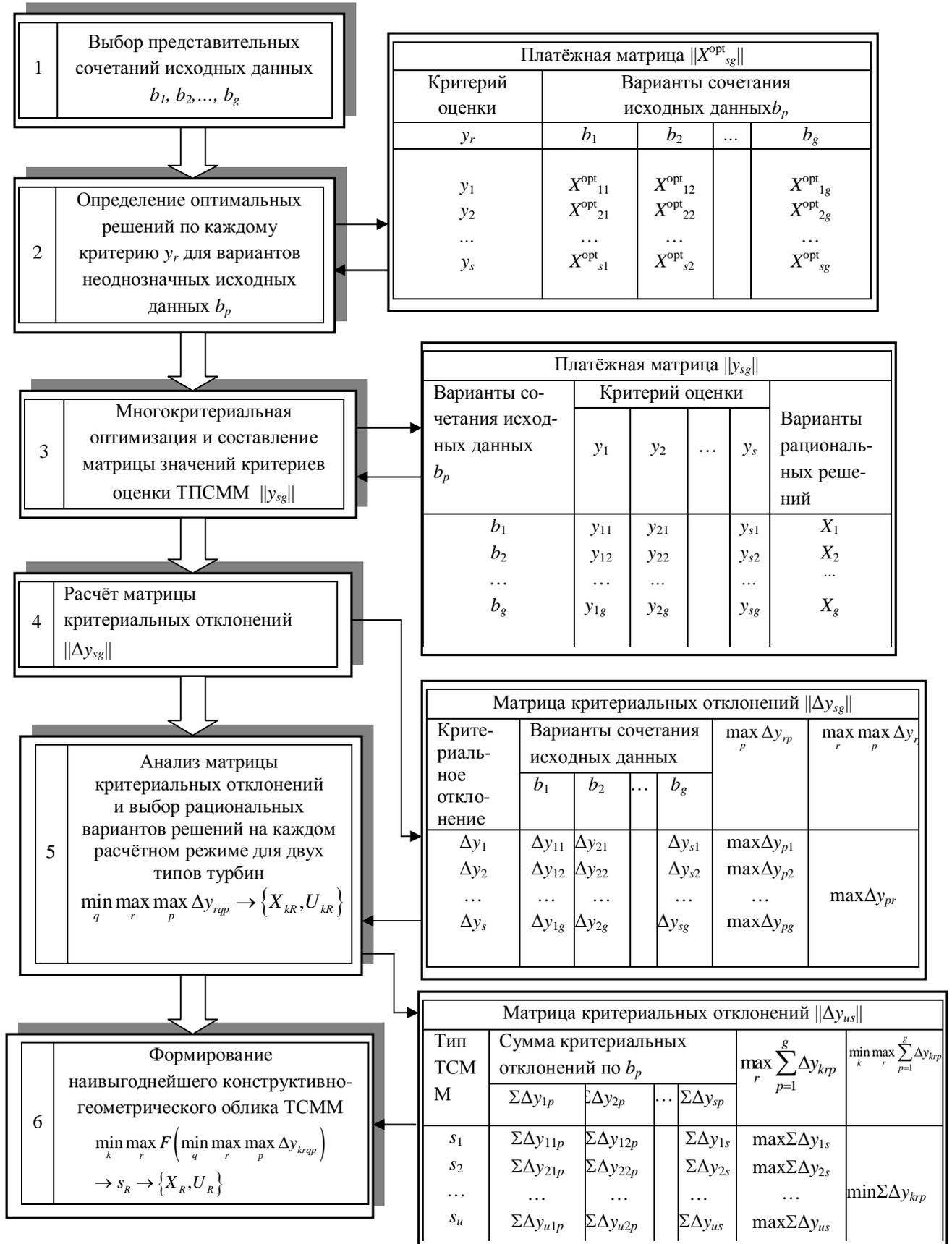


Рис. 2. Схема метода выбора рациональных параметров и типа ТСММ по комплексу критериев оценки эффективности в условиях неопределённости исходных проектных данных

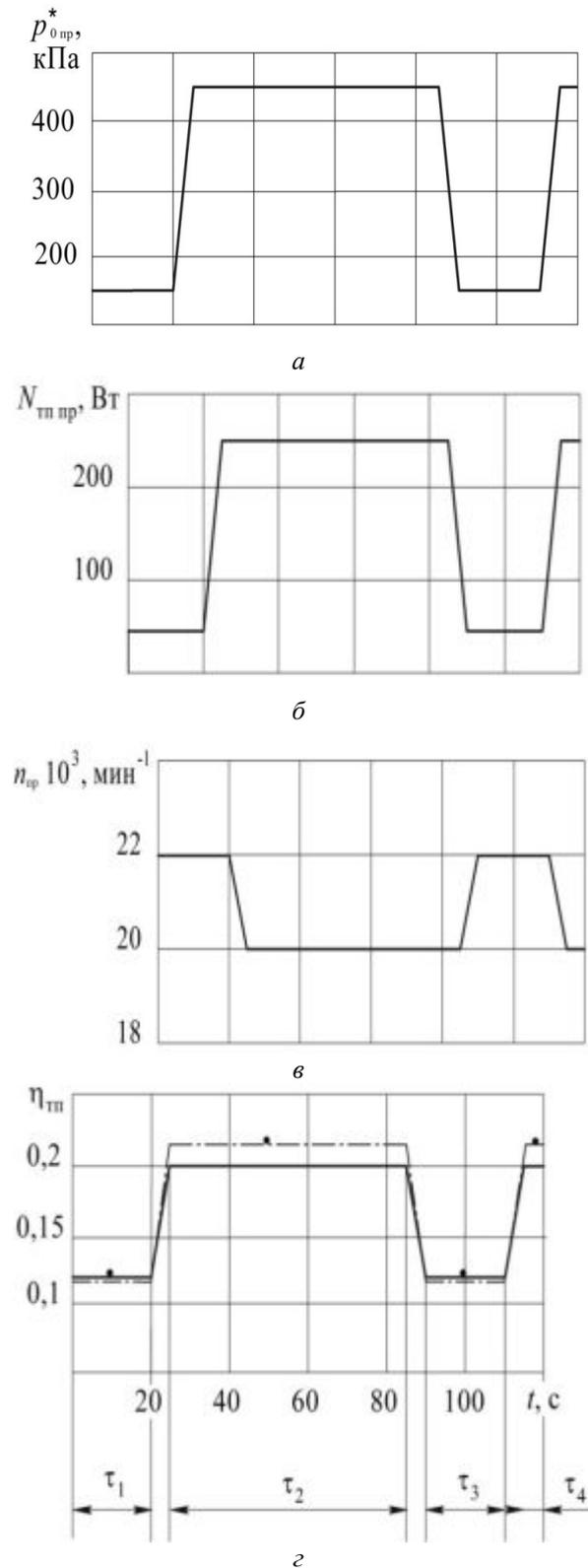


Рис. 3. Циклограмма работы ТПС:
 а) $p_{0 пр}^* = f(\tau)$; б) $n_{пр} = f(\tau)$; в) $N_{пр} = f(\tau)$; г) $\eta_{тп} = f(\tau)$:
 — исходные данные и результаты расчёта по [3]; — · — расчёт по разработанному методу;
 • результаты вычислительного эксперимента

$1 \text{ мм} \leq a_{гСА} \leq 5 \text{ мм}$, $1 \text{ мм} \leq a_{гРК} \leq 5 \text{ мм}$ и другие ограничения.

Расхождение в определении осреднённого КПД по всем режимам $\eta_{тп\Sigma}$ с помощью метода [4] и по разработанному методу формирования облика ТПСММ составило 7%. Адекватность и достоверность последнего подтверждается и экспериментальной апробацией спрофилированной по результатам расчёта турбины на численных моделях, поскольку расхождение по $\eta_{тп\Sigma}$ между результатами оптимизации и экспериментом составила всего 1,5%.

Было также показано, что эффективность по массе ТПС можно повысить с минимальным проигрышем в КПД, если решать задачу двухкритериальной оптимизации при условии $\rho_{гт} = \rho_{Мт} = 1$. Её решение при проигрышах по КПД и массе соответственно в 1,8% и 11% относительно результатов однокритериальной оптимизации повысило КПД исходного варианта турбопривода на 6,5% и снизило его массу на 25%.

Таким образом, предложенный метод формирования рационального облика ТПСММ гарантирует достоверность получаемых результатов и способствует повышению эффективности турбоприводов сверхмалой мощности.

Формирование облика турбопривода коммутлирующего устройства

В рассмотренном выше примере проточная часть турбины оптимизировалась без учёта неопределённости исходных данных, т.е. все данные были детерминированными. Приведём ещё один пример апробации разработанных методов и математических моделей при оптимизации воздушной турбины ТПК космического аппарата с учётом такой неопределённости (табл. 1). График нагрузки ТПСММ показан на рис. 4.

Проектирование ТПК на начальном этапе велось в двух вариантах его схемного исполнения, т.е. с осевой и центробежной турбиной.

Таблица 1 – Варианты задания неопределённых исходных данных

Параметр b_g	Оптимистичный вариант b_1	Средний вариант b_2	Пессимистичный вариант b_3
$\sigma_{вх}$	0,95	0,9	0,85
$p_{вх}^*$, кПа	600	425	250
τ , с	20	40	60
$k_{лвх}$	0,5	1	1,5
$k_{лвых}$	1	1,5	2
B_H/D_1	0,1	0,12	0,15
$(s/h)_{ПК}$	3,5	4,5	5,5
$\eta_{вых}$	0,995	0,98	0,97

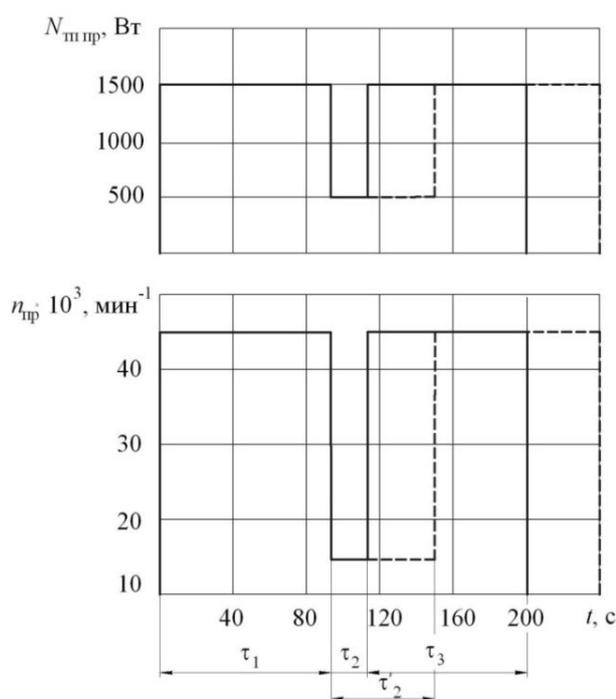


Рис.4. График нагрузки ТПК:

- запроектированный (оптимистичный) вариант проектных данных;
- - - пессимистичный вариант проектных данных

На начальном этапе проектирования зачастую неизвестно точное время работы турбопривода на рабочих режимах. В данном примере неопределённым по периоду работы считается холостой режим с $\tau = 20 \dots 60$ с.

Значения $T_{вх}^* = 300$ К, $p_{вх}^* = 100$ кПа были детерминированными, а значения

$p_{вх}^*$ неоднозначными. Рассматривалось три варианта задания $p_{вх}^*$ (табл.1). При этом в процессе функционирования ТПК $p_{вх}^* = \text{const}$, что позволило исключить параметр $\pi_{тп}$ из числа независимых переменных. Среди независимых геометрических параметров не оптимизировались только $(b/t)_{ПК}$ и $\beta_{2эф}$, значения которых соответствовали рациональным по КПД с учётом требований технологичности изготовления лопаточных венцов: $(b/t)_{ПК} = 1,97$ и $\beta_{2эф} = 56^\circ$ у ЦС ТСММ, $(b/t)_{ПК} = 1,1$ и $\beta_{2эф} = 27^\circ$ у ОТСММ [5]. Величина характерного диаметра турбины $D_{1(ср)}$ варьировалась в диапазоне 55...60 мм, что соответствует $\bar{D}_M = 1,1 \dots 1,2$. Все остальные параметры выбирались из допустимых диапазонов их варьирования [6].

Эффективность ТПК оценивалась по двум критериям: суммарному общережимному удельному расходу $G_{тп уд\Sigma}$ и соответствующей удельной массе ТПСММ $M_{тп уд\Sigma}$ [1]. Для данной задачи была принята одинаковая значимость вариантов исходных данных и критериев оценки: $\rho_r = \rho_q = 1$. В табл. 2 представлены её результаты в виде матрицы критериев $\|y_{23}\|$ для двух типов ТСММ.

В результате параметрической оптимизации с использованием минимаксного принципа оптимальности рациональным и надёжным решением оказался выбор ОТСММ или ЦС ТСММ с параметрами, соответствующими варианту задания исходных данных b_3 . В ходе структурной оптимизации (табл. 3) выяснено, что наилучшим из этих вариантов является ОТСММ. Это обусловлено наименьшим отклонением $\max_r \sum_{p=1}^g \Delta y_{rp}$.

Основные результаты и выводы

В статье описано применение методов структурно-параметрической оптимизации при выборе параметров турбин сверхмалой мощности в системе турбопривода.

Таблица 2 – Совмещённая матрица критериев $\|y_{23}\|$ для двух типов ТСММ

Тип турбины	Варианты сочетания исходных данных	Вектор критериев оценки эффективности Y		Векторы рациональных решений X_R и U_R						
		$G_{тп\ уд\Sigma}$, кг/Вт·с	$M_{тп\ уд\Sigma}$, кг/Вт·с	$Y_{т\ p}$	$\frac{h_{CA}}{D_{1cp}}$	$\alpha_{1эф}$	ε	\bar{D} $(\bar{\delta}_{крCA})$	$\bar{F}_{ПК}$ $(\frac{s}{h})_{CA}$	\bar{D}_M
ЦС ТСММ	b_1	0,0186	$7,9 \cdot 10^{-4}$	0,308	0,01	12,34	0,678	0,622	0,975	1,11
	b_2	0,0231	0,0013	0,361	0,024	13,98	0,753	0,662	0,994	1,11
	b_3	0,0368	0,00234	0,358	0,027	12,91	0,783	0,682	1,022	1,11
ОТСММ	b_1	0,0165	$3,96 \cdot 10^{-4}$	0,258	0,012	7,54	1	0,14	7,8	1,1
	b_2	0,0212	$5,18 \cdot 10^{-4}$	0,269	0,013	9,48	1	0,14	7,8	1,09
	b_3	0,0365	0,0012	0,317	0,048	10,11	0,97	0,42	3,2	1

Таблица 3 – Матрица критериальных отклонений $\|y_{23}\|$ для двух типов ТСММ

Матрица критериальных отклонений $\ y_{23}\ $							
Тип турбины	Вектор критериальных отклонений $\Delta Y, \%$	Варианты сочетания исходных данных			$\sum_{p=1}^g \Delta y_{rp}$	$\max_r \sum_{p=1}^g \Delta y_{rp}$	$\min_k \max_r \sum_{p=1}^g \Delta y_k$
		b_1	b_2	b_3			
ЦС ТСММ	$\Delta G_{тп\ уд\Sigma}$	16,2	45	130	191,2	191,2	ОТСММ
	$\Delta M_{тп\ уд\Sigma}$	10,3	15	163	188,3		
ОТСММ	$\Delta G_{тп\ уд\Sigma}$	0	15	74,4	89,4	89,4	
	$\Delta M_{тп\ уд\Sigma}$	0	25,7	37,1	62,8		

Представлен метод и алгоритм формирования конструктивно-геометрического облика ТСММ, заключающийся в выборе наилучшей схемы проточной части турбины с рациональными значениями геометрических параметров, соответствующих оптимальному расчётному режиму. На примере начального проектирования многорежимного центростремительного турбопривода технологического назначения (ТПС) осуществлена оценка достоверности и эффективности разработанного метода путём сравнения результатов его применения с результатами проектирования по методу [4] и данными вычислительного эксперимента. Расхождение в определении общережимного КПД между

двумя методами составило 7%, а с результатами эксперимента – 1,5%, что свидетельствует о достоверности разработанного метода. Эффективность метода подтверждается повышением КПД исходного варианта ТПК на 6,5% и снижением его массы на 25%. Спроектирована осевая турбина для турбопривода коммутирующего устройства, применение которой вместо центростремительной при неблагоприятном варианте исходных данных позволило уменьшить удельный расход рабочего тела и удельную массу привода на 24 и 48% соответственно.

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ в рамках базовой части государственного задания.

Библиографический список

1. Калабухов Д.С., Григорьев В.А., Радько В.М. Вопросы оптимального проектирования турбин сверхмалой мощности // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2014. № 5(47), ч. 2. С. 189-200.
2. Григорьев В.А., Зрелов В.А. Игнаткин Ю.Н. и др. Вертолётные газотурбинные двигатели. М.: Машиностроение, 2007. 491 с.
3. Маслов В.Г., Кузьмичёв В.С., Коварцев А.Н., Григорьев В.А. Теория и методы начальных этапов проектирования авиационных ГТД: учеб. пособие. Самара: Самарский государственный аэрокосмический ун-т, 1996. 147 с.
4. Матвеев В.Н. Метод проектного расчёта многорежимных турбоприводов на базе центростремительных турбин // Вестник СГАУ. Серия: Проблемы развития двигателестроения. 1999. Вып. 3, ч. 2. С. 14-19.
5. Калабухов Д.С. О формировании математических моделей энергетических критериев оценки эффективности турбоприводов сверхмалой мощности на основе результатов вычислительных факторных экспериментов // Сборник трудов VII Всероссийской молодежной научной конференции «Мавлютовские чтения». Уфа: УГАТУ, 2013. С. 99-100.
6. Григорьев В.А., Радько В.М., Калабухов Д.С. Выбор диапазонов и уровней варьирования факторов плана эксперимента при испытаниях одноступенчатых турбин сверхмалой мощности // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2011. № 6(30). С. 92-106.

Информация об авторах

Калабухов Дмитрий Сергеевич, младший научный сотрудник научно-образовательного центра газодинамических исследований. Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: dskalabuhov@gmail.com. Область научных интересов: рабочие процессы в турбинах сверхмалой мощности.

Григорьев Владимир Алексеевич, доктор технических наук, профессор кафедры теории двигателей летательных аппаратов. Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный ис-

следовательский университет). E-mail: va_grig@ssau.ru. Область научных интересов: испытание авиационных двигателей, начальное проектирование газотурбинных двигателей.

Радько Владислав Михайлович, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов. Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: radko@ssau.ru. Область научных интересов: рабочие процессы в турбинах сверхмалой мощности.

FORMATION OF A METHOD OF CHOOSING RATIONAL VALUES OF ULTRALOW POWER TURBINE PARAMETERS IN A TURBINE DRIVE SYSTEM

© 2014 D.S. Kalabuhov, V.A. Grigoryev, V.M. Rad'ko

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The problem of structural and parametric optimization of ultralow power turbine (ULPT) in the system of turbine drive (ULPTD) on the initial design stage is formulated. It is described a method and algorithm for selection of rational value sand schemes of ULPT during optimization. Optimization problem involves the use of par-

ametric minimax principle of optimality in the choice of a rational variant of the turbine, which ensures the reliability of selected solutions. The estimation of the reliability and method effectiveness developed by its validation with the method of designing multimode ULPTD and results of computational experiments. The examples of energy and mass efficiency improving of aerospace turbine drive special purpose using the developed method are given. Validation was carried out by the example of the initial design of multi-mode centripetal turbine drive for special purposes. It has been shown that the efficiency by mass turbine drive special purpose can be enhanced with minimal loss in efficiency, if the two-criteria optimization problem solving. Its decision at a loss in terms of efficiency and weight of 1.8% and 11% with respect to the results of a one-criterion optimization possible to increase the efficiency of turbine drive initial version by 6.5% and reduce its weight by 25%. Also it is formed a look of turbine drive switching device. The use of axial turbine instead of centripetal at worst case of original data has allowed to reduce the specific consumption of working fluid and the specific drive mass on the 24 and 48%, respectively.

Ultralowpower turbine, turbine drive, structural and parametric optimization, choice of parameters, axial turbine, the centripetal turbine, the estimated mode efficiency.

References

1. Kalabuhov D.S., Grigoryev V.A., Rad'ko V.M. Problems of ultralow power turbine design in a turbine drive system // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2014. № 5(47), part 2. P. 189-200. (In Russ.)
2. Grigor'ev V.A., Zrellov V.A., Ignatkin Y.M. et al. Vertoletnye gazoturbinnye dvigateli [Helicopter gas turbine engines]. M.: Mashinostroenie Publ., 2007. 491 p.
3. Maslov V.G. Kuz'michev V.S., Kovartsev A.N., Grigoriev V.A. Teoriya i metody nachal'nykh etapov proektirovaniya aviatsionnykh GTD: ucheb. posobie [Theory and methods of the GTE initial design stages]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 1996. 147 p.
4. Matveev V.N. The method of design calculation of multimode turbine drive based on centripetal turbines // Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta. Seriya: Problemy razvitiya dvigatelestroeniya. 1999. Iss. 3, part 2. P. 14-19. (In Russ.)
5. Kalabuhov D.S. O formirovani matematicheskikh modeley energeticheskikh kriteriev otsenki effektivnosti turboprivodov sverkhmaloy moshchnosti na osnove rezul'tatov vychislitel'nykh faktornykh eksperimentov // Sbornik trudov VII Vserossiyskoy molodezhnoy nauchnoy konferentsii «Mavlyutovskie chteniya». Ufa: Ufa St. Aviation Technical University Publ., 2013. P. 99-100. (In Russ.)
6. Grigor'ev V.A., Rad'ko V.M., Kalabuhov D.S. Choice of the range and levels of varying factors experiment plan for testing single-stage ultralow power turbine // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2011. № 6(30). P. 92-106. (In Russ.)

About the authors

Kalabuhov Dmitry Sergeevich, junior researcher of SEC GDR, Samara State Aerospace University. E-mail: dskalabuhov@gmail.com. Area of Research: working processes in ultralow power turbines.

Grigoriev Vladimir Alekseevich, Doctor of Science (Engineering), professor of the aircraft engines theory department, Samara State Aerospace University. E-mail: va_grig@ssau.ru. Area of Research: the

choice of parameters and design of small gas turbine engines.

Radko Vladislav Mikhailovich, Candidate of Science (Engineering), associate professor of the aircraft engines theory department, Samara State Aerospace University. E-mail: radko@ssau.ru. Area of Research: working processes in ultralow power turbines.

ВЕСТНИК
САМАРСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО
АЭРОКОСМИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
имени академика С. П. КОРОЛЁВА
(национального исследовательского университета)

№5 (47)
Часть 2
2014

Корректор **Паровой Ф. В., Паровой Е.Ф.**
Компьютерная вёрстка **Холодкова Г. В., Паровой Ф. В., Паровой Е.Ф.**

Каталожная цена: 1000 руб.

Формат 60 ×84 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Тираж 500. Заказ _____

Отпечатано в типографии ООО «Самбр Принт»
443090, г. Самара, Московское шоссе, 77

**Правила оформления статей для журнала
"Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени
академика С. П. Королёва (национального исследовательского университета)"**

1. Статья представляется в двух экземплярах, распечатанных на лазерном принтере с одной стороны листа формата А4 в режиме качественной печати, а также в электронном виде на отдельном носителе (CD, DVD). Каждый экземпляр должен быть подписан всеми авторами и вместе с комплектом документов (см. п. 7) отправлен на адрес редакции журнала «Вестник СГАУ»: 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34, СГАУ, ком. 212а, корп. 3А. Тел.: (846) 267-48-41; e-mail: vest@ssau.ru.

2. Текст статьи представляется в формате Microsoft Word, подготовленный по следующим требованиям:

- объём статьи – до 10 страниц формата А4;
- поля текста – по 2,5 см с каждой стороны;
- шрифты – Times New Roman, Symbol;
- междустрочный интервал – одинарный;
- отступ первой строки абзаца – 1 см;
- выравнивание – по ширине страницы;
- страницы должны быть пронумерованы.

Имя файла определяется по фамилии первого автора: **Иванов.doc**.

Замена буквы «ё» на букву «е» в тексте недопустима.

3. Допускается наличие рисунков, формул и таблиц по тексту.

3.1. Рисунки размещаются как в самом тексте статьи, так и в отдельных файлах. Рисунки могут быть созданы средствами Microsoft Word/Excel или представлены в форматах JPEG, GIF, TIFF, PNG.

Подпись к рисунку начинается со слова «Рис.» и номера по порядку; располагается под рисунком, выравнивание – по центру, курсив, кегль – 10 пт. Для ссылки на рисунок по тексту статьи следует использовать сокращение, например, рис. 1.

3.2. Для набора математических выражений и формул следует использовать Microsoft Equation 3.0 (и выше) или MathType по следующим требованиям:

- буквы латинского алфавита - Times New Roman; курсив, кегль 12 пт;
- буквы греческого алфавита - Symbol; курсив, кегль 12 пт;

Все специальные символы в тексте статьи должны выполняться в математическом редакторе. **Не допускается применение в тексте вставных символов Microsoft Word при наборе математических выражений и формул.**

Формулы следует печатать с новой строки; нумерация формул осуществляется в порядке следования по тексту статьи. Нумеровать следует только формулы, на которые в тексте делаются ссылки. Номер формулы и ссылка на неё в тексте обозначается числом в круглых скобках: (1), (2), (3). Допускается разбивка длинных формул на строки; длина формулы в строке строго ограничена – 80 мм.

3.3. Заголовок таблицы начинается со слова «Таблица» и номера по порядку; располагается над таблицей, выравнивание – по левому краю, кегль – 10 пт. Для ссылки на таблицу по тексту статьи следует использовать сокращение, например, табл. 1.

Обязательно наличие подрисуночных подписей и подписей к таблицам.

4. Аннотация к статье (на русском и английском языках) должна быть информативной (не содержать общих слов), содержательной (отражать основное

содержание статьи и результаты исследований), структурированной (следовать логике описания результатов в статье). Авторское резюме должно описывать основные цели исследования; объяснить методику проведения исследования (без методологических деталей); суммировать наиболее важные результаты и их важность. Рекомендуемый объём аннотации – 150-250 слов.

Аннотация не должна содержать ссылок на литературу и аббревиатуры (если возможно).

Аннотация на английском языке должна содержать англоязычную специальную терминологию по тематике публикации.

5. Библиографический список приводится на русском и английском языках отдельными списками. Требования к оформлению библиографических ссылок учитывают правила ГОСТ 7.0.5-2008.

Литературные источники располагаются в порядке их использования по тексту статьи в виде нумерованного списка. Ссылки на литературные источники в тексте приводятся в квадратных скобках и отделяются запятыми или тире, например, [1-3], [1,2,5].

5.1. Библиографический список на английском языке (References) должен полностью повторять структуру русскоязычного списка. Рекомендуемая схема описания русскоязычных публикаций на английском языке:

- авторы (транслитерация);
- перевод заглавия статьи на английский язык (для русскоязычных книг и монографий название приводится в транслитерации, далее перевод на английский язык в квадратных скобках);
- название русскоязычного источника (транслитерация или английский вариант, если таковой имеется);
- перевод названия источника на английский язык в квадратных скобках (для журналов можно не делать);
- выходные данные с обозначениями на английском языке (том – V., № – no., C. – P.);
- указание на язык статьи (In Russ.) после описания статьи.

5.2. Если русскоязычная публикация имеет переводной вариант (на английском языке), то в английской части библиографии приводятся переводные данные публикации.

5.3. Включение в библиографический список неопубликованных материалов не допускается.

6. В каждой статье должны быть указаны следующие данные **на русском и английском языках** (по структуре оформления рукописи):

- УДК (при необходимости MSC);
- название статьи (12 пт, все буквы прописные жирное начертание);
- инициалы, фамилия автора(ов) (12 пт);
- название организации, город, страна;
- аннотация (10 пт);
- ключевые слова (каждое ключевое слово или словосочетание отделяется от другого запятой или точкой с запятой) (10 пт, курсив);
- текст статьи (12 пт) (допускается разбиение текста на разделы: Введение, ..., Заключение);
- библиографический список (References) (заголовки 12 пт, жирное начертание);
- информация об авторах: учёная степень, учёное звание, должность (с указанием подразделения), организация; электронная почта (e-mail); область научных интересов.

6.1. Если авторы работают в разных организациях, то принадлежность указывается с помощью надстрочного знака: ^{1, 2}. Если авторы работают в одной организации, оцифровка индексами фамилий и организации не требуется.

6.2. Англоязычный блок, содержащий название статьи, ФИО авторов, наименование организации, аннотацию, ключевые слова, библиографический список, информацию об авторах, приводится отдельным разделом после информации об авторах на русском языке.

7. К тексту статьи прилагается комплект сопроводительных документов:

- направление организации (если авторы не являются сотрудниками СГАУ) на фирменном бланке, подписанное её руководителем или заместителем по научной работе, заверенное печатью;
- отзыв специалиста по научному направлению статьи (не являющегося сотрудником подразделения, где работают авторы));
- акт экспертизы о возможности опубликования в открытой печати;
- контактная информация: фамилия, имя, отчество (полностью) на каждого автора; адрес для переписки и телефон (не публикуются в журнале).

8. Статьи, не отвечающие перечисленным требованиям, к рассмотрению не принимаются. Рукописи и сопроводительные документы не возвращаются. Датой поступления рукописи считается день получения редакцией окончательного текста.

9. При подготовке аннотации и оформлении библиографического списка на английском языке рекомендуется использовать следующие методические материалы:

Кириллова О.В. Редакционная подготовка научных журналов по международным стандартам. М., 2013. 90 с.,

(http://shkola.neicon.ru/images/documents/1_kirillovaredprep_2013.pdf)

- раздел 3.3 – «Авторское резюме и ключевые слова на английском языке»;
- раздел 3.4 – «Списки литературы в латинице - References».

УДК 535.42

ФОРМИРОВАНИЕ СВЕТОВЫХ ШАРОВ НА ОСНОВЕ ВСТРЕЧНОЙ ИНТЕРФЕРЕНЦИИ ОСТРОСФОКУСИРОВАННЫХ ПУЧКОВ С РАЗЛИЧНОЙ ПОЛЯРИЗАЦИЕЙ

© 2013 С. Н. Хонина, А. В. Устинов

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Рассмотрено формирование сферических распределений интенсивности на основе встречной интерференции острогофокусированных вихревых пучков с различной поляризацией. Формирование трёхмерных распределений осуществляется простым способом с помощью оптимизации ширины и положения одной кольцевой диафрагмы. Для узкой диафрагмы оптимальные параметры вычисляются аналитически, а для широкой диафрагмы – дополнительно численно корректируются. Показано, что в зависимости от поляризации, порядка вихревой сингулярности и дополнительного фазового набег в одном из пучков можно формировать как цельные, так и полые световые шары субволнового радиуса, состоящие из различных компонентов электрического поля.

(Текст аннотации)

Острая фокусировка, встречная интерференция, трёхмерное субволновое распределение интенсивности, поляризация, вихревая фазовая функция.

Формирование заданных трёхмерных распределений интенсивности острогофокусированного лазерного излучения актуально в задачах оптического захвата и манипулирования, микроскопии и записи данных.

(Текст статьи)

Библиографический список

1. Хонина С.Н., Вологовский С.Г. Управление вкладом компонент векторного электрического поля в фокусе высокоапертурной линзы с помощью бинарных фазовых структур // Компьютерная оптика. 2010. Т. 34, №1. С. 58-68.
2. Хонина С.Н., Устинов А.В. Формирование тонкой световой трубки при острой фокусировке азимутально-поляризованного излучения // Изв. Самар. науч. центра РАН. 2012. Т. 14, № 6. С. 279-284.
3. Sheppard C.J.R., Gong W., Si K. Polarization effects in 4Pi microscopy. // Micron. – 2011. V. 42. P. 353–359.
4. ...

Информация об авторах

Хонина Светлана Николаевна, доктор физико-математических наук, профессор кафедры технической кибернетики, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: khonina@smr.ru. Область научных интересов: сингулярная оптика, дифракционная оптика, оптический анализ изображений.

Устинов Андрей Владимирович, аспирант кафедры технической кибернетики, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: andr@smr.ru. Область научных интересов: дифракционная оптика, разработка программ оптического моделирования, обработка изображений.

FORMATION OF LIGHT BALLS ON THE BASIS OF INTERFERENCE OF ONCOMING FINE-FOCUSED BEAMS WITH DIFFERENT POLARIZATIONS

© 2013 S. N. Khonina, A. V. Ustinov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The paper deals with the formation of spherical intensity distributions on the basis of the interference of oncoming fine-focused vortex beams with different polarization. The formation of three-dimensional distributions is accomplished in a simple way by optimizing the width and position of a single annular diaphragm. The optimum parameters are analytically estimated for a narrow ring aperture, while those for a broad diaphragm are further numerically corrected. It is shown that, depending on the polarization, the order of the vortex singularity and an additional phase advance in one of the beams both solid and hollow light balls of a subwavelength radius consisting of different components of the electric field can be formed.

(Text of abstract)

Sharp focusing, interference of oncoming beams, three-dimensional subwavelength intensity distribution, polarization, vortex phase function.

References

1. Khonina S.N., Volotovskiy S.G. Control by contribution of components of vector electric fields in focus of a high-aperture lens by means of binary phase structures // *Computer Optics*, 2010. V. 34, no. 1. P. 58-68. (In Russ.)
2. Khonina S.N., Ustinov A.V. Forming of the thin light tube at sharp focusing of azimuthally-polarized radiation // *Izv. SNC RAN*, 2012. V. 14, no 6. P. 279-284. (In Russ.)
3. Sheppard C.J.R., Gong W. Si K. Polarization effects in 4Pi microscopy // *Micron*, 2011. V. 42. P. 353–359.
4. ...

About the authors

Khonina Svetlana Nikolaevna, Doctor of Science (Physics and Mathematics), Professor of the Department of Technical Cybernetics, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: khonina@smr.ru. Area of research: singular optics, diffractive optics, optical image processing.

Ustinov Andrey Vladimirovich, Postgraduate Student of the Department of Technical Cybernetics, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: andr@smr.ru. Area of research: diffractive optics, software design for optical modeling, image processing.