

УДК 621.74 : 681.3

П.Д. ЖЕМАНЮК¹, Е.Р. ЛИПСКИЙ¹, В.Ф. МОЗГОВОЙ¹, К.Б. БАЛУШОК¹,
А.Я. КАЧАН²

¹ОАО "Мотор Сич", Запорожье, Украина

²Запорожский национальный технический университет, Запорожье, Украина

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ ПОДГОТОВКА ПРОИЗВОДСТВА НА ОСНОВЕ ЗАМКНУТОГО ЦИКЛА УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ ЛОПАТОК ТУРБИН ГТД

В статье рассмотрен подход к управлению качеством лопаток ГТД, основанный на методе аналитических эталонов и реализованный на стадии технологической подготовки производства как серийных, так и опытных авиадвигателей.

качество, автоматизированная подготовка производства, аналитический эталон, компьютерный анализ процессов литья

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-техническими задачами

Аналитический эталон (АЭ) представляет собой объемную математическую модель детали, построенную на языке аналитической геометрии и несущую полную информацию о геометрии этой детали [1]. Суть метода аналитических эталонов (МАЭ) заключается в том, что основным носителем и источником информации о геометрии детали в машиностроительном производстве является ее аналитический эталон. При этом чертеж, создаваемый на основании АЭ, является юридическим документом, удостоверяющим передачу в производство детали, и, как правило, содержит только изображения внешнего вида детали (основные проекции и изометрию), а также информацию, отсутствующую в АЭ (технические требования, допуски, посадки, шероховатость и т.п.).

Использование АЭ, как принципиально нового вида конструкторской документации, требует разработки и внедрения новых подходов к обеспечению качества изделий в условиях современного компьютеризированного производства.

Цель данной статьи. Показать перспективные направления управления качеством заготовок лопаток турбин газотурбинных двигателей (ГТД), осно-

ванные на примени метода аналитических эталонов (МЭА).

Результаты работ и исследований

В условиях компьютеризированного производства аналитический эталон сопровождает деталь на протяжении всего жизненного цикла. Применительно к объекту исследования, АЭ лопатки турбины появляясь на этапе НИОКР сопровождает деталь до этапа утилизации и выступает в роли основного элемента конструкторской документации. На этапе технологической подготовки производства АЭ лопатки, совместно с требованиями применяемых технологий литья и механической обработки, является основным источником геометрической информации для создания и управления качеством формообразующей технологической оснастки.

Аналитический эталон лопатки, разрабатываемый на этапе конструкторской подготовки производства, является основой для разработки АЭ отливки, который учитывает наличие припусков под механическую обработку и литейных усадок. По известной геометрии отливки разрабатываются аналитические эталоны модельной и стержневой прессформ, а также формы для заливки металлополимер-

градиентов температур;

ных дефектов;

— определение возможности появления литей-

— анализ микроструктуры отливки.

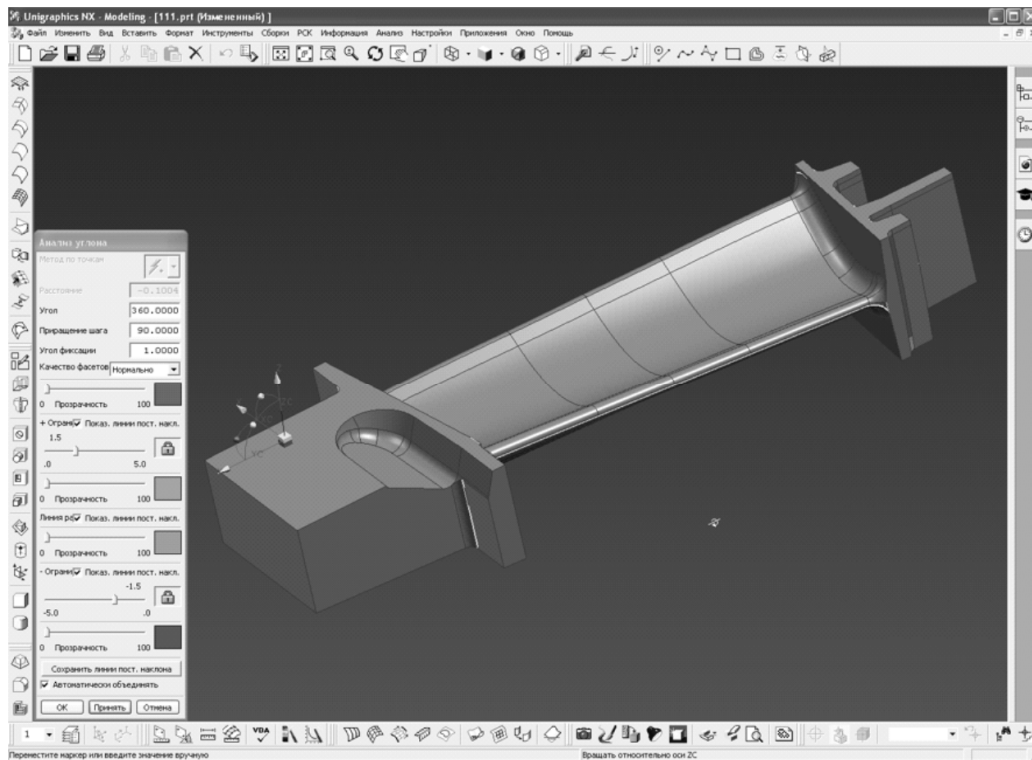
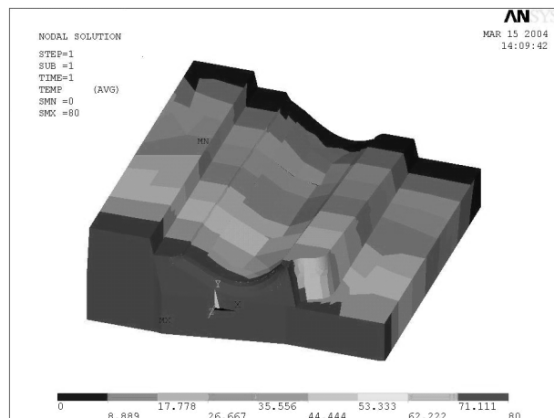
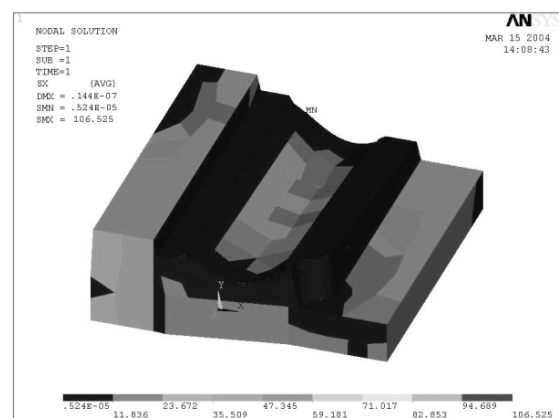


Рис. 2. Анализ геометрии аналитического эталона отливки лопатки турбины



а



б

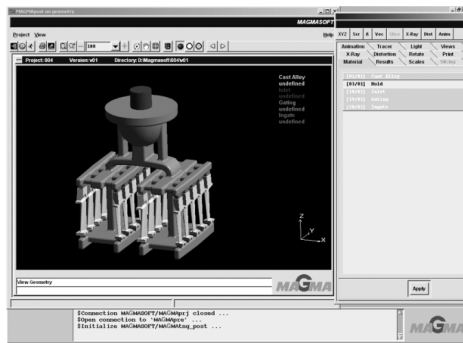
Рис. 3. Компьютерный анализ распределения температур и деформаций в детали модельной пресс-формы

В настоящее время наиболее мощным и совершенным инструментом решения подобных задач является система CAE MAGMA (рис. 4, 5).

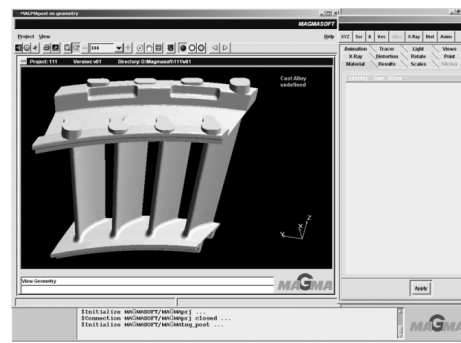
Изготовление формообразующей (прежде всего модельной) оснастки может выполняться как по традиционной технологии, основанной на применении оборудования с ЧПУ, так и на новых технологиях,

основанных на применении установок быстрого прототипирования.

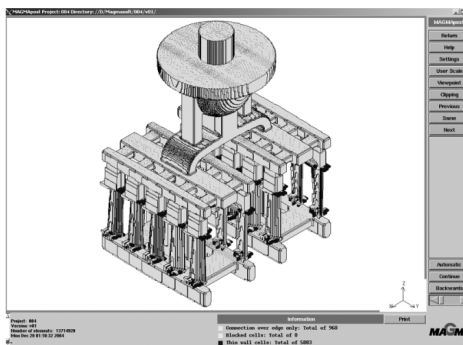
И в том и в другом случаях, замкнутый цикл управления качеством предполагает наличие контроля оснастки и изделия по аналитическому эталону на контактных и бесконтактных измерительных комплексах.



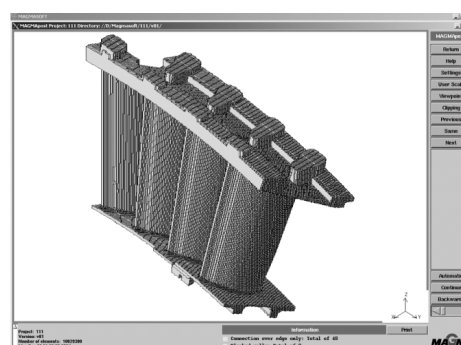
а



б

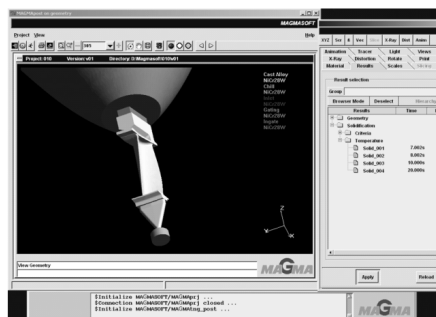


в

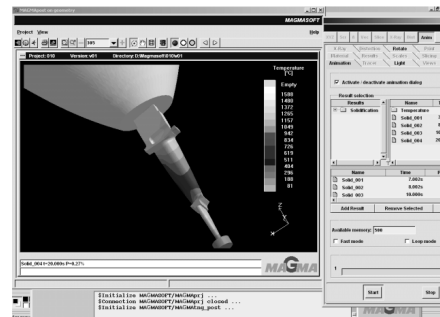


г

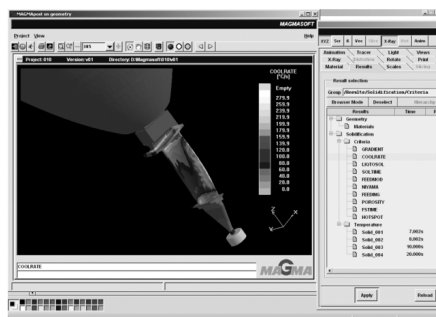
Рис. 4. Анализ литья заготовок лопаток турбин в системе MAGMA:
а, б – аналитические эталоны блока отливок рабочих лопаток и сектора сопловых лопаток турбины
в системе MAGMA; в, г – расчетные конечно-элементные сетки для анализа блока



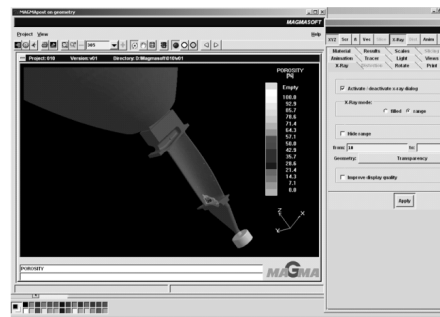
а



б



в



г

Рис. 5. Анализ процесса литья рабочей лопатки турбины
методом высокоскоростной направленной кристаллизации:
а – аналитический эталон отливки в системе MAGMA; б – анализ застывания отливки;
в – анализ градиента температур отливки; г – анализ пористости отливки

Анализ отклонений геометрии оснастки и детали позволяет организовать обратные связи в цикле управления качеством, а его результаты могут быть использованы для коррекции АЭ и доработки, в случае необходимости, формообразующих поверх-

ностей технологической оснастки. Отклонения поверхностей отливки лопатки (рис. 6 – 8), изготовленной по существующей технологии литья по выплавляемым моделям, также могут быть определены и исследованы методом контроля по АЭ на КИМ.

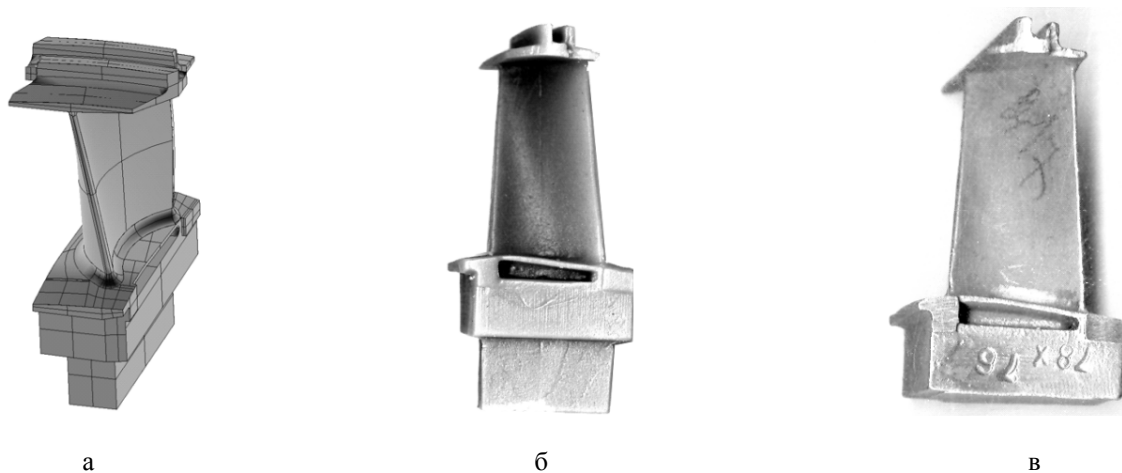


Рис. 6. Изображение аналитического эталона (а), восковая модель (б) и отливка (в) рабочей лопатки турбины

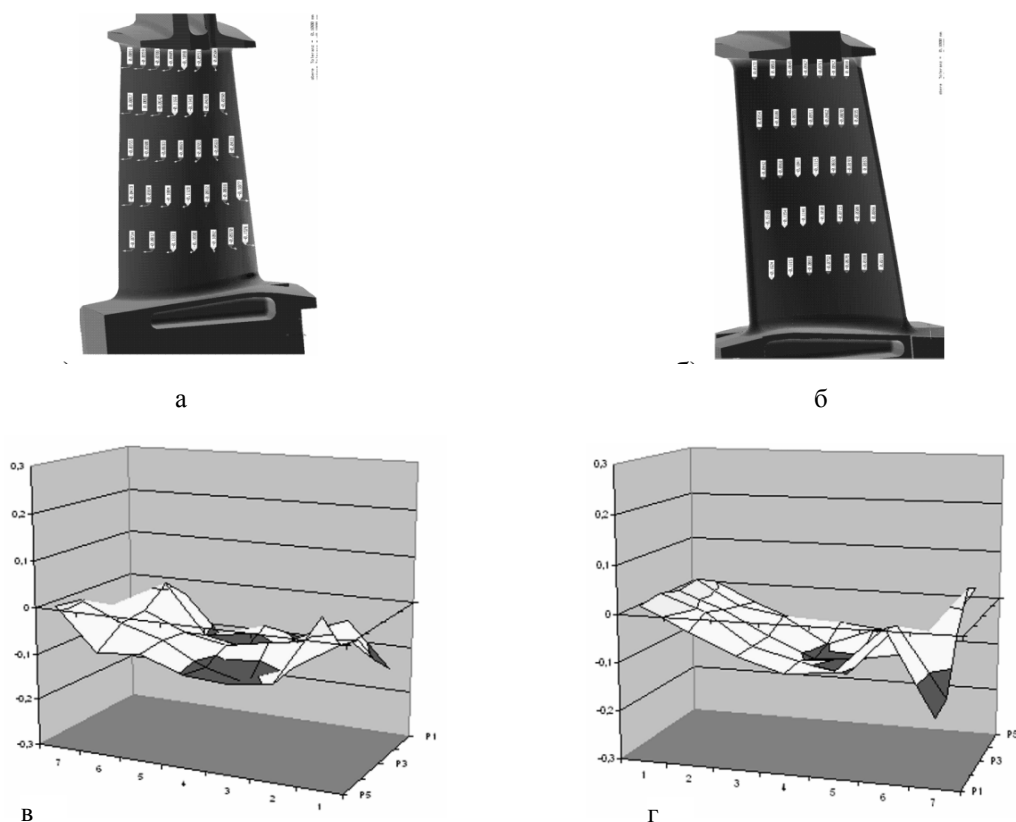


Рис. 7. Распределение отклонений поверхностей спинки (а, в) и корыта (б, г) отливки лопатки турбины от аналитического эталона

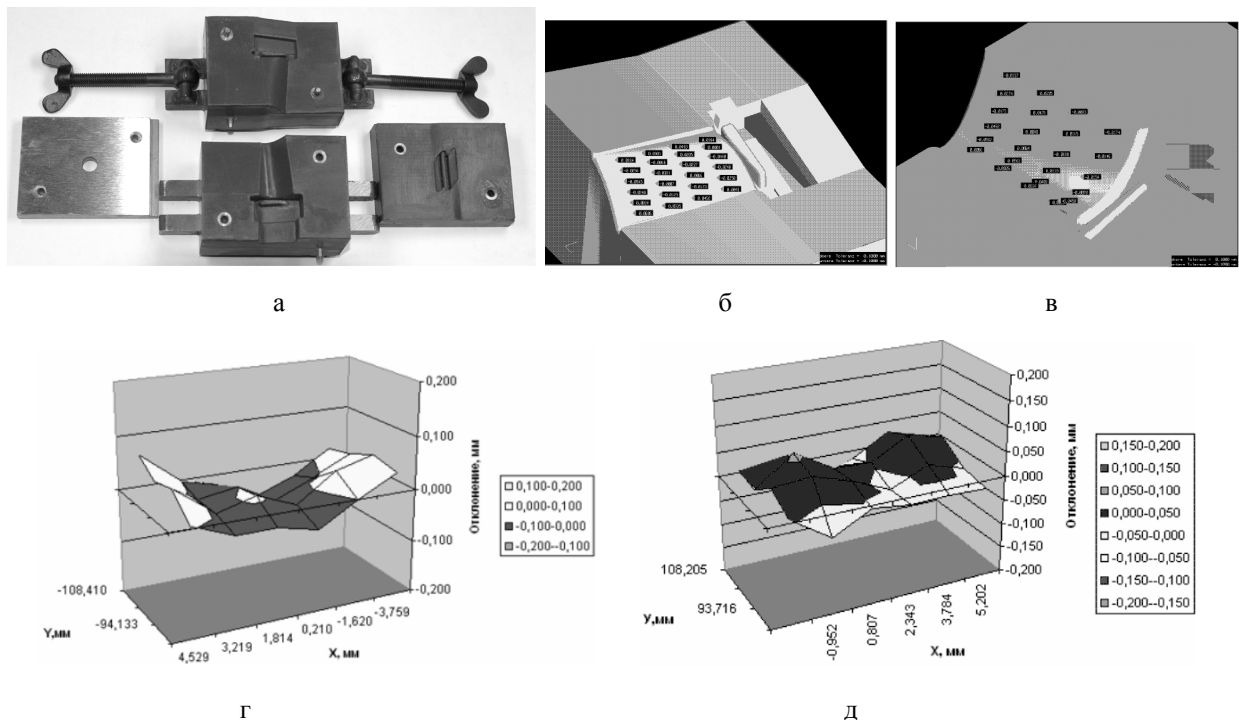


Рис. 8. Анализ отклонений поверхностей модельной металлополимерной пресс-формы от аналитического эталона:

а – модельная металлополимерная пресс-форма; б, в – аналитические эталоны деталей пресс-формы; г, д – распределение отклонений поверхностей деталей пресс-формы от аналитического эталона

При этом они могут быть использованы для коррекции аналитического эталона и, при необходимости, доработки оснастки.

Выводы

Организация системы управления качеством заготовок лопаток турбин современных газотурбинных двигателей в виде замкнутого компьютеризированного цикла управления точностью лопаток турбин, основанная на применении метода аналитических эталонов, позволила:

- свести к минимуму количество изменений дорогостоящей металлургической оснастки,
- обеспечить высокое качество ее проектирования и изготовления, а также обеспечить повторяемость геометрии в дублерах.

Литература

1. М'ялиця А.К. Технологічна підготовка літакобудівного виробництва в умовах дискретно-нестабільних програм випуску виробів / Автореферат дис. ... д-ра техн. наук. – К., 2003. – 28 с.
2. Новая методика проектирования оснастки для литья по выплавляемым моделям лопаток газотурбинных двигателей на базе компьютерных интегрированных систем / П.Д. Жеманюк, В.Ф. Мозговой и др. // Сб. тр. XI межд. конф. «Машиностроение и технология XXI века», т. 1. – Донецк. – 2004. – С. 262 – 265.

Поступила в редакцию 16.05.2005

Рецензент: д.т.н., проф. А.И. Долматов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 519.252

А.А. ЖУКОВ¹, Ю.Ю. МАЛЬЦЕВА²¹*Рыбинская государственная авиационная технологическая академия
им. П.А. Соловьёва «РГАТА», Россия*²*ОАО «НПО»Сатурн», Рыбинск, Россия*

АНАЛИЗ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ИЗГОТОВЛЕНИЯ ТОНКОСТЕННЫХ ПРОТЯЖЕННЫХ ОТЛИВОК ИЗ ЖАРОПРОЧНЫХ СПЛАВОВ ДЛЯ ГТУ

Рассмотрен способ получения крупногабаритных протяженных отливок типа «лопатка» методом направленного затвердевания с использованием прямого электронагрева металла в литейной форме. Приведена математическая модель затвердевания отливки с учетом внутренних источников теплоты от воздействия электрического тока

литые лопатки из жаропрочных сплавов, прямой электронагрев, макроструктура отливки, температурный градиент, теплоотвод, направленное затвердевание, усталостные испытания

Производство литых лопаток для авиационных газотурбинных двигателей, а также энергетических установок связано с проблемой оптимального расхода дорогостоящих жаропрочных сплавов. В соответствии с требованиями международных стандартов системы качества в отливках не допускается использование в составе шихты металла вторичного переплава (возврата). Эти же требования распространяются и на технические условия литья лопаток для двигателей с повышенным ресурсом. Так для энергетической турбины двигателя ГТД 110 требуется ресурс 25 тыс. часов до капитального ремонта. Возврат сплава (забракованные отливки, литниковые системы, прибыли и т.п.), остающегося на предприятии отправляют на металлургические заводы по цене на 70% ниже стоимости исходных свежих материалов. Так, например, для литья турбинной лопатки 4-й ступени ГТД 110 весом 10 кг высотой 700 мм в серийном технологическом процессе вес литниковой системы составляет 50 кг при традиционной технологии (применение стояка с боковым подводом питания в перо лопатки). При использовании керамического войлока с неравномерным утеплением различных по высоте зон лопатки

удается сократить вес прибыли до 16 кг, не более. Методы направленной кристаллизации, которые обеспечивают получение плотных отливок практически без литейной прибыли и литниковой системы неэкономичны для лопаток, к которым не предъявляются требования по обеспечению столбчатой структуры. Поэтому задача создания технологий литья лопаток с равноосной структурой и минимальной литниковой системой является весьма актуальной. Решение данной проблемы позволит существенно сократить издержки производства в части расходования материальных ресурсов, снизить цену двигателя и обеспечить предприятиям отрасли соответствующую нишу рынка газотурбинных двигателей.

Эффективный способ [1] направленного затвердевания лопаток газовых турбин реализуется с помощью устройства [2]. Литейная П-образная форма с открытым дном, устанавливается на двухсекционный кристаллизатор, каждая из секций которого является электродом цепи постоянного или переменного электрического тока. В соответствии с общепризнанной технологией литья сталей и жаропрочных сплавов по выплавляемым моделям форма

нагревается в печи до 800...1000 град. С. После заливки формы замыкается цепь между электродами, и по отливке течет ток. Вблизи кристаллизатора образуется зона твердого металла. Так как удельное электросопротивление жидкого металла примерно в 1,5...2,5 раза больше твердого, то жидкий металл разогревается интенсивнее чем твердый. Для надежного обеспечения жидкой зоны в прибыльной части отливки во время кристаллизации предусмотрен индуктор, который охватывает верхнюю литниковую систему и поддерживает металл в жидком состоянии. Так как температура печи подогрева форм ниже температуры плавления металла, то в области затвердевания происходит постоянный отвод теплоты от отливки к поверхности печи. Это приводит к образованию положительного температурного градиента в области фронта затвердевания и созданию условий для направленного затвердевания.

Принцип управления таким процессом основан на поддержании постоянной температуры жидкого сплава в верхней части отливки. В зависимости от значения данного параметра возможны три состояния – плавление, затвердевание и динамическое равновесие, когда скорость затвердевания равна скорости плавления (нулевая скорость). Электрическими параметрами процесса являются плотность тока и напряжение, подаваемое на отливку. По мере нарастания твердого слоя электросопротивление всей отливки уменьшается, вследствие чего повышается плотность тока. Если процессом не управлять, то повышение плотности тока, а значит и температуры жидкого сплава в верхней части отливки приведет к прекращению процесса затвердевания. Возможное повышение температуры можно компенсировать двумя способами: во-первых, уменьшением напряжения с целью поддержания постоянной плотности тока при условии постоянства температуры внутренней поверхности печи подогрева; во-вторых, путем уменьшения температуры печи по-

догрева при постоянном напряжении на отливке. Во втором случае по мере нарастания твердого слоя происходит повышение плотности тока, однако повышение температуры жидкого сплава компенсируется уменьшением температуры печи подогрева.

Преимуществом нового способа направленного затвердевания по сравнению с известными является возможность обеспечения процесса без вытягивания формы с отливкой из зоны нагрева, отсутствие графитовой нагревательной оснастки, короткий технологический цикл, что особенно важно при литье в вакуумных установках, габариты которых ограничены.

Для реализации рассмотренного способа в производстве был выполнен расчет технологических параметров процесса, важнейшими из которых являются сила электрического тока, температура печи подогрева, время затвердевания, которые обеспечивают последовательное затвердевание отливки. Задачу расчета параметров литья применительно к лопатке газовой турбины ГТД 110 решали с помощью программы моделирования литейных процессов САМ ЛП «ПОЛИГОН» на PC Pentium-2.

Дифференциальное уравнение температурного поля отливки (1) учитывает тепловыделение в результате влияния электрического потенциала во всем объеме отливки согласно уравнению (2).

$$\alpha(\partial^2 T / \partial x^2 + \partial^2 T / \partial y^2 + \partial^2 T / \partial z^2) + L\gamma(\partial \psi(T) / \partial \tau) + (\chi \partial \varphi_i / \partial n)^2 \rho(T) / (c\gamma) = \partial T / \partial \tau; \quad (1)$$

$$\chi(\partial^2 \varphi / \partial x^2 + \partial^2 \varphi / \partial y^2 + \partial^2 \varphi / \partial z^2) = 0. \quad (2)$$

Температурное поле в литейной форме представлено в виде дифференциального уравнения

$$\alpha(\partial^2 T_\phi / \partial x^2 + \partial^2 T_\phi / \partial y^2 + \partial^2 T_\phi / \partial z^2) = \partial T_\phi / \partial \tau, \quad (3)$$

где T – температура отливки, °С;

T_ϕ – температура формы, °С;

ρ – удельное электрическое сопротивление отливки, Ом·м;

c – удельная теплоемкость отливки, Дж/(кг*К);

α – температуропроводность сплава, м²/с;

x, y, z – координаты в области пространства, ограниченного поверхностью S , м;

n – нормаль к поверхности;

τ – время, с;

α_ϕ – температуропроводность формы, м²/с;

γ – плотность отливки, кг/м³;

ψ – относительное количество твердой фазы в объеме двухфазной зоны отливки;

L – удельная теплота кристаллизации сплава, Дж/кг;

χ – удельная электрическая проводимость, Ом⁻¹*м⁻¹;

I – сила тока, А;

ϕ – электрический потенциал, В.

Расчет проводили для отливки лопатки высотой 500 мм с поперечными габаритами 202 × 342 мм, затвердевающей в электрокорундовой форме с толщиной стенки 20 мм. Время затвердевания отливки при температуре печи подогрева 900 °С составило 70 мин в диапазоне изменения силы тока от 5000 до 500 А.

В замке и пера лопатки 3-й ступени двигателя ГТД 110 из сплава ЧС88-УВИ длиной 500 мм с пропусканием через отливку электрического тока силой 5000 – 500 А преимущественно величина зерна составляет не более 1...2 мм. Особенно важным является наличие мелкозернистой структуры на входной кромке пера лопатки, где, как правило, возникает очаг усталостного разрушения. Известно, что с уменьшением величины зерна повышаются усталостные характеристики сплавов.

Мелкозернистое строение отливки, полученной под действием электрического тока объясняется наличием электромагнитной конвекции в результате электросилового воздействия на затвердевающий металл. Конвекция приводит к разрушению дендритных ветвей, которые становятся дополнитель-

ными центрами кристаллизации. С другой стороны, наложение магнитного поля, которое возникает от взаимодействия электрических полей двух близко расположенных лопаток, приводит к уменьшению переохлаждения и препятствует развитию дендритной структуры [3]. При этом увеличивается скорость зарождения центров кристаллизации, уменьшается скорость их роста, что и обуславливает образование более мелкого зерна с плотной структурой отливки. Главной упрочняющей фазой в сплаве ЧС88УВИ является γ^I -фаза на основе интерметаллида Ni₃Al. Образцы, закристаллизованные под действием электрического тока имеют более тонкую и упорядоченную структуру γ^I -фазы. Благодаря мелкодисперсной структуре упрочняющей фазы увеличивается время ее коагуляции и неблагоприятного укрупнения в процессе эксплуатации лопатки, что способствует повышению ресурса работы двигателя.

По результатам спектрального анализа химического состава элементов образцов, вырезанных из пера лопатки в направлении ее последовательного затвердевания, все основные элементы находятся в пределах технических условий на данный сплав и практически равномерно распределены по телу пера лопатки. Несмотря на последовательное затвердевание лопатки в течение относительно длительного времени отсутствует зональная ликвация химических элементов. Это объясняется непрерывным перемешиванием жидкой фазы сплава в процессе кристаллизации под действием электромагнитной конвекции.

По результатам усталостных испытаний турбинных лопаток 3-й ступени ГТД 110 одна из лопаток, отлитая из 100% возврата сплава (вторичного переплава) ЧС88УВИ, выстояла при усталостных испытаниях на собственных частотах колебаний 178-190 Гц последовательные нагрузки при максимальных напряжениях 140 МПа, 160 МПа, 180 МПа при 20 млн. циклах для каждого нагружения и сло-

малась при напряжении 220 МПа после наработки 14,7 млн циклов. Суммарная наработка при напряжениях от 140 до 220 МПа составила 74,7 млн. циклов.

Вес литниково-питающей системы крупногабаритных лопаток турбины двигателя ГТД 110, отлитых на установке УПВ 6-НК, составил 6 кг на две лопатки весом 10 кг каждая. В традиционных методах литья вес прибыли составляет не менее 30 кг на две лопатки при требовании технических условий – только 100% свежего сплава. Учитывая тот факт, что при переплаве свежего сплава его цена при возврате на металлургические заводы существенно снижается, процесс направленного затвердевания методом прямого электронагрева следует отнести к разряду ресурсосберегающих технологий.

На ОАО НПО «Сатурн» была спроектирована и изготовлена установка для крупногабаритного литья УПВ6-НК, которая обеспечивает реализацию данного способа затвердевания лопаток. В отличие от известных вакуумных плавно-заливочных установок данная печь содержит кристаллизаторы-электроды, через которые осуществляется электроподвод и интенсивное охлаждение отливки. Печь подогрева форм имеет шесть автономных зон нагрева, которые позволяют создать в отливке дополнительный температурный градиент, обеспечивающий повышенную фильтрацию сплава в процессе его направленного затвердевания. Для обеспечения стабильности поддержания температуры в верхней части отливки печь содержит дополнительный индуктор, охватывающий прибыльную часть отливки. Новый технологический процесс обеспечивает получение плотной структуры металла, которая достигается не только путем создания тепловых условий, но и благодаря электросиловому воздействию на металл в процессе его кристаллизации.

При этом наблюдается измельчение дендритного строения отливки, которое положительным образом влияет на эксплуатационные свойства сплавов.

Результаты испытаний механических свойств и усталостных характеристик крупногабаритных лопаток, а также минимальный расход дорогостоящего жаропрочного сплава позволяют сделать вывод, что метод литья направленного затвердевания крупногабаритных лопаток под действием электрического тока позволит достичь наибольших технико-экономических показателей и обеспечить высокую рентабельность производства при изготовлении крупногабаритных протяженных, тонкостенных отливок типа створок авиационных двигателей и турбинных лопаток мощных энергетических установок мощностью 110 и более Мвт, к которым предъявляются особые требования по ресурсу.

Литература

1. Калюкин Ю.Н., Мальцева Ю.Ю., Тихомиров М.Д., Сабиров Д.Х. Высокоэффективная технология литья крупногабаритных лопаток ГТД // Литейное производство. – 2001. – 11. – С. 7 – 9.
2. А.с. 104615 СССР. Устройство для получения отливок направленной кристаллизацией / Ю.Н. Калюкин, П.В. Лебедев // Открытия. Изобретения. – 1983. – № 37. – С. 43.
3. Ефимов В.А., Эльдаханов А.С.. Физические методы воздействия на процессы затвердевания сплавов. – М.: Металлургия, 1995. – 272 с.

Поступила в редакцию 25.04.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.А. Шатульский, Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьёва «РГАТА», Рыбинск.

УДК 669.245 : 544.6.018.45

В.А. ПОКЛАД, О.Г. ОСПЕННИКОВА, М.Р. ОРЛОВ*Федеральное государственное унитарное предприятие ММПП «САЛЮТ», Россия***ВОССТАНОВИТЕЛЬНЫЙ РЕМОНТ МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКИХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ИЗ СПЛАВА ЖС32-ВИ**

Рассмотрены основные процессы деградации тонкой структуры монокристаллического жаропрочного сплава ЖС32-ВИ в составе рабочих лопаток турбины высокого давления авиационных газотурбинных двигателей, эрозии жаростойких защитных покрытий и окисления внутренних поверхностей охлаждаемых каналов. Исследованы и предложены способы восстановления тонкой структуры жаропрочного сплава, удаления продуктов высокотемпературного окисления внутренних поверхностей охлаждаемых каналов и проточной поверхности для последующего нанесения жаростойкого защитного покрытия.

монокристаллические рабочие лопатки турбины, жаропрочный сплав, защитное покрытие, эрозия, высокотемпературное окисление, «рафт»-структура, ползучесть, восстановительный ремонт

Введение

Повышение требований, предъявляемых к характеристикам авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) нового поколения, сопровождается увеличением температурно-силовых параметров работы деталей газового тракта при неизменном условии обеспечения их надежности. Решение проблемы повышения температурно-силовых условий эксплуатации рабочих лопаток турбины высокого давления (ТВД) связано с развитием технологии направленной кристаллизации в сочетании с разработкой новых жаропрочных сплавов и жаростойких покрытий.

Регламентирование скорости кристаллизации и скорости охлаждения лопаток в процессе термической обработки, пайки, нанесения и диффузионного отжига защитных покрытий, а также ограничение суммарной продолжительности высокотемпературных нагревов, определяют необходимое отклонение структуры и фазового состава жаропрочного сплава от равновесного состояния. Управление технологическими параметрами процессов кристаллизации и термической обработки позволяет сформировать оптимальную макро- и микроструктуру сплава в составе турбинных лопаток, обеспечивающую максимальный вклад эффектов упрочнения всех

структурных составляющих в достигаемый комплекс эксплуатационных характеристик. Однако, длительная эксплуатация рабочих лопаток турбины в условиях высоких температур и нагрузок сопровождается трансформацией тонкой структуры и развитием необратимых фазовых превращений в жаропрочном сплаве, приближая его фазовый состав к равновесной диаграмме состояния.

Развитие структурных и фазовых превращений в жаропрочном сплаве в сочетании с высокотемпературной ползучестью в процессе эксплуатации ГТД означает, что ресурс рабочих лопаток турбины имеет свой предел, обусловленный не только износом, имеющим внешние проявления, таким, как эрозия защитного покрытия, высокотемпературное окисление и коррозионное повреждение входной и выходной кромок пера, фреттинг-износ полок и зубьев хвостовика, но структурным состоянием сплава.

В этой связи актуальной является задача разработки технологии ремонта рабочих лопаток турбины высокого давления, лимитирующих ресурс ГТД.

1. Формулирование проблемы

Ремонтопригодность рабочих лопаток ТВД определяется величиной повреждения геометрии профильной части пера, эрозией и глубиной окисления

защитного жаростойкого покрытия, а также степень развития необратимых структурных изменений в материале лопаток.

Проблематичность восстановительного ремонта рабочих лопаток ТВД с равноосной структурой из жаропрочных сплавов ЖС6У-ВИ, или ЖС6К обусловлена зернограницной ползучестью сплавов в процессе эксплуатации и, соответственно, повреждением границ зерен, а также вероятностью оплавления границ зерен при восстановительной термообработке, температура которой должна быть выше температуры серийной гомогенизации на 10 – 15 °С.

Монокристаллическая структура рабочих лопаток ТВД позволяет более оптимистически рассматривать возможность их ремонта, однако, не исключает необходимости всестороннего изучения эксплуатационной повреждаемости жаропрочного сплава.

2. Анализ необратимых структурных изменений в монокристаллическом сплаве ЖС32-ВИ

В результате выполненных исследований установлено, что характерной особенностью охлаждаемых монокристаллических рабочих лопаток ТВД после длительной эксплуатации является сохранение исходной структуры жаропрочного сплава в стенках охлаждаемых каналов, включая спинку и корыто пера [1] (рис. 1, а). Необратимые структурные изменения в виде коагуляции упрочняющей γ' -фазы и формирования «рафт»-структуры наблюдаются только в наиболее горячих зонах – по входной и выходной кромкам пера (рис. 1, б). В процессе работы турбинных лопаток в условиях высокого уровня температур, упрочняющая γ' -фаза кроме частичного растворения, коагуляции и формирования «рафт»-структуры может также изменять свой химический состав в результате развития диффузионных процессов.

Исследование изменения химического состава упрочняющей γ' -фазы жаропрочного сплава ЖС32-ВИ после длительной эксплуатации рабочей лопат-

ки, выполненное методом энергодисперсионного рентгеноспектрального микроанализа (РСМА), показало, что состав исходной γ' -фазы, сохранившейся в стенках охлаждаемых каналов, отличается от состава скоагулированной γ' -фазы в зоне входной кромки (табл. 1).

Повышение в процессе эксплуатационного нагрева содержания в γ' -фазе алюминия, тантала и ниобия, образующих алюминиевую подрешетку в интерметаллиде Ni_3Al , свидетельствует о приближении ее состава к равновесному. Снижение содержания в γ' -фазе вольфрама, рения и хрома в общей сумме на 1,3 % означает повышение концентрации этих элементов в никелевой матрице в удвоенном количестве (исходя из соотношения 1:2 объемных долей, фаз γ и γ' в структуре сплава). Изменение химического состава никелевой матрицы в сторону повышения содержания в ней вольфрама, рения и хрома увеличивает вероятность выделения топологически плотноупакованных (ТПУ)-фаз в жаропрочном сплаве в процессе эксплуатации двигателя.

Длительная эксплуатация монокристаллических рабочих лопаток ТВД из сплава ЖС32-ВИ приводит к выделению μ -фазы в наиболее горячих зонах пера уже после 1000 часов работы (рис. 1, в). Пластины μ -фазы, имеющей по данным работы [2] ромбоэдрическую кристаллическую решетку, ориентированы по плоскостям наиболее плотной упаковки $\{111\}$ никелевой матрицы.

По результатам РСМА суммарное содержание рения и вольфрама в μ -фазе сплава ЖС32-ВИ достигает 50 % масс.

Причиной досрочного съема двигателя с эксплуатации может являться кратковременный заброс температуры газового потока, приводящий к перегреву рабочих лопаток ТВД.

Структурным признаком эксплуатационного перегрева является коагуляция упрочняющей γ' -фазы, ее частичное растворение и повторное выделение в виде сыпи (рис. 1, г).

Таблица 1

Химический состав упрочняющей γ' -фазы, % масс. в сплаве ЖС32-ВИ после длительной эксплуатации

Место анализа	Ni	Al	Ta	W	Re	Nb	Mo	Cr	Co
Стенка охлаждаемого канала	65,0	6,6	6,9	9,4	1,2	1,0	0,3	2,4	7,2
Входная кромка	64,8	7,4	7,2	9,2	0,8	1,5	0,6	1,7	6,8

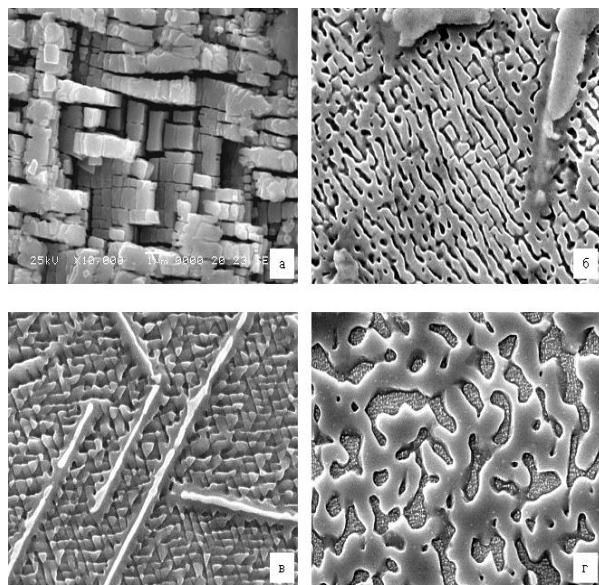


Рис. 1. Микроструктура монокристаллического жаропрочного сплава ЖС32-ВИ в составе рабочей лопатки ТВД:
а – кубическая морфология упрочняющей γ' -фазы после стандартной термической обработки, сохранившаяся в стенках охлаждаемых каналов, $\times 10000$;
б – формирование «рафт»-структуры и взаимодействие монокристаллов с металлической матрицей, $\times 7500$;
в – выделение μ -фазы в процессе длительной эксплуатации лопатки, $\times 10000$;
г – растворение, коагуляция упрочняющей γ' -фазы и повторное ее выделение в виде мелкой фракции в зоне входной кромки пера в результате эксплуатационного перегрева, $\times 7500$

Результаты выполненных исследований показывают, что несущий каркас рабочей лопатки ТВД, образованный стенками охлаждаемых каналов, не подвержен процессам ползучести при эксплуатации, а описанные выше признаки деградации структуры жаропрочного сплава ЖС32-ВИ присущи только наиболее горячим зонам пера. Это дает основание для разработки технологии восстановительного ре-

монта рабочих лопаток ТВД по схеме: газостатическое изотермическое прессование (ГИП) – восстановительная термическая обработка (ВТВО) – нанесение жаростойкого защитного покрытия.

Существенным препятствием выполнения операций ВТВО и нанесения защитных покрытий, в том числе и на внутренние поверхности охлаждаемых каналов, является окисление этих поверхностей в процессе эксплуатации двигателя.

Если проточная поверхность рабочей лопатки ТВД позволяет применить механические методы очистки поверхности под последующее нанесение защитного жаростойкого покрытия, то окисление внутренних поверхностей охлаждаемых каналов требует разработки специальных методов очистки.

3. Эксплуатационное повреждение внутренних поверхностей охлаждаемых каналов и способ их очистки от высокотемпературных окислов

Длительная наработка в эксплуатации монокристаллических лопаток приводит к эрозии защитного диффузионного покрытия на наружной поверхности лопаток со стороны входной и выходной кромок, а также к окислению внутренних поверхностей охлаждаемых каналов (рис. 2).

Ресурс монокристаллических рабочих лопаток ТВД из сплава ЖС32-ВИ ограничен по причине образования термоусталостных трещин, развивающихся от внутренних поверхностей охлаждаемых каналов в зонах действия максимальных градиентов температуры (рис. 2, в). Безусловно, период зарождения термоусталостных трещин определяется

уровнем температурно-силового нагружения лопатки и различен для лопаток разных двигателей и различных конструкций. Общим является то, что термоусталость сопровождается окислительным процессом жаропрочного сплава, как на поверхности охлаждаемого канала, так и в вершине растущей трещины. Очевидным является также и то, что защита внутренних поверхностей охлаждаемых каналов диффузионным жаростойким покрытием сдвигает во времени инкубационный период зарождения термоусталостных трещин.

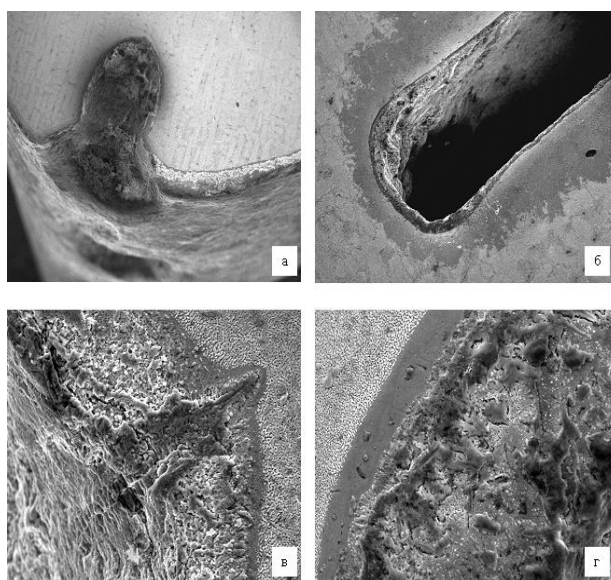


Рис. 2. Повреждение поверхностей монокристаллической рабочей лопатки ТВД из жаропрочного сплава ЖС32-ВИ в процессе длительной эксплуатации:
а – повреждение защитного покрытия и окисление металла лопатки в перфорационном отверстии, $\times 50$;
б – окисление внутренней поверхности охлаждаемого канала, $\times 150$;
в – развитие термоусталостной трещины в охлаждаемом канале, $\times 1000$;
г – фрагмент рис. 2, б, $\times 2000$

Окисление внутренних поверхностей охлаждаемых каналов нарушает условия теплообмена в лопатке, повышая температуру жаропрочного сплава и ускоряя процессы деградации его структуры.

Основной проблемой, возникающей при ремонте охлаждаемых рабочих лопаток ТВД, является очистка труднодоступных поверхностей каналов лопаток,

покрытых слоем продуктов высокотемпературного окисления жаропрочного сплава ЖС32-ВИ.

Высокая термодинамическая устойчивость окислов к кислотам и щелочам и их высокая твердость не позволяют применять традиционные методы химической, или гидроабразивной очистки поврежденных поверхностей для последующего восстановительного ремонта.

На основании результатов проведенных исследований различных вариантов очистки труднодоступных поверхностей охлаждаемых каналов рабочих лопаток ТВД от продуктов высокотемпературного окисления был использован принципиально новый подход, примененный для очистки секторов сопловых лопаток турбины из сплава ЖС6У-ВИ от продуктов сульфидной коррозии [3].

Сущность предложенного способа заключается в предварительном восстановлении продуктов высокотемпературного окисления жаропрочного сплава в процессе отжига лопаток в водородсодержащей атмосфере.

Температурные и временные параметры восстановительного отжига ремонтных лопаток ТВД определяются с одной стороны – термодинамической устойчивостью окислов металлов, входящих в состав жаропрочного сплава в атмосфере водорода, а с другой стороны – температурой солидус жаропрочного сплава (или припоя, которым была выполнена пайка заглушек на стадии изготовления лопаток).

В результате восстановительного отжига рабочих лопаток ТВД в водородсодержащей атмосфере, высокотемпературные окислы превращаются в полиметаллическую губку вследствие восстановления части переходных металлов, таких, как никель, кобальт и молибден [4]. Термодинамически более устойчивые окислы Al_2O_3 , Cr_2O_3 и TiO_2 присутствуют в составе полиметаллической губки в форме вкраплений.

Пористая структура восстановленной губки и полиметаллический гетерофазный состав предподре-

деляют относительно легкое ее растворение в водных кислотных электролитах за счет протекания локальных электрохимических реакций между частями металлов, имеющих различную электроотрицательность (стандартный электродный потенциал). Разработанный метод очистки внутренних поверхностей охлаждаемых каналов позволяет полностью удалить продукты высокотемпературного окисления сплава, не повреждая основной металл (рис. 3).

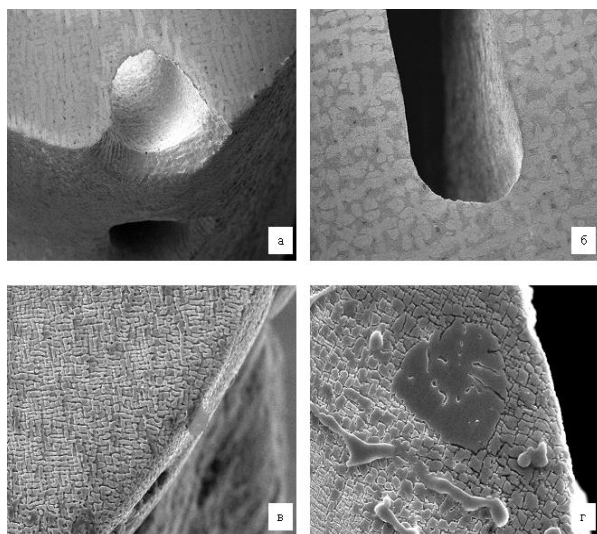


Рис. 3. Монокристаллическая рабочая лопатка ТВД, представленная на рис. 2 после очистки внутренних поверхностей охлаждаемых каналов:

- а – перфорационное отверстие, $\times 50$;
б – охлаждаемый канал, $\times 100$;
в – фрагмент рис. 3, а, $\times 3500$;
г – фрагмент рис. 3, б, $\times 3500$

После подготовки трафтовой и внутренних поверхностей охлаждаемых каналов рабочих лопаток ТВД, на них наносятся защитные диффузионные газоциркуляционные и конденсационные ионно-плазменные защитные жаростойкие покрытия.

Заключение

Предложен способ ремонта охлаждаемых монокристаллических рабочих лопаток ТВД из жаропрочного сплава ЖС32-ВИ, включающий предварительную очистку внутренних поверхностей охлаждаемых каналов от продуктов высокотемпературного окисления с помощью восстановительного отжига в водородсодержащей атмосфере и последующего травления в водном растворе кислот, операции ГИП, ВТВО и нанесения защитных жаростойких покрытий на проточные и внутренние поверхности пера.

Литература

1. Орлов М.Р. Структура направленно закристаллизованных жаропрочных сплавов и работоспособность лопаток турбины высокого давления // Новые материалы и технологии в металлургии и машиностроении. – 2002. – № 1. – С. 70 – 74.
2. Simonetti M., Caron P. – Role and behaviour of μ phase during deformation of nickel-based single-crystal superalloy. // Materials Science and Engineering A254. – 1998. – P. 1 – 12.
3. Орлов М.Р. Патент України № 46104. Засіб очищення деталей з жароміцних сплавів.
4. Самсонов Г.В., Борисова А.Л., Жидкова Т.Г. и др. Физико-химические свойства окислов. – М.: Металлургия, 1978. – 472 с.

Поступила в редакцию 1.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.С. Елисеев, Федеральное государственное унитарное предприятие ММПП «САЛЮТ», Москва.

УДК 539.4

А.Р. ЛЕПЕШКИН, С.А. ЛЕПЕШКИН

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Россия

МЕТОДИКА МНОГОФАКТОРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РЕЖИМОВ НАГРЕВА И ОХЛАЖДЕНИЯ И НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ДЕТАЛЕЙ С УЧЕТОМ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ ВЫСОКОИНТЕНСИВНОЙ ПОВЕРХНОСТНОЙ ЗАКАЛКЕ ТОКАМИ ВЫСОКОЙ ЧАСТОТЫ

Разработана методика многофакторного моделирования режимов нагрева и охлаждения и нестационарного термонапряженного состояния деталей при высокоинтенсивной поверхностной индукционной закалке и модифицирован комплекс программ расчета. Проведены исследования режимов высокоинтенсивной заделки деталей токами высокой частоты при удельных мощностях нагрева более 10 кВт/см^2 без принудительного охлаждения и с учетом фазовых превращений с использованием численного моделирования. Приведены результаты расчета нестационарного теплового состояния при скоростном высокоинтенсивном нагреве поверхностного слоя токами на частоте 440 кГц и интенсивном охлаждении его за счет теплопередачи теплопроводностью в холодные глубинные слои металла, термических и остаточных напряжений в детали при высокоинтенсивной закалке.

детали, многофакторное моделирование, высокоинтенсивная поверхностная закалка, термонапряжения, фазовые превращения, распределение температуры, остаточные напряжения, токи высокой частоты, удельные мощности нагрева, охлаждение

Формулирование проблемы

Постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Индукционный нагрев используется в разных технологических процессах, в том числе, и в процессах поверхностной заделки деталей.

При обычной закалке [1 – 5] деталей токами высокой частоты применяются удельные поверхностные мощности нагрева менее 5 кВт/см^2 с последующим принудительным охлаждением водой, маслом и другими специальными закалывающими средами.

При принудительном охлаждении возникают значительные растягивающие остаточные напряжения под закаленным слоем.

Высокоинтенсивная поверхностная закалка с высокими удельными мощностями нагрева позволяет получить мелкозернистую структуру металла и остаточные сжимающие напряжения на поверхности деталей, устранить максимумы остаточных растяги-

вающих напряжений после заделки вблизи закаленного слоя, повысить износостойкость деталей в несколько раз. При этом отсутствует коробление и необходимость применения специальных закалочных сред и последующей механической обработки.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач. Существуют разные способы скоростного нагрева поверхностных слоев металлических изделий с использованием лазерного, электронно-лучевого и плазменного нагрева, а также индукционного с применением токов высокой частоты (ВЧ). При ВЧ-нагреве осуществляется ввод энергии в деталь на глубину, примерно соответствующую глубине проникновения электромагнитной волны, что снимает ограничения, существующие при поверхностном нагреве другими способами.

После лазерной заделки на поверхности деталей с учетом порядного прохода лазерного луча возникают чередующиеся зоны с растягивающими и сжимающими остаточными напряжениями. Наличие зон

с повышенными растягивающими напряжениями может привести к появлению дефектов в деталях и к снижению их прочности и износостойкости. В отличие от лазерного нагрева на нагреваемой поверхности деталей после ВЧ закалки возникают сжимающие остаточные напряжения, что повышает прочностные характеристики деталей. Лазерный нагрев целесообразно использовать в труднодоступных местах деталей.

При обычной индукционной закалке деталей используются скорости нагрева менее 10^4 К/с.

В работе [5] при поверхностной индукционной закалке шестерен (зуб за зубом) на установке с частотой 0,066 МГц достигнуты скорости нагрева для зон вершины зубьев – 10^4 К/с, а во впадине – $5 \cdot 10^3$ К/с. Расчет индукционного нагрева стали под поверхностную закалку с удельными мощностями до 10 кВт/см² со скоростью нагрева до $2 \cdot 10^4$ К/с и временем нагрева до 0,04 с рассматривался в [6].

На установке ВЧГ4-25/0,44, оснащенной индуктором с ферромагнитным концентратором, при высококонцентрированном индукционном нагреве с закалкой в малых объемах деталей достигнуты удельные мощности нагрева $20 \div 50$ кВт/см² [7].

Для сравнения укажем, что при лазерной [7] и плазменной закалке деталей используются удельные мощности нагрева до 100 кВт/см². При индукционной закалке на частотах $0,44 \div 1,76$ МГц теоретически возможно достижение удельных мощностей нагрева до $200 \div 400$ кВт/см².

При скоростной ВЧ-закалке требуется, например, в первом случае получение тонких закаленных слоев от микрон до нескольких десятков микрон (штампы, высокоточные измерительные инструменты, швейные иглы, зубья пил и т.д.) и во втором случае закаленных поверхностных слоев до 1 мм и более (шестерни, рельсы, режущие инструменты, трубы и др.).

В первом случае необходимо применение ВЧ-генераторов с частотой более 5 МГц и мощностью в

несколько единиц или десятков кВт. Этому отвечает ряд промышленных стандартных ВЧ генераторов на частотах $5,28 \div 81,36$ МГц. Для скоростной поверхностной закалки мелких деталей использовались частоты $10 \div 30$ МГц [3, 8]. В [3] скоростные режимы нагрева применены при закалке швейных игл толщиной $0,65 \div 0,9$ мм, изготовленных из стали У9. Нагрев осуществлялся током частотой 12 МГц, охлаждение – маслом. Скоростной нагрев может быть использован и при непрерывно-последовательном методе поверхностной закалки. В [8] с помощью указанного метода была осуществлена скоростная закалка для зубьев ленточных пил при нагреве током частотой 27 МГц и удельной мощностью 10 кВт/см² с охлаждением без применения искусственной охлаждающей среды.

Во втором случае возможно применение ВЧ генераторов с мощностью от десятков до 200 кВт на частотах $0,066 \div 1,76$ МГц.

Термонапряженное состояние в поверхностных слоях деталей в процессе скоростного нагрева под закалку в [3 – 8] не определялось.

Процесс скоростной закалки стальных изделий с применением высокоинтенсивного индукционного ВЧ-нагрева состоит из скоростного нагрева тонкого поверхностного слоя и интенсивного охлаждения его за счет теплопередачи теплопроводностью в холодные глубинные слои металла без внешнего принудительного охлаждения. Указанный процесс нагрева и формирования структуры закаленных слоев сложен с учетом его нестационарности и многофакторности и еще мало изучен.

Большие перепады температуры в детали при скоростном ВЧ-нагреве могут привести к возникновению значительных термических напряжений в нагреваемом поверхностном слое детали, превышающих допустимые значения.

В математическом моделировании режимов закалки деталей токами высокой частоты требуется учитывать взаимосвязанные сложные физические

факторы: специфику индукционного нагрева, ферромагнитные свойства материала деталей и условия охлаждения, свойства материалов в зависимости от параметров электромагнитного поля (ЭМП), температуры, фазовых превращений и др.

В существующей литературе термические и остаточные напряжения не рассчитывались при высокоинтенсивной ВЧ закалке.

Цель исследований. Целью данных исследований являлась разработка методики многофакторного моделирования режимов нагрева и охлаждения и нестационарного термонапряженного состояния деталей с учетом остаточных напряжений при высокоинтенсивной поверхностной закалке токами высокой частоты нестационарного теплового и термонапряженного состояния деталей при закалке токами высокой частоты с учетом многих факторов при расчетах параметров электромагнитного поля, нестационарного теплового состояния при нагреве и охлаждении.

В данной методике моделирования высокоинтенсивной закали в впервые осуществляется комплексный расчет нестационарного электромагнитного и температурного полей, нестационарного термонапряженного состояния и остаточных напряжений с учетом фазовых превращений при высоких скоростях нагрева и охлаждения. Данная методика реализована в виде модифицированного комплекса программ расчета.

В частности, впервые проведены численные исследования режимов высокоинтенсивной поверхностной закали деталей токами высокой частоты с учетом термонапряжений при удельных мощностях скоростного нагрева более 10 кВт/см^2 на частоте 440 кГц и интенсивном охлаждении поверхностного слоя за счет теплопередачи теплопроводностью в холодные глубинные слои металла.

При этом получены кривые высоких удельных мощностей нагрева в зависимости от времени (скорости) нагрева.

Методика и результаты исследований

Исследования скоростного индукционного нагрева под поверхностную закалку проводились с разными удельными поверхностными мощностями с определением температур и термонапряжений в любой момент времени процессов нагрева и охлаждения и с учетом ограничений на термические и остаточные напряжения. При этом распределения остаточных напряжений определялись с учетом нестационарного теплового состояния, прочностных свойств детали при нагреве и охлаждении и фазовых превращений в материале детали.

С использованием разработанного программного пакета проведены расчетные исследования скоростного индукционного нагрева под поверхностную закалку цилиндрической детали из стали 45 диаметром 40 мм на частоте 440 кГц. По результатам расчета построены кривые удельных мощностей $1 \div 10 \text{ кВт/см}^2$ (рис. 1, а) и $10 \div 100 \text{ кВт/см}^2$ (рис. 1, б) в зависимости от времени нагрева, распределения температур (рис. 2, а) и осевых термонапряжений (рис. 2, б) в поверхностном слое детали при нагреве поверхности до температуры 1000°C со скоростями нагрева $2,5 \cdot 10^3 \div 3,5 \cdot 10^7 \text{ К/с}$ и расчетными удельными мощностями нагрева $2 \div 1000 \text{ кВт/см}^2$. Кривые на рис. 1, а и рис. 1, б позволяют выбрать время и скорость нагрева детали под поверхностную индукционную ВЧ закалку.

Анализ полученных распределений температур и осевых термонапряжений в упругопластической области показывает, что при повышении скорости нагрева под закалку градиенты температур и термонапряжения в поверхностном слое наиболее резко возрастают до значения удельной мощности 100 кВт/см^2 , а максимум сжимающих термонапряжений приближается к поверхности детали.

Максимумы осевых термонапряжений на кривых (рис. 2, б) образуются при переходе металла из упругого в упругопластическое состояние и являются опасными. Значения указанных максимумов за-

висят от распределения температуры в детали, т.е. от градиентов температуры. Максимум осевых термонапряжений при удельной мощности 100 кВт/см^2 достигает предела текучести ($\sigma_s = 270 \text{ МПа}$ при $t = 100 \text{ }^\circ\text{C}$) и остается примерно постоянным до 1000 кВт/см^2 , как видно из рис. 2, б.

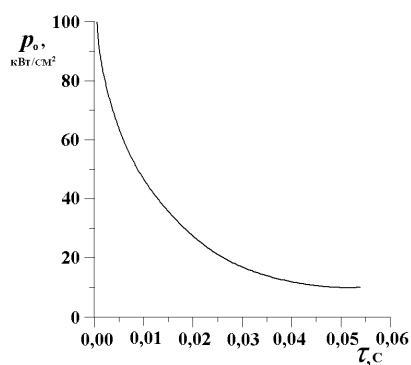
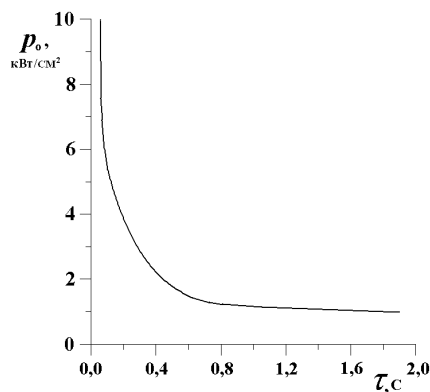


Рис. 1. Кривые удельных мощностей $1 \div 10 \text{ кВт/см}^2$ (а) и $10 \div 100 \text{ кВт/см}^2$ (б) в зависимости от времени нагрева

Известно, что прочностные характеристики материалов, в том числе, и предел текучести обладают рассеянием механических свойств. С учетом указанного обстоятельства скоростные режимы нагрева, при удельных мощностях более 100 кВт/см^2 , могут привести к возникновению опасных термонапряжений, т.е. появлению трещин и других дефектов.

Это касается особенно тех сталей, которые имеют пониженные значения пределов текучести и пластичности.

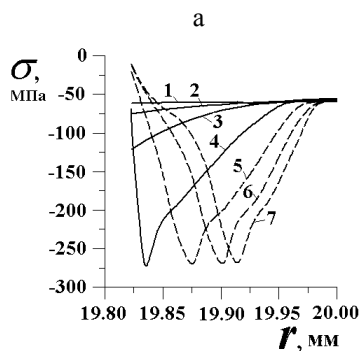
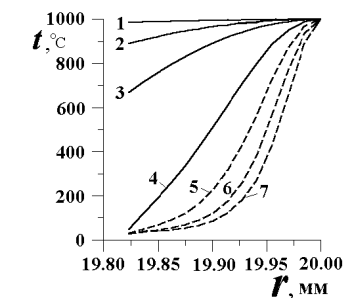


Рис. 2. Распределения температур (а) и осевых термонапряжений (б) в поверхностном слое детали ($r = 20 \text{ мм}$) при $t_{\text{зак}} = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$: кривым 1 – 7 соответствуют удельные мощности 2, 20, 50, 100, 200, 400 и 1000 кВт/см^2

Исследования остаточных напряжений в указанной выше детали после закалки на частоте тока 440 кГц проведены также с помощью разработанного пакета программ.

В данном процессе следует отметить прямое влияние параметров скоростного высокоинтенсивного нагрева (распределения температуры в детали) на режимы охлаждения и остаточные напряжения внутри технологического цикла скоростной индукционной закалки. С увеличением удельной мощности (скорости нагрева) деталь прогревается на меньшую глубину и, следовательно, она будет быстрее охлаждаться за счет передачи теплоты теплопроводностью в холодные слои металла. При удельной мощности нагрева 10 кВт/см^2 время охлаждения до температуры $140 \text{ }^\circ\text{C}$ составляет $2,5 \text{ с}$, а при 100 кВт/см^2 – $0,5 \text{ с}$. По результатам математического моделирования на рис. 3 представлены расчетные температурные кривые охлаждения детали после скоростного нагрева с разными удельными мощно-

стями нагрева: 1 – 10 кВт/см², 2 – 50 кВт/см², 3 – 100 кВт/см².

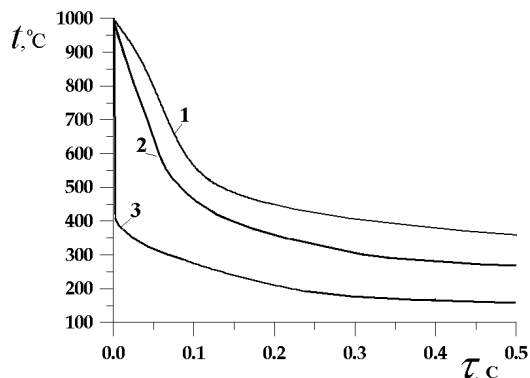


Рис. 3. Температурные кривые охлаждения детали после нагрева с разными удельными мощностями нагрева: 1 – 10 кВт/см², 2 – 50 кВт/см², 3 – 100 кВт/см²

По результатам расчета на рис. 4. построена кривая осевых остаточных напряжений (1) и глубины закаленного слоя (2) в зависимости от удельной мощности нагрева 10 ÷ 100 кВт/см². Распределения осевых остаточных напряжений по радиусу детали, соответствующие удельным мощностям нагрева 10 кВт/см² и 100 кВт/см², представлены на рис. 5, а и рис. 5, б соответственно.

Анализ результатов расчета показывает, что с повышением удельной мощности (скорости нагрева) с учетом указанного выше режима охлаждения остаточные сжимающие напряжения на поверхности детали увеличиваются, а остаточные растягивающие напряжения в средней части детали уменьшаются.

Кроме того, из анализа рис. 5, а и рис. 5, б следует, что максимумы остаточных растягивающих напряжений вблизи закаленного слоя детали отсутствуют, свойственные обычной закалке с принудительным охлаждением [1, 3, 4].

При достижении удельной мощности 100 кВт/см² осевые остаточные напряжения на поверхности возрастают до 820 ÷ 860 МПа достигают значений предела текучести закаленной детали 800 ÷ 850 МПа, что является опасным.

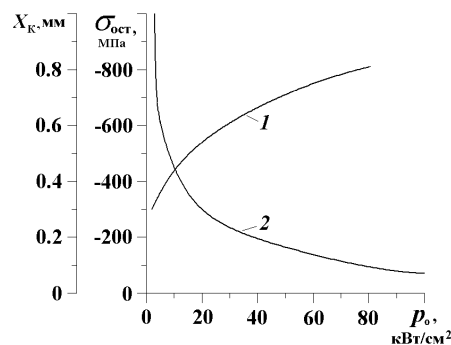


Рис. 4. Кривые осевых остаточных напряжений $\sigma_{ост}$ (1) и глубины X_k (2) закаленного слоя в зависимости от удельной мощности скоростного нагрева 10 ÷ 100 кВт/см²

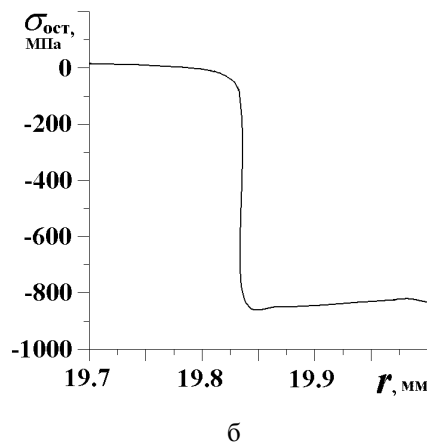
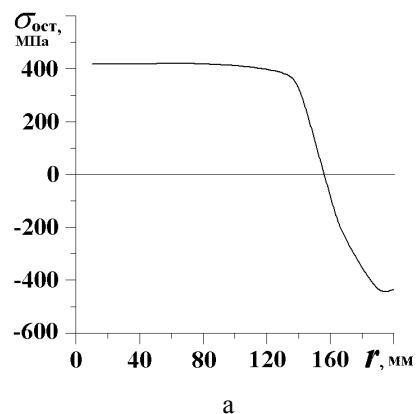


Рис. 5. Распределения осевых остаточных напряжений в детали при удельных мощностях скоростного нагрева 10 кВт/см² (а) и 100 кВт/см² (б)

Таким образом, при расчете режимов высокоинтенсивного индукционного нагрева и охлаждения стальных деталей под поверхностную закалку (скорости до 10⁶ К/с и время нагрева 10⁻² ÷ 10⁻⁴ с) необходимо учитывать ограничения на термические и

остаточные напряжения. Кроме того, приведены расчеты распределения твердости в поверхностных слоях детали с учетом фазовых превращений при высокоинтенсивной и обычной индукционной закалке.

Выводы и перспективы дальнейших исследований

Разработана методика многофакторного математического моделирования режимов нагрева и охлаждения и нестационарного термонапряженного состояния деталей с учетом остаточных напряжений при высокоинтенсивной поверхностной закалке токами высокой частоты. Модифицирован комплекс программ расчета.

Проведены исследования режимов высокоинтенсивной закалки деталей токами высокой частоты при удельных мощностях нагрева более 10 кВт/см^2 без принудительного охлаждения и с учетом фазовых превращений с использованием численного моделирования. Приведены результаты расчета нестационарного теплового состояния при скоростном нагреве поверхностного слоя токами на частоте 440 кГц и интенсивном охлаждении его за счет теплопередачи теплопроводностью в холодные глубинные слои металла, термических и остаточных напряжений в детали при высокоинтенсивной закалке.

Направлением дальнейших исследований является использование разработанной методики и комплекса программ для расчета режимов индукционной закалки локальных зон деталей и деталей сложной формы.

Полученные результаты и рекомендации и комплексная методика расчета могут быть использованы при разработке скоростных режимов нагрева с высокими удельными мощностями и охлаждения под поверхностную высокоинтенсивную закалку в различных отраслях машиностроения.

Литература

1. Лепешкин А.Р., Лепешкин С.А. Методика моделирования нестационарного теплового и термонапряженного состояния деталей с учетом фазовых превращений при закалке токами высокой частоты // Вестник двигателестроения. – 2004. – № 2. – С. 116 – 119.
2. Биргер И.А. Остаточные напряжения. – М.: Машгиз, 1963. – 232 с.
3. Серенсен С.В., Загриценко З.Т. Влияние поверхностной закалки с нагревом токами высокой частоты на сопротивление усталости валов из стали 40ХНМА. Выпуск № 235. – М.: Оборонгиз, 1953. – 23 с.
4. Головин Г.Ф., Замятин М.М. Высоочастотная термическая обработка. – М.: Машиностроение, 1990. – 239 с.
5. Гурченко П.С., Герман М.Л. Математическое моделирование температурного поля при закалке шестерен индукционным нагревом под слоем воды // Инженерно-физический журнал. – 2000. – Т. 73, № 2. – С. 423 – 429.
6. Васильев А.С., Царевский В.В. Высокоинтенсивный индукционный нагрев // Электричество. – 2001. – № 12. – С. 37 – 43.
7. Бровер Г.И., Варавка В.И., Русин А.П. Особенности строения и свойств инструментальных сталей после высококонцентрированного нагрева и отпуска // Физика и химия обработки материалов. – 1988. – № 5. – С. 107 – 113.
8. Chandler H.E. Almost amorphous structure produced by pulse hardening // Metal Progress. – 1982. – V. 122, № 4. – P. 41 – 43.

Поступила в редакцию 30.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.А. Ножницкий, Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Москва.

УДК 621.73.043.011

М.Н. БАГМЕТ¹, И.А. ЖДАНОВ², С.К. КОЛТУН¹¹Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского “ХАИ”, Украина²Харьковский машиностроительный завод “ФЭД”, Украина

МЕТАЛЛОГРАФИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МАТЕРИАЛА ЛОПАТОК ПОСЛЕ ХОЛОДНОГО ВАЛЬЦЕВАНИЯ

В статье приведены результаты исследований образцов рентгеноструктурным методом и результаты исследований микроструктуры, микротвердости, остаточных напряжений после холодного вальцевания

холодное вальцевание, микроструктура, наклеп, микротвердость, титановые сплавы, остаточные напряжения, рентгеноструктурный метод

Введение

Одним из прогрессивных технологических процессов изготовления лопаток без припуска по перу на механическую обработку является холодное вальцевание профиля на специальных установках.

1. Постановка задачи и цель исследования

Исследование процесса вальцевания производилось на плоских образцах из сплава ВТ8 и стали ЭП479Ш, изготовленных из прутков и прошедших соответствующую термическую обработку. Геометрические размеры образцов (толщина) выбраны исходя из размеров лопаток по толщине в пределах 0,7 – 2,9 мм.

Вальцевание производилось на установке УВЛ-100 со степенью обжатия в пределах 4,3 – 32,4 %.

Для обеспечения повышенного ресурса работы лопаток важное значение имеют поверхностные остаточные напряжения, т.к. в большинстве случаев разрушение лопаток начинается с их поверхности. Поверхностные остаточные напряжения возникают в результате взаимодействия инструмента или среды с поверхностью обрабатываемой детали. Поэтому исследование поверхностных напряжений при обработке новых технологических процессов изготовления лопаток является необходимым.

В данной статье приведены результаты исследований микроструктуры, микротвердости, остаточных напряжений образцов и их исследование рентгеноструктурным методом после холодного вальцевания.

2. Металлографические исследования материала лопаток после холодного вальцевания

2.1. Исследование микроструктуры

Вырезку и обработку образцов производили таким образом, чтобы исключить возможность их нагрева, а, следовательно, и температурных влияний.

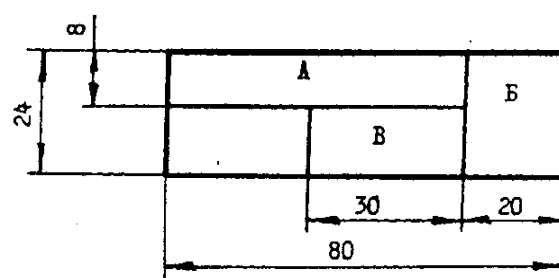


Рис. 1. Образцы для: А – измерения остаточных напряжений; Б – рентгеноструктурного анализа; В – измерения микротвердости и определения микроструктуры

Микроструктура вальцовочных образцов из сплава ВТ8 со степенью обжатия в пределах 4 – 19% аналогична микроструктуре вальцованных в закаленном состоянии лопаток, прошедших закалку с

нагревом при температуре 920 ± 10 °С в области фазы ($\alpha + \beta$). Микроструктура состоит из равноосной смеси α и метастабильной β -фазы. Следов пластической деформации в виде изменения формы структурных фаз в направлении прикладываемых в процессе вальцевания нагрузок, не обнаружено.

Микроструктура образцов из стали ЭП479Ш, вальцованных со степенью обжатия 4,4 – 32,4% идентична микроструктуре термообработанных после вальцевания лопаток и состоит из двух фаз: сорбита ориентированного по бывшим до термообработки иглам мартенсита и δ -феррита, вытянутого в направлении вальцевания. Дисперсность и травимость основной фазы – сорбита по толщине образцов – равномерная. Количество и расположение второй фазы δ -феррита не зависит от степени обжатия.

2.2. Исследование наклепа

Исследование наклепа вальцованных образцов производилось рентгеновским методом и методом измерения микротвердости. Измельчение блоков кристаллов и возникновение остаточных внутренних микронапряжений (напряжений II рода) в результате холодной пластической деформации большинства металлов вызывает расширение линий на рентгенограммах.

Рентгенографическое определение наклепа исследуемых образцов производилось по эффекту расширения линий, соответствующих большим углам Вульфа-Брегга. При наличии микронапряжений каждая система атомных плоскостей кристаллов с одинаковыми индексами (hkl) имеет вместо строго определенного межплоскостного расстояния d , межплоскостное расстояние, лежащее в пределах $d + \Delta d$.

Соответствующие этим межплоскостным расстояниям значения углов скольжения будут лежать в пределах $\theta + \Delta\theta$, что проявляется в размытии (расширении) линий на рентгенограмме.

Рентгеновская съемка образцов производилась на дифрактомере УРС50И-М с применением $\text{Cu}_{K\alpha}$ -излучения для сплава ВТ8 и $\text{Fe}_{K\alpha}$ -излучения для стали ЭП479Ш.

Монохроматизация первичного пучка лучей осуществлялась отражением от плоскостей (III) упруго изогнутого монокристалла германия.

Вследствие значительной текстуры в образцах интенсивность линий $(213)_{\alpha\text{-Ti}}$ и $(220)_{\alpha\text{-Fe}}$ при обычном положении образца оказалась очень слабой. Для увеличения интенсивности отражений нулевое положение держателя было смещено на 45° относительно нулевого положения держателя счетчика.

Ширина линий $(213)_{\alpha\text{-Ti}}$ образцов из сплава ВТ8 и $(220)_{\alpha\text{-Fe}}$ образцов из стали ЭП479Ш измерялась на середине высоты максимума. Рентгенограммы вальцованного и невальцованного участков образца из сплава ВТ8 приведены на рис. 2 и 3.

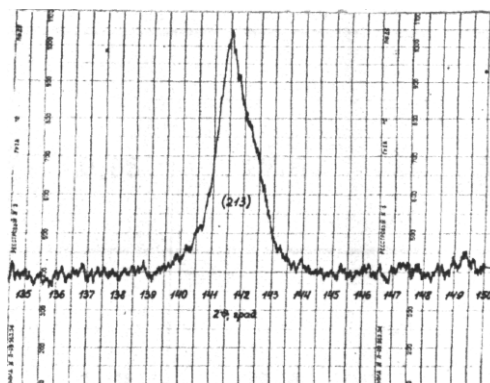


Рис. 2. Рентгенограмма вальцованного участка

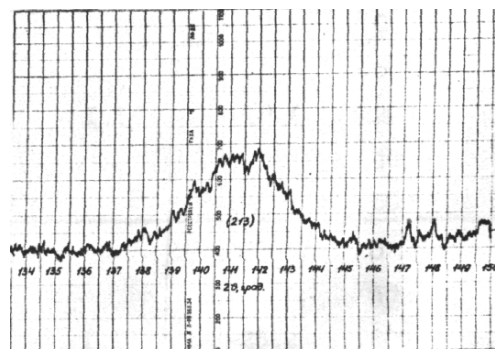


Рис. 3. Рентгенограмма невальцованного участка

Для исследования микротвердости образцов по глубине снятия слоя на образцах из сплава ВТ8 про-

изводилось химическое травление в растворе азотной и плавиковой кислот, на образцах из стали ЭП479Ш – электролитическое полирование в растворе серной и фосфорной кислот, измерение микротвердости проводилось на приборе ПМТ-3 с автоматическим нагружением при нагрузке 50 г на косых шлифах с углом скоса 3 – 4°.

Результаты измерения рентгеновских линий и микротвердости приведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Ширина линий (220) и микротвердость вальцованных образцов из стали ЭП479Ш						
№ образца	Толщина образца до вальцовки, мм	Толщина образца после вальцовки, мм	Степень обжатия, %	Глубина слоя, мкм	Ширина линий, рад×10 ²	Микротвердость, Н/м ² ·10 ²
1	2	3	4	5	6	7
1	0,73	0,61	16,4	0	2,07	32,2
				55	2,01	33,2
				220	2,10	36,2
				330	1,92	36,5
2	0,89	0,65	27,0	0	2,10	34,0
				55	2,00	35,4
				220	2,07	38,3
				350	1,83	39,8
3	1,05	0,71	32,4	0	2,05	33,8
				55	2,07	34,9
				220	2,05	39,8
				385	2,07	45,3
4	1,41	1,14	19,1	0	2,07	33,1
				55	2,01	31,5
				220	2,05	40,5
				440	2,10	45,3
5	1,51	1,13	25,2	550	1,87	53,6
				0	2,05	33,8
				55	1,77	34,9
				220	1,02	36,9
				440	1,73	41,9
				600	1,93	43,4

Примечание: ширина линий невальцованного участка образцов (1,34 – 1,44) рад×10²; микротвердость – (36,5 – 38,9) Н/м²·10² для образцов 1 и 2; (36,5 – 41,8) Н/м²·10² для образцов 3, 4 и 5.

2.3. Исследование поверхностных остаточных напряжений

Остаточные напряжения, которые уравниваются в объеме всей детали или ее части (макронапряжения, напряжения I рода), оказывают значительное

влияние на эксплуатационную надежность деталей.

Таблица 2

Ширина линий (213) и микротвердость вальцованных образцов из сплава ВТ8						
№ образца	Толщина образца до вальцовки, мм	Толщина образца после вальцовки, мм	Степень обжатия, %	Глубина слоя, мкм	Ширина линий, рад×10 ²	Микротвердость, Н/м ² ·10 ²
1	2	3	4	5	6	7
1	1,49	1,23	17,5	0	3,02	58,3
				55	2,73	49,1
				330	2,39	41,9
				660	2,54	36,0
2	1,60	1,40	12,5	0	2,98	34,6
				55	2,38	47,1
				550	2,35	41,9
				770	2,49	37,5
3	2,20	1,84	16,4	0	2,87	58,3
				55	2,70	49,1
				330	2,35	45,3
				550	2,54	41,9
4	2,11	2,02	43,0	990	2,39	38,5
				0	2,42	53,5
				55	1,87	47,1
				330	1,82	43,3
5	2,60	2,30	11,5	550	2,01	40,3
				1100	1,92	38,7
				0	2,70	58,3
				55	2,38	49,1
6	1,70	1,25	26,5	330	2,39	40,2
				880	2,45	37,5
				0	2,10	34,2
				55	2,05	36,2
7	2,51	2,38	52,0	220	2,01	37,5
				404	2,01	40,2
				680	2,01	42,2
				0	1,82	30,2
8	2,71	2,27	16,2	55	1,68	31,5
				220	1,64	34,2
				440	1,84	37,1
				880	1,62	36,2
9	2,90	2,36	18,6	1320	1,70	36,5
				0	1,87	30,4
				55	1,87	32,6
				220	1,82	35,5
				440	1,77	38,9
				880	1,87	43,4
				1265	1,87	38,9
9	2,90	2,36	18,6	0	2,01	25,0
				55	1,87	41,9
				220	1,87	45,3
				440	2,01	49,1
				880	2,05	40,4
				1320	1,87	34,4

Примечание: ширина линий невальцованного участка образцов (1,44 – 1,63) рад×10²; микротвердость – (30,0 – 31,3) Н/м²·10².

Определение поверхностных напряжений на образцах производилось механическим методом на приборе ПИОН-2 по методике НИАТ.

Снятие поверхностных слоев с образцов производилось электрическим травлением по режимам (табл. 3)

Таблица 3

Режимы электрического травления

Материал образца	Состав электролита	Материал катода	Плотность тока, А/см ²	Скорость травления, г/мин
Сталь ЭП479Ш	H ₃ PO ₄ – 240 см ³ HNO ₃ – 10 см ³ H ₂ O – 750 см ³	Свинец	1,4-1,5	2,2
Титановый сплав ВТ8	CO – 450 г H – 100 см ³ H ₂ O – 450 см ³	графит	0,6	2,5

Из полученных результатов следует, что введенные напряжения на вальцованных образцах из стали ЭП479Ш и сплава ВТ8 имеют различный характер. На образцах из сплава ЭП479Ш в поверхностном слое толщиной до 12 микрон и более залегают сжимающие напряжения до 340 МПа. Затем сжимающие напряжения переходят в растягивающие до 250 МПа. На образцах из сплава ВТ8 в поверхностном слое располагаются, в основном, растягивающие напряжения до 480 МПа. Связь между степенью деформации и характером распределения напряжений на образцах не обнаруживается.

В связи с тем, что перо лопатки имеет сложную форму и деформируется при вальцевании неравномерно, следует ожидать, что в отдельных точках лопатки могут быть растягивающие остаточные напряжения больших величин, чем на плоских образцах. Наличие в поверхностном слое значительных по величине растягивающих напряжений является нежелательным для надежной работы лопаток.

С целью стабилизации структуры и наведения в поверхностном слое благоприятных сжимающих напряжений производится термическая обработка и последующая отделочно-упрочняющая обработка

рабочих лопаток. Лопатки из сплава ВТ8 после отжига в аргоне при температуре 600 °С подвергаются виброабразивной обработке. В результате на поверхности пера лопаток наводятся сжимающие напряжения, на глубине более 12 микрон растягивающие напряжения не превышают 130 МПа. Лопатки из стали ЭП479Ш подвергаются отпуску при температуре 590 °С и последующей виброабразивной обработке. Перо лопаток I и II ступеней ротора компрессора подвергаются дополнительно упрочнению виброгалтовкой, что наводит в поверхностном слое толщиной не менее 45 микрон сжимающие напряжения в пределах 165-660 МПа. Под слоем сжимающих напряжений растягивающие напряжения не превышают 165 МПа.

Заключение

Результаты исследований показывают, что процесс холодного вальцевания приводит к наклепу пера лопаток на всю толщину, как для лопаток из стали ЭП479Ш, так и для лопаток из сплава ВТ8, что отражается в увеличении микротвердости и размытии рентгеновских линий.

Однако, эффект упрочнения пера лопаток носит неравномерный характер. При этом микроструктура лопаток по всему сечению пера практически не изменяется и соответствует требованиям на готовые детали. Напряженно-деформированное состояние пера лопаток неравномерно с наличием значительных по величине растягивающих напряжений в поверхностном слое. Это приводит к необходимости в целях обеспечения надежной работы лопаток применять стабилизирующие режимы термической обработки и операции отделочно-упрочняющей обработки поверхности.

Поступила в редакцию 25.04.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Я. Мовшович, ГП “Харьковский научно-исследовательский институт технологии машиностроения”, Харьков.

УДК 629.7.03.036.3.001.42

А.В. ОЛЕЙНИК, Н.А. ШИМАНОВСКАЯ

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

СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ИДЕНТИФИКАЦИЯ МОНИТОРИНГОВОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ ТЕМПЕРАТУРНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В КРИТИЧЕСКОЙ ТОЧКЕ УЗЛА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Предложена математическая модель динамики температурных напряжений в точке узла ГТД для системы мониторинга выработки ресурса. Основу модели составляют параметризованные переходные характеристики напряжений при различных уровнях теплоотдачи. Точность обеспечивается параметрической идентификацией модели по конечно-элементной модели высокого уровня. На переходах типа «малый газ – взлетный – малый газ» погрешность расчета пикового значения напряжения в диске турбины составила ~2 МПа.

температурные напряжения, мониторинг ресурса

Точность мониторинга выработки ресурсов авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) во многом зависит от точности оперативного расчета температурных напряжений, возникающих в деталях на установившихся и неустойчивых режимах. Создание мониторинговой – легко алгоритмируемой и одновременно достаточно точной математической модели динамики температурных напряжений в произвольном полетном цикле особенно актуально для двигателей, работающих в быстро изменяющихся условиях – на истребителях, противопожарных и спортивно-пилотажных самолетах и др. В представляемой работе рассматривается структура параметризованной мониторинговой модели температурных напряжений в выбранной точке узла двигателя.

В качестве граничных условий теплообмена для мониторинговых моделей может быть принято допущение о подобии на различных режимах двигателя распределений абсолютной температуры среды (газа и воздуха):

$$T(x_n, y_n, z_n) = \frac{T(x_n, y_n, z_n)_{\delta}}{T_{u\delta}} \cdot T_u \quad (1)$$

и коэффициентов теплоотдачи:

$$\alpha(x_n, y_n, z_n) = \alpha(x_n, y_n, z_n)_{\delta} \cdot k_{\alpha}, \quad (2)$$

где x_n, y_n, z_n – координаты точек поверхности дета-

лей;

T_u – измеряемая, «управляющая» тепловыми процессами, температура газа;

k_{α} – коэффициент подобия режима по теплоотдаче;

индекс «б» отмечает значения величин на некотором «базовом» режиме.

Известны зависимости, связывающие k_{α} с контролируемыми параметрами двигателя: частотой вращения роторов, давлением воздуха, его температурой и другими [1, 2].

Задача расчета компоненты σ тензора локального температурного напряжения в детали узла ГТД в момент τ неустойчивого режима обычно формулируется как квазистатическая задача термоупругости для соответствующей области пространства V с нестационарным температурным полем $t(x, y, z, \tau)$. Решение ее при переменных по пространству, но независимых от температуры свойствах материалов, можно представить в виде [3]:

$$\sigma(\tau) = \frac{\beta \cdot E}{1 - 2\mu} [\tilde{t}(\tau) - t(\tau)], \quad (3)$$

где $t(\tau)$ – локальная температура;

$$\tilde{t}(\tau) = \int_{(V)} k(x, y, z) \cdot t(x, y, z, \tau) \cdot dv \quad - \text{осредненная}$$

по узлу двигателя температура;

$k(x, y, z)$ – зависящая от пространственного распределения свойств весовая функция;

β , μ , E – локальные свойства: коэффициент линейного расширения, коэффициент Пуассона, модуль упругости;

dv – элементарный объем.

Линейность связи (3) температурного напряжения с температурным полем и подобие граничных условий (1), (2) позволяют создавать мониторинговую модель температурного напряжения на основе метода переходных характеристик [4, 5]. Согласно ему температурное напряжение при изменении k_α во времени по закону $k_\alpha|_{\tau=0}^\tau$ находится интегрированием процессов изменения напряжения, порожденных скачками управляющей температуры в предшествующие моменты:

$$\sigma(\tau) = \sigma(0) + \int_0^\tau G\left(\tau - \eta, k_{\alpha_n}|_{\eta=0}^\eta\right) dT_u(\eta), \quad (4)$$

где $k_{\alpha_n}|_{\eta=0}^\eta = k_\alpha|_{\tau=0}^\tau$;

$G(\eta, k_{\alpha_n}|_{\eta=0}^\eta)$ – переходная характеристика температурного напряжения – его динамика $\sigma(\eta)$ после единичного ступенчатого изменения T_u в момент $\eta = 0$ при изменении k_α по закону, заданному функцией $k_{\alpha_n}|_{\eta=0}^\eta$;

$T_u(\tau)$ и $dT_u(\tau)$ – обобщенные функции, содержащие конечные скачки значений.

В случае постоянной теплоотдачи расчет температурного напряжения по формуле (4) требует знания $G(\eta, k_\alpha)$ – переходной характеристики температурного напряжения при соответствующем постоянном значении k_α .

Расчет ее по модели высокого уровня обычно не вызывает затруднений и может быть проведен предварительно. После этого использование формулы (4) обеспечивает практически полное совпадение ре-

зультатов с расчетами $\sigma(\tau)$ по модели высокого уровня при очевидной простоте алгоритма и малости вычислительных затрат.

Переходную характеристику температурного напряжения при постоянном k_α можно интерпретировать как решение несвязанной задачи термоупругости для нестационарного температурного поля, созданного отнулевым ступенчатым изменением T_u , при нулевой начальной температуре и неизменной теплоотдаче, отнесенное к T_u . Решение уравнения теплопроводности для локальной и осредненной температур при перечисленных условиях имеет вид экспоненциальных рядов [6]:

$$\begin{aligned} t(\tau) &= \left[A_0 - \sum_{i=1}^{\infty} A_i \exp\left(-\frac{\tau}{v_i}\right) \right] T_u; \\ \tilde{t}(\tau) &= \left[B_0 - \sum_{i=1}^{\infty} B_i \exp\left(-\frac{\tau}{v_i}\right) \right] T_u. \end{aligned}$$

Это позволяет, учитывая связь температурного напряжения с температурами (3), представить подобным рядом и переходную характеристику:

$$\begin{aligned} G(\tau, k_\alpha) &= \frac{\sigma(\tau, k_\alpha)}{T_u} = \\ &= C_0 - \frac{\beta \cdot E}{1 - 2\mu} \sum_{i=1}^{\infty} C_i \exp\left(-\frac{\tau}{v_i}\right). \end{aligned} \quad (5)$$

Для мониторинговых моделей неизвестные параметры C_0 , C_i , v_i можно найти методами параметрической идентификации, обеспечивающими поиск их оценок, минимизирующих интегральную квадратичную функцию невязки переходной характеристики (5) и ее расчета по модели высокого уровня:

$$\begin{aligned} \Phi(C_0 \dots C_i \dots v_i) &= \int_0^\infty \left\{ G(\tau, k_\alpha) - \frac{\sigma(\tau, k_\alpha)}{T_u} \right\}^2 d\tau = \\ &= \int_0^\infty \left\{ C_0 - \sum_{i=1}^{\infty} C_i \exp\left(-\frac{\tau}{v_i}\right) - \frac{\sigma(\tau, k_\alpha)}{T_u} \right\}^2 d\tau. \end{aligned}$$

Параметр C_0 может быть найден отдельно от остальных на основе расчета по модели высокого уровня температурного напряжения на установившемся режиме:

$$C_0 = \sigma(\infty, k_\alpha) / T_u.$$

На рис. 1 показаны переходные процессы окружного температурного напряжения внутри ступицы диска турбины высокого давления двухконтурного турбореактивного двигателя.

Расчет проводился по газодинамическим, тепловым и термопрочностным моделям высокого уровня при температурах газа и воздуха взлетного режима и коэффициентах теплоотдачи различных режимов от малого газа до взлетного.

По сравнению с монотонными процессами локальной температуры, полученными в работе [5], переходные процессы температурных напряжений имеют более сложный, немонотонный вид. Описание их с погрешностью 3...5 МПа требует 4 – 6 экспонент в представлении (5), т.е. на 1 – 3 больше чем потребовалось для описания процессов температуры.

Использование переходных характеристик при постоянной теплоотдаче приводит к значительной погрешности в случаях, когда теплоотдача существенно изменяется до завершения предшествующих переходных процессов.

Необходимость рассчитывать предварительно или в ходе мониторинга переходные характеристики для всевозможных вариантов изменения теплоотда-

чи является основной проблемой метода переходных характеристик.

В работе [5] предложен компактный алгоритм получения переходных характеристик при изменении теплоотдачи в ходе процесса из характеристик при постоянной теплоотдаче. Он использовался для переходных характеристик температуры, но может использоваться и для переходных характеристик температурных напряжений.

Расчетные исследования подтверждают асимптотическое подобие переходных процессов температурных напряжений при ступенчато изменяющейся и постоянной теплоотдаче. Если в момент τ_s после начала процесса распределение коэффициентов теплоотдачи ступенчато изменилось от значения $k_{\alpha s}$ до значения k_α , то по истечении сравнительно небольшого интервала времени после τ_s процесс протекает как процесс с постоянным, соответствующим значению k_α , распределением, приближенный по времени на Δs (рис. 2).

Исследование большого числа переходных процессов при различных значениях τ_s , k_α и $\Delta k_\alpha = k_\alpha - k_{\alpha s}$ позволяет с достаточной точностью описать смещение единой зависимостью, типа

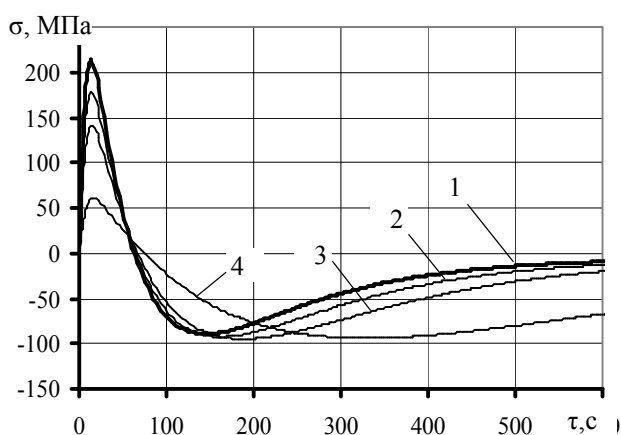


Рис. 1. Переходные процессы окружного температурного напряжения в диске турбины при постоянной теплоотдаче:

1 – $k_\alpha = 1$; 2 – $k_\alpha = 0,75$; 3 – $k_\alpha = 0,55$; 4 – $k_\alpha = 0,2$

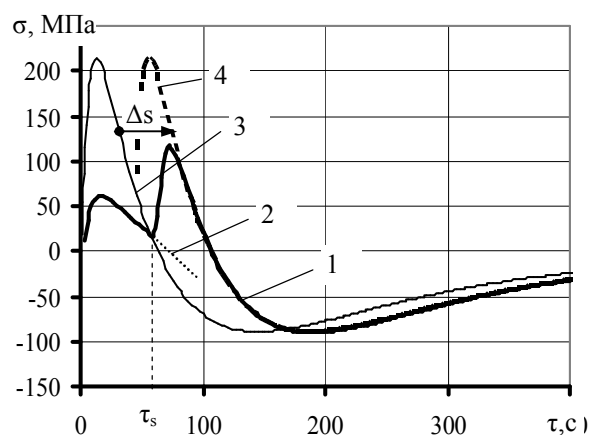


Рис. 2. Асимптотическое подобие переходных процессов окружного температурного напряжения при изменяющейся и постоянной теплоотдаче:

1 – $k_\alpha = 0,2 \div 1$, изменение при $\tau_s = 60$ с; 2 – $k_\alpha = 0,2$; 3 – $k_\alpha = 1$; 4 – $k_\alpha = 1$, смещение на $\Delta s = 45$ с

$$\frac{\Delta s}{\tau_s} = \varphi\left(\frac{\Delta k_\alpha}{k_\alpha}\right) \approx \xi \frac{\Delta k_\alpha}{k_\alpha}. \quad (6)$$

При этом зависимости (6) для переходных характеристик температуры и температурных напряжений для деталей, образующих конструктивный узел, практически не отличаются (рис. 3).

Если участок перехода от одного процесса к другому описать экспонентой, то асимптотическое подобие позволяет достаточно точно описать ход переходного процесса при $\tau \geq \tau_s$ формулой:

$$\sigma(\tau) = \left[G(\tau - \Delta s, k_\alpha) - \Delta G \exp\left(-\frac{\tau - \tau_s}{v_s}\right) \right] T_u, \quad (7)$$

где $\Delta G = G(\tau_s - \Delta s, k_\alpha) - G(\tau_s, k_{\alpha_s})$;

v_s – характерное время реакции температурного состояния на изменение теплоотдачи.

Параметр v_s уравнения (7) можно идентифицировать по расчету по модели высокого уровня переходного процесса с постоянной при $\tau \geq 0$ температурой T_u и однократным ступенчатым изменением теплоотдачи в момент τ_s .

Переходная характеристика при ступенчатом изменении теплоотдачи, исходя из (7), при $\tau \geq \tau_s$ будет иметь вид:

$$G\left(\tau, k_{\alpha_n} \Big|_{\tau=0}^{\tau}\right) = \Pi(\tau - \Delta s, k_\alpha) - \Delta \Pi \exp\left(-\frac{\tau - \tau_s}{v_s}\right). \quad (8)$$

Для процесса, начавшегося в момент η , и протекающего с непрерывным изменением теплоотдачи,

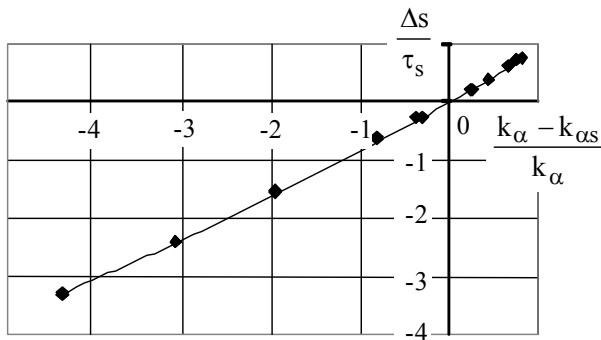


Рис. 3. Функция преобразования переходных характеристик

смещение переходной характеристики $s_\eta(\tau)$ можно найти интегрированием смещений (6), произошедших в предшествующие моменты:

$$s_\eta(\tau) = \xi \int_{\eta}^{\tau} (\tau - \tau_s - s_\eta(\tau_s)) \frac{dk_\alpha(\tau_s)}{k_\alpha(\tau_s)}. \quad (9)$$

Функцию $k_\alpha(\tau)$ в формуле (9) следует рассматривать как обобщенную функцию, скачки которой порождают скачки обобщенной функции $s_\eta(\tau)$ и др.

Используя переходную характеристику (8), с помощью выражения (4) получим зависимость $\sigma(\tau)$ при скачке управляющей температуры T_u в момент η и непрерывном изменении теплоотдачи. Разделив $\sigma(\tau)$ на T_u , получим формулу соответствующей переходной характеристики:

$$G_\eta(\tau, k_{\alpha_n} \Big|_{\tau=0}^{\tau}) = G(\tau - \eta - s_\eta(\tau), k_\alpha(\tau)) - \int_{\eta}^{\tau} \exp\left(-\frac{\tau - \tau_s}{v_s}\right) dG_\eta(\tau_s), \quad (10)$$

$$\text{где } dG_\eta(\tau) = G(\tau - \eta - s_\eta(\tau), k_\alpha(\tau)) - G(\tau - \eta - (s_\eta + ds_\eta(\tau)), k_\alpha(\tau) - dk_\alpha(\tau))$$

– разность переходных характеристик с постоянной теплоотдачей в момент изменения теплоотдачи.

Использував переходную характеристику (10) в формуле (4), получим формулу динамики температурного напряжения при переменных $T_u(\tau)$ и $k_\alpha(\tau)$:

$$\sigma(\tau) = \sigma(0) + \int_0^{\tau} G(\tau - \eta - s_\eta(\tau), k_\alpha(\tau)) dT_u(\eta) -$$

$$- \int_0^{\tau} \int_{\eta}^{\tau} \exp\left(-\frac{\tau - \tau_s}{v_s}\right) dG_\eta(\tau_s) dT_u(\eta).$$

Для экономии вычислительных ресурсов пределы интегрирования можно уменьшить до границ существенного влияния предыстории $T_u(\tau)$ и $k_\alpha(\tau)$ на текущее температурное, а следовательно, и напряженное состояние:

$$\sigma(\tau) = \sigma(\tau_0) + \int_{\tau_0}^{\tau} G(\tau - \eta - s_\eta(\tau), k_\alpha(\tau)) dT_u(\eta) -$$

$$- \int_{\tau_0}^{\tau} \int_{\tau_{00}}^{\tau} \exp\left(-\frac{\tau - \tau_s}{v_s}\right) dG_{\eta}(\tau_s) dT_u(\eta), \quad (11)$$

где $\tau_0 = \tau - 7v_{\max}$;

$\tau_{00} = \tau - 5v_s$;

$v_{\max}$ – максимальное v_i в переходной характеристике (5).

Уравнения (2), (5), (9) и (11) связывают температурное напряжение в выбранной точке узла конструкции с контролируемыми параметрами двигателя, т.е. могут использоваться как мониторинговая модель температурного напряжения в этой точке.

На рис. 4 представлены расчеты изменения окружной компоненты тензора температурного напряжения в критической точке ротора ТВД по высокоуровневым моделям температурного и напряженного состояний и по мониторинговой модели при изменении режимов: малый газ (2 мин) – взлетный (2 мин) – малый газ (10 мин). Отличие напряжений на протяжении процесса не превысило 5 МПа, отличие пикового значения напряжения – 2 МПа. Отношение затрат машинного времени ~5300:1.

Таким образом, математические модели температурных напряжений на основе асимптотического

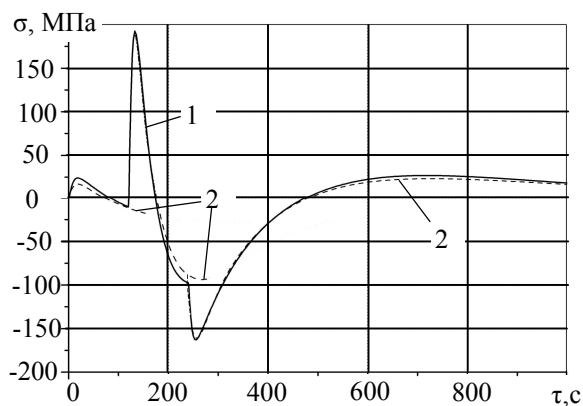


Рис. 4. Цикл «малый газ – взлетный – малый газ». Изменение окружного температурного напряжения в диске турбины высокого давления:

1 – по высокоуровневым моделям двигателя и термонапряженного состояния ротора;

2 – по идентифицированной мониторинговой модели

подобия переходных характеристик, идентифицированные по моделям высокого уровня, обеспечивают расчет температурных напряжений на неустановившихся режимах с погрешностью менее 5 МПа относительно моделей высокого уровня, при более чем 5000-кратном уменьшении затрат машинного времени. Это позволит рекомендовать их в качестве мониторинговых моделей температурных напряжений для систем учета выработки ресурсов ГТД.

Литература

1. Крикунов Д.В., Симбирский Д.Ф., Олейник А.В. Модель граничных условий конвективного теплообмена роторных деталей ГТД для систем учета выработки ресурса. // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. тр.* – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2001. – Вып. 23. – С. 139 – 141.
2. Копелев С.З., Слитенко А.Ф. Конструкции и расчет систем охлаждения ГТД. – Х.: «Основа» при Харьк. ун-те, 1994. – 240 с.
3. Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1986. – 580 с.
4. Модель термонапряженного состояния диска турбины на основе его переходных характеристик / А.В. Олейник и др. // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. тр.* – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2000. – Вып. 19. – С. 228 – 235.
5. Олейник А.В. Сравнительная оценка погрешностей методов мониторинга выработки ресурсов авиационных газотурбинных двигателей // *Авиационно-космическая техника и технология: – 2005.* – Вып. 8 (24). – С. 40 – 44.
6. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: Высшая школа, 1967. – 614 с.

Поступила в редакцию 4.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 629.5 : 621.4

М.Р. ТКАЧ

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГАЗОТУРБИННЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ СУДОВ

Газотурбинная энергетическая установки специализированного судна, использующего альтернативное топливо, состоит из технологической и энергетической подсистем. Моделирование выполнено путем построения регрессионной модели на основе применения трехуровневых ротатбельных планов. Применительно к СЭУ специализированного судна, использующего в качестве альтернативного топлива отходы термопластичных полимеров, показано влияние затрат тепла на ТП, аэродинамического сопротивления и температурного напора на выходе технологического оборудования на КПД и мощность СЭУ.

моделирование, эффективность, альтернативное топливо, судовые энергетические установки

Постановка проблемы

Снижение топливной составляющей затрат судов путем применения альтернативных топлив является актуальной проблемой, что отражено в Законе Украины "Про альтернативні види рідкого та газового палива" (№ 1391-XIV от 14.01.2000 г.) и в проекте Закона Украины «Про альтернативні джерела енергії» (реестр. № 6145).

Обзор публикаций и выделение нерешенных проблем. В настоящее время получили широкое развитие специализированные суда – плавучие производственные комплексы, которые применяются при разработке нефтегазовых месторождений, обеспечении электроэнергией и теплом и т.п. [5]. Такое организационно-техническое решение дает ряд существенных преимуществ по сравнению со стационарным размещением производств.

С повышением стоимости нефти и нефтепродуктов проблема использования нефти в качестве топлива судовых двигателей обостряется [2]. Другим перспективным видом альтернативных топлив являются отходы термопластичных полимеров. Выполненные в последние годы работы, показали целесообразность использования таких топлив в судовых

условиях [2, 4]. Электрический обогрев технологического оборудования дает ряд компоновочных преимуществ при создании энергетических установок [5]. Математическая модель газотурбинной судовой энергетической установки (СЭУ) с электрическим обогревом технологического оборудования разработана на основе первого начала термодинамики и теории систем. На базе рассмотрения потоков энергии и массы получены зависимости, позволяющие определить значения температур, давлений и расходов рабочих тел и теплоносителей, что позволило определить показатели эффективности СЭУ – КПД и мощность [5].

Цель исследований. Выявление закономерностей влияния технологических параметров на показатели эффективности судовых газотурбинных СЭУ на базе альтернативных топлив с электрическим обогревом технологического оборудования.

Решение проблемы

Структура энергетической подсистемы СЭУ специализированного судна, для выработки электроэнергии включает в себя в общем случае главные и вспомогательные двигатели и оборудование по

утилизации тепла. Структура технологической подсистемы включает в себя группы оборудования первой и второй ступеней технологического процесса (ТП). В данном исследовании рассмотрена СЭУ на базе газотурбинного двигателя (ГТД) простой схемы с электрическим обогревом технологического оборудования (рис. 1).

Мощность и КПД судовой газотурбинной энергетической установки с электрическим обогревом технологического оборудования определены по зависимостям [5] и могут быть формализованы в виде:

$$\begin{aligned} N &= N(Q_{кр}, Q_{пл}, \Delta T_{кр}, \Delta T_{пл}, N_{ГТД ISO}, \dots); \\ \eta &= \eta(Q_{кр}, Q_{пл}, \Delta T_{кр}, \Delta T_{пл}, N_{ГТД ISO}, \dots), \end{aligned} \quad (1)$$

где N – мощность СЭУ;

$Q_{кр}, Q_{пл}$ – удельные затраты тепла на вторую и первую ступени технологического процесса;

$\Delta T_{кр}, \Delta T_{пл}$ – температурный напоры на выходе второй и первой ступеней ТП;

$N_{ГТД ISO}$ – мощность ГТД в условиях ISO 2314;

η – КПД СЭУ.

В качестве варианта альтернативного топлива рассмотрены отходы термопластичных полимеров.

Исследование влияния параметров технологического процесса на показатели СЭУ с электрическим обогревом технологического оборудования целесообразно осуществлять на базе регрессионных моделей. Выполненные оценки значимости параметров

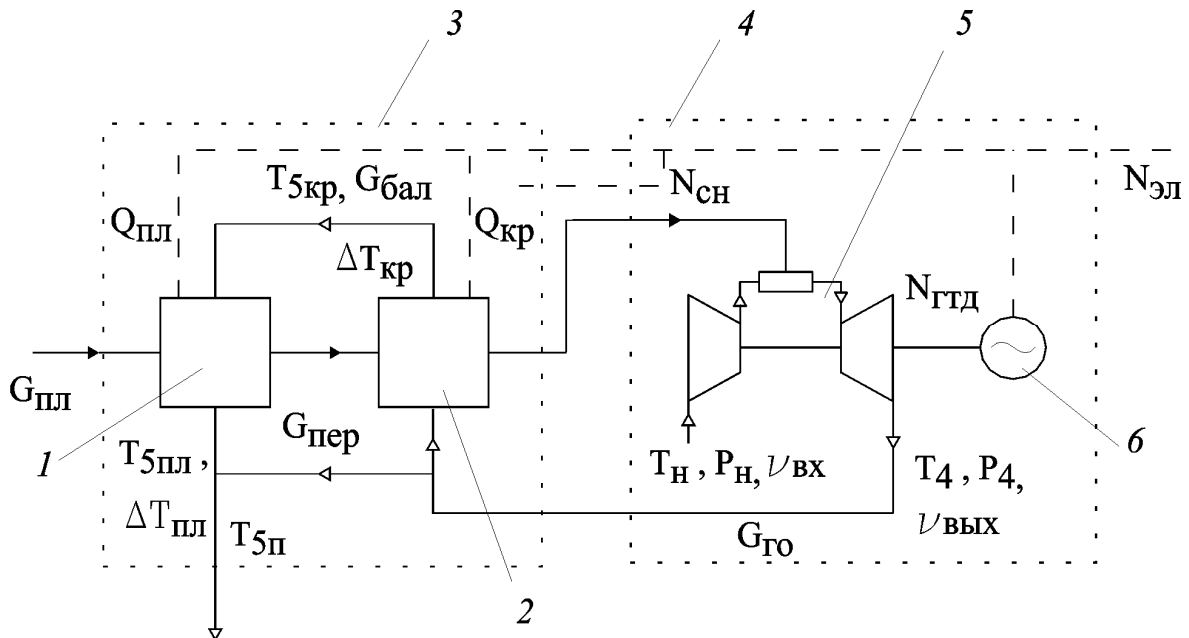


Рис. 1. Структурная схема газотурбинной энергетической установки специализированного судна:

1 – первая ступень ТП; 2 – вторая ступень ТП; 3 – технологическая подсистема;
4 – энергетическая подсистема; 5 – газотурбинный двигатель; 6 – электрогенератор

позволили ограничить рассмотрение следующим параметрами технологического процесса: удельными затратами тепла на вторую и первую ступени технологического процесса – $Q_{кр}$ и $Q_{пл}$ соответственно; коэффициентом восстановления полного давления на выходе ГТД $\nu_{вых}$; температурным напором на выходе второй ступени ТП – $\Delta T_{кр}$. Иссле-

дуемые зависимости представлены в виде квадратичных функций от параметров технологического процесса:

$$\begin{aligned} N &= \left[b_0 + \sum_{i=1}^4 \left(b_i X_i + \sum_{j=i}^4 b_{ij} X_i X_j \right) \right] N_0; \\ \eta &= b_0 + \sum_{i=1}^4 \left(b_i X_i + \sum_{j=i}^4 b_{ij} X_i X_j \right), \end{aligned} \quad (2)$$

где X_i, X_j – относительные значения параметров ТП;

b_i, b_j – регрессионные коэффициенты для каждой зависимости.

Определение коэффициентов уравнения (2) выполнено методом планирования численного эксперимента на базе квадратичных ротатбельных планов [6]. В этом случае рассматриваются три уровня варьирования параметров. Максимальное и минимальное значения варьируемых параметров приведены в табл. 1. Третий уровень варьирования является средним значением в рассматриваемом диапазоне изменения.

Таблица 1
Диапазоны варьирования параметров технологического процесса

Параметр	Значение	
	Мин.	Макс.
Удельные затраты тепла на вторую ступень ТП $\bar{Q}_{кр}$, Вт·ч/кг	800	1000
Удельные затраты тепла на первую ступень ТП $\bar{Q}_{пл}$, Вт·ч/кг	200	400
Коэффициент восстановления полного давления на выходе ГТД $v_{вых}$	0,94	0,98
Температурный напор на выходе второй ступени ТП $\Delta T_{кр}$, К	30	80

В виду существенных различий абсолютных значений технологических параметров выполнено их нормирование на диапазоне $-1...+1$. Тогда, минимальное, среднее и максимальное значения нормированных параметров составят $-1, 0$ и 1 соответственно.

План численного эксперимента приведен в табл. 2 [6].

Определение регрессионных коэффициентов выполнено в соответствии с [6]:

$$b_0 = Y_0; \quad b_i = 0,0833 \sum_{u=1}^{27} X_{i_u} Y_u;$$

$$b_{ii} = 1/8 \sum_{u=1}^{27} X_{i_u}^2 Y_u - 0,0208 \sum_{i=1}^4 \sum_{u=1}^{27} X_{i_u}^2 Y_u - \frac{Y_0}{2};$$

$$b_{ij} = 0,25 \sum_{u=1}^{27} X_{i_u} X_{j_u} Y_u, \quad (3)$$

где Y_0, Y_u – значения функции (мощность или КПД) в нулевой и текущей точках плана;

u – порядковый номер опыта.

Таблица 2
Матрица планирования численного эксперимента

Параметры				Примечания
$\bar{Q}_{кр}$	$\bar{Q}_{пл}$	$v_{вых}$	$\Delta T_{кр}$	
X_1	X_2	X_3	X_4	Относительное значение
± 1	± 1	0	0	Число опытов – 4
0	0	± 1	± 1	Число опытов – 4
± 1	0	0	± 1	Число опытов – 4
0	± 1	± 1	0	Число опытов – 4
± 1	0	± 1	0	Число опытов – 4
0	± 1	0	± 1	Число опытов – 4
0	0	0	0	Число опытов – 3

Примечание: условное обозначение ± 1 указывает на необходимость составить все возможные сочетания каждой из двух ненулевых переменных на верхнем и нижнем уровнях варьирования.

Погрешность построения регрессионной модели определена как средняя квадратичная разность значений функции – исходных и рассчитанных по регрессионной модели.

В качестве базового ГТД рассмотрен GT6000 производства НПКГ «Зоря»-«Машпроект» при температуре наружного воздуха 288 К. Необходимые для реализации модели характеристики ГТД в условиях по ISO2314 ($T_n = 288$ К, $v_{вх} = 0,0$, $v_{вых} = 0,0$) приведены в [1, 3].

Приведенные ниже результаты получены при следующих исходных данных. Минимальный температурный напор после первой ступени ТП $\Delta T_{пл}$ составляет 55 К; удельный расход электроэнергии на собственные нужды технологического оборудования $\bar{N}_{сн} = 200$ Вт ч/кг [4]; коэффициент восста-

новления полного давления на входе ГТД $v_{вх} = 0,985$; КПД генератора $\eta_{ген} = 0,962$.

Средняя квадратичная погрешности регрессионного моделирования зависимостей КПД и мощности составляет 0,26...0,27%

Анализ величин регрессионных коэффициентов свидетельствует о весьма слабой зависимости пока-

зателей СЭУ от величины затрат электроэнергии на первую ступень ТП $\bar{Q}_{пл}$ (табл. 3). Этот результат является следствием использования тепла отходящих газов ГТД для обогрева технологических аппаратов второй ступени. При этом, дополнительных затрат энергии не требуется.

Таблица 3

Коэффициенты уравнений (2)

Показатель		КПД СЭУ				Мощность СЭУ			
b_0		0,1828				1,001			
Y_0		0,1824				3881			
i		1	2	3	4	1	2	3	4
$b_{ii} \cdot 10^3$		-8,7	0,0	-0,05833	-37,89	-47,67	0,0	3,447	-206,5
$b_{ji} \cdot 10^3$	$j=1$	0,0375	0,0	0,0	0,0	1,539	0,0	-0,116	-0,00644
	$j=2$		0,0375	0,0	0,0		1,542	0,0	0,0
	$j=3$			-0,075	-0,725			0,6496	-7,943
	$j=4$				-0,075				-2,227

Исследование влияния относительных затрат электроэнергии на вторую ступень ТП $\bar{Q}_{кр}$, коэффициента восстановления полного давления на выходе $v_{вых}$ и температурного напора на выходе ГТД $\Delta T_{кр}$ на показатели СЭУ выполнено путем сечения гиперповерхности соответствующей зависимости при постоянных значениях $v_{вых}$, $\Delta T_{кр}$.

Как следует из результатов расчетов, приведенных на рис. 2, мощность СЭУ на базе GT6000 в рассматриваемых диапазонах варьирования параметров изменяется от 2,81 МВт до 4,96 МВт.

Максимальное значение мощности СЭУ достигается при минимальном значении $Q_{кр}$ и $\Delta T_{кр}$ и максимальном значении $v_{вых}$ (см. табл. 1). При таком сочетании значений технологических параметров обеспечиваются наименьшие затраты энергии на

технологический процесс и максимальная мощность ГТД.

Наиболее сильное влияние на величину мощности СЭУ в рассмотренном диапазоне параметров оказывает температурный напор на выходе второй ступени технологического процесса – $\Delta T_{кр}$. Так, при изменении $\Delta T_{кр}$ от 30К до 80К происходит снижение мощности СЭУ на 1,55...1,65 МВт в зависимости от величины $v_{вых}$.

Снижение мощности СЭУ при увеличении $Q_{кр}$ от 800 до 1000 Вт ч/кг оказалось практически постоянным и равным 370...380 кВт для рассмотренных диапазонов изменения $\Delta T_{кр}$ и $v_{вых}$.

Приведенные результаты свидетельствуют, что влияние $v_{вых}$ на изменение мощности СЭУ различно в зависимости от величины $\Delta T_{кр}$. Так, при

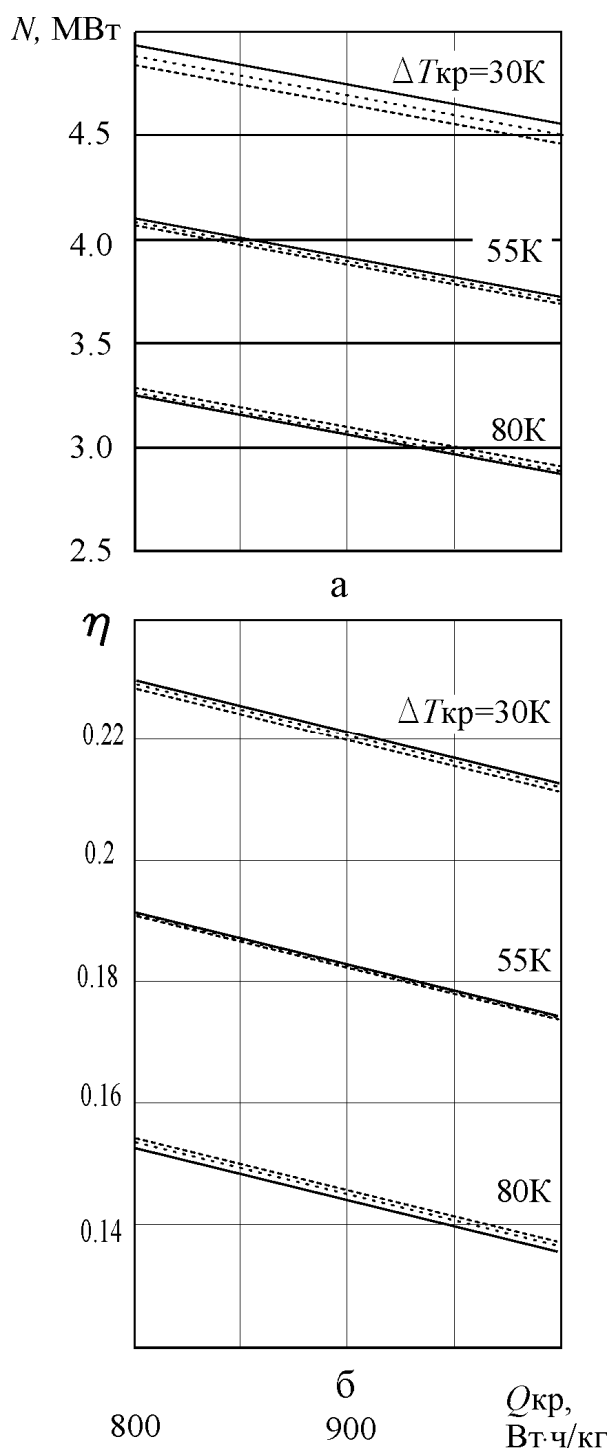


Рис. 2. Влияние технологических параметров на мощность (а) и КПД (б) СЭУ специализированного судна:
 — $v_{вых} = 0,98$;
 $v_{вых} = 0,96$;
 - - - $v_{вых} = 0,94$.

значениях $\Delta T_{кр} = 30$ К уменьшение $v_{вых}$ от 0,98 до 0,94 приводит к снижению мощности СЭУ на 90...100 кВт.

При значениях $\Delta T_{кр} = 80$ К уменьшение $v_{вых}$ от 0,98 до 0,94 приводит к повышению мощности СЭУ на 34...36 кВт. Минимальное значение мощности выявлено в этих условиях при максимальном значении $Q_{кр}$ и $\Delta T_{кр}$ и максимальном значении $v_{вых}$. Данный результат является несколько неожиданным. Действительно, повышение значения $Q_{кр}$ и $\Delta T_{кр}$ приводят к увеличению затрат энергии на технологический процесс, а уменьшение $v_{вых}$ — к снижению мощности ГТД.

Однако, одновременно повышается значение температуры газов на выходе ГТД — T_4 , что приводит к снижению затрат энергии на технологический процесс, которые при больших значениях $Q_{кр}$ и $\Delta T_{кр}$ весьма существенны. Взаимодействие этих тенденций и приводит к отмеченному выше снижению мощности СЭУ.

При $\Delta T_{кр} = 50$ К влияние $v_{вых}$ существенно слабее. Так, снижение $v_{вых}$ в диапазоне 0,98...0,94 приводит в этих условиях к снижению мощности СЭУ на 25...30 кВт. Дальнейший анализ позволил выявить диапазон значений $\Delta T_{кр} = 65...70$ К в котором влияние сопротивления на выходе ГТД на величину мощности СЭУ пренебрежимо мало.

Результаты исследования влияния технологических параметров на КПД СЭУ приведены на рис. 2, б.

Как следует из результатов, расчетов КПД СЭУ на базе GT6000 в рассматриваемых диапазонах варьирования параметров изменяется от 0,230 до 0,135.

Максимальное значение КПД достигается при минимальном значении $Q_{кр}$ и $\Delta T_{кр}$ и максимальном значении $v_{вых}$ (см. табл. 1), т.к. при таком соче-

тании значений технологических параметров обеспечиваются наименьшие затраты энергии на технологический процесс и наибольшее значение КПД ГТД.

Наиболее сильное влияние на величину КПД СЭУ в рассмотренном диапазоне параметров оказывает температурный напор на выходе второй ступени технологического процесса – $\Delta T_{кр}$. Так, при изменении $\Delta T_{кр}$ от 30 до 80 К происходит снижение КПД СЭУ на 7...8% в зависимости от величины $v_{вых}$.

Изменение КПД СЭУ при увеличении $Q_{кр}$ от 800 до 1000 Вт ч/кг оказалось практически постоянным и равным 1,5...1,7% для рассмотренных диапазонов изменения $\Delta T_{кр}$ и $v_{вых}$.

Приведенные результаты свидетельствуют, что влияние $v_{вых}$ на изменение КПД СЭУ в зависимости от величины $\Delta T_{кр}$ аналогично его влиянию на мощность СЭУ. Следует отметить при этом, что в рассматриваемом диапазоне параметров влияние $v_{вых}$ не превышает 0,15%.

Выводы

1. На базе методов планирования эксперимента построена регрессионная модель зависимостей мощности и КПД СЭУ специализированного судна от технологических параметров.

2. На базе исследования регрес ионной модели показано, что изменение $\Delta T_{кр}$ в диапазоне 30...80К приводит к снижению мощности СЭУ на базе GT6000 на 1,55...1,65 МВт и снижению величины КПД на 7...8%.

3. Показано, что изменение $Q_{кр}$ в диапазоне 800...1000 Вт·ч/кг приводит к снижению мощности СЭУ на базе GT6000 на 0,37...0,38 МВт и снижению величины КПД на 1,5...1,7%.

4. Влияние технологических параметров $v_{вых}$ и $\bar{Q}_{пл}$ на значения мощности и КПД СЭУ на базе GT6000 существенно ниже.

Литература

1. Газотурбинные двигатели для энергетики и газотурбинные электростанции. – Николаев: НПКГ «Зоря»-«Машпроект», 2004. – 20 с.

2. Головащенко А.Ф., Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р. Энерготехнологические газотурбинные комплексы на базе альтернативных топлив // Судовое и энергетическое газотурбостроение. Научно-техн. сб. – Николаев: НПКГ «Зоря»-«Машпроект», НО ИАУ. – 2004. – Т. 1. – С. 281 – 285.

3. Сташок А.Н., Шелестюк А.И. Газотурбинные двигатели НПП «Машпроект» для электростанций. Опыт и новые энергосберегающие технологии // Известия академии инженерных наук Украины. – Николаев: НПП Машпроект. – 1999. – Вып. 1. – С. 52 – 57.

4. Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р. Альтернативные топлива для тепловых двигателей // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць. – Х.: Нац. Аерокосмічний ун-т «ХАІ». – 2001. – Вып. 26. Двигуни та енергоустановки. – С.13 – 18.

5. Ткач М.Р. Моделирование влияния условий эксплуатации на эффективность газотурбинных энергетических установок специализированных судов // Вестник двигателестроения. – Запорожье: Мотор Сич. – 2004. – № 2. – С. 13 – 17.

6. Box G. E. P., Behnken D.W. Some new three level designs for the study of quantitative variables // Technometrics, 1960, v 2. – № 4. – P. 455 – 475.

Поступила в редакцию 18.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.И. Сербин, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев.

УДК 629.124.74

Н.И. РАДЧЕНКО, А.А. СИРОТА, М.А. ТАРАСЕНКО

*Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы,
Украина*

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОМЕЖУТОЧНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ СУДОВЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рассмотрены некоторые результаты исследования влияния промежуточного охлаждения циклового воздуха на эффективность газотурбинных двигателей простого цикла. Проанализировано влияние температур всасываемого и охлажденного сжатого воздуха, а также общей степени повышения давления на коэффициент полезного действия и мощность газотурбинных двигателей. Получены оптимальные значения соотношения степеней повышения давления и рассмотрены некоторые преимущества промежуточного охлаждения циклового воздуха.

газотурбинный двигатель, промежуточное охлаждение, компрессор низкого давления, компрессор высокого давления, коэффициент полезного действия, степень повышения давления

Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Промежуточное охлаждение в компрессорах газотурбинных двигателей – известный способ повышения их эффективности.

В существующих машинах с двухкаскадным компрессором промежуточное охлаждение применяют в переходнике между каскадами. В качестве примера можно привести установку ГТУ–20, которая относится к машинам тяжелого типа и выполнена по сложной схеме.

В газотурбинных установках авиационного типа (простая схема) случаи использования промежуточного охлаждения авторам не известны, однако теоретическая возможность его применения рассматривается в работе [1].

Использование газотурбинных двигателей (ГТД) в стационарной энергетике делает вопрос экономичности и стабильности параметров особенно актуальным, что оправдывает применение любых способов повышения их эффективности.

При проведении сравнительного анализа ГТД за базовый вариант принимается двигатель без промежуточного охлаждения, работающий при темпера-

туре наружного воздуха 20 °С. Степень повышения давления, температура цикла, а также КПД турбомашин принимаются неизменными. Сравнение производится на номинальном режиме. Считается, что для каждого случая ГТД специально спроектирован на номинальный режим. Температура воздуха за промежуточным охладителем принята равной 20 °С (это допущение не принципиально и сделано для удобства анализа).

Целью исследования является анализ эффективности применения промежуточного охлаждения, выбор оптимальной точки установки промежуточного охладителя и создание математической модели ГТД, позволяющей провести сравнительный анализ эффективности при различных параметрах промежуточного охлаждения.

1. Анализ результатов исследования эффективности промежуточного охлаждения ГТД

Эффективность использования промежуточного охлаждения рассматривается применительно к газотурбинному двигателю, состоящему из двух компрессоров, турбины и камеры сгорания. Полагается, что компрессоры низкого давления (КНД) и высоко-

го давления (КВД) соединены между собой механически валами и между ними установлен промежуточный охладитель.

Рассматриваемый ГТД – однокаскадный двигатель с заблокированной турбиной, поэтому названия КНД и КВД не должны вводить читателя в заблуждение, что рассматривается двухкаскадная машина со свободной силовой турбиной.

Такая постановка задачи не снижает общности полученных результатов, поскольку на номинальном режиме влияние механической схемы ГТД не существенно. Общая степень повышения давления компрессоров постоянна, а отношение степени повышения давления КНД к степени повышения давления КВД изменяется в широких пределах (минимальная степень повышения давления КНД равна единице).

При степени повышения давления КНД, равной единице, промежуточное охлаждение отсутствует, и ГТД превращается в базовый вариант. Расчёт цикла ГТД описан в литературе [1, 2, 3]. Учитывая, что цель математической модели – получение относительных параметров, расчёт цикла может быть не детальным. Предложен следующий порядок выполнения расчётов:

1. Задаются суммарной степенью повышения давления компрессора π_{κ} .

2. Принимают отношение степени повышения давления КНД ($\pi_{\kappa 1}$) к степени повышения давления КВД ($\pi_{\kappa 2}$):

$$L = \frac{\pi_{\kappa 1}}{\pi_{\kappa 2}}.$$

3. Рассчитывают степень повышения давления в компрессорах

$$\pi_{\kappa 2} = \sqrt{\frac{\pi_{\kappa}}{L}}; \pi_{\kappa 1} = \pi_{\kappa 2} \cdot L.$$

4. Определяют адиабатический КПД компрессоров из условия равенства общего КПД компрессора [2]:

$$\eta_{\kappa 1} = \frac{\pi_{\kappa 1}^m - 1}{\frac{m}{\pi_{\kappa 1}^{\eta_0}} - 1}; \eta_{\kappa 2} = \frac{\pi_{\kappa 2}^m - 1}{\frac{m}{\pi_{\kappa 2}^{\eta_0}} - 1},$$

где $m = \frac{k-1}{k}$;

k – показатель адиабаты;

η_0 – КПД ступени компрессора.

Дальнейшие расчеты носят стандартный характер и их порядок подробно описан в [1].

Результаты расчета представлены на рис. 1 – 3 в виде зависимостей относительного КПД $\overline{\text{КПД}}$ (нижний пучок кривых) и относительной мощности $\overline{N}$ (верхний пучок кривых) от параметра L . Для рисунков 1 и 2 общая степень повышения давления π_{κ} принималась равной 20.

На рис. 1 приведены указанные зависимости для ряда значений температур на входе в ГТД. При этом температура за проохладителем воздуха принималась равной 20 °С.

Как видно, зависимости для $\overline{\text{КПД}}$ имеют четко выраженный экстремум, которому соответствует оптимальное значение параметра $L = \frac{\pi_{\kappa 1}}{\pi_{\kappa 2}}$, находя-

щееся в диапазоне 0,1...0,2. Иными словами, степень повышения давления КНД незначительна и находится в пределах 1,5...2,0. С понижением температуры наружного воздуха значение максимума $\overline{\text{КПД}}$ незначительно увеличивается, сам он становится более пологим и несколько смещается в сторону больших L .

Применение промежуточного охлаждения существенно увеличивает эффективность ГТД даже при повышенных температурах воздуха на входе.

Из графика на рис. 1 видно незначительное снижение КПД с повышением температуры входа, однако он все равно остается выше КПД базового двигателя (существенное снижение КПД двигателя простой схемы при повышении температуры на входе – широко известный факт).

Слияние верхних трех кривых для относительной мощности $\bar{N}$ в единую линию объясняется поддержанием температуры за прохладителем

воздуха, равной 20°C , т.е. на уровне самого низкого из принятых значения температуры наружного воздуха.

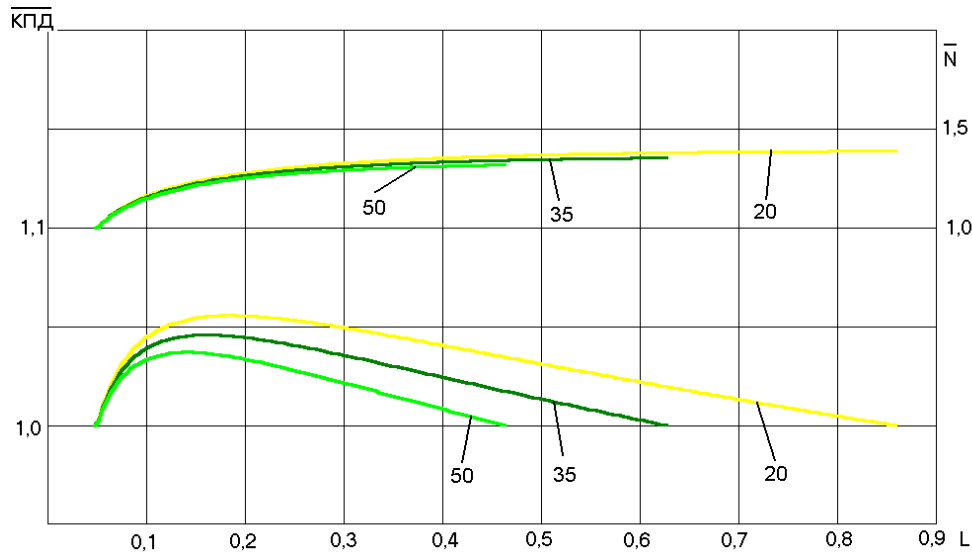


Рис. 1. Зависимость относительных КПД $\overline{\text{КПД}}$ (нижние три кривые) и мощности $\bar{N}$ (верхние три кривые) от $L = \frac{\pi_{\kappa 1}}{\pi_{\kappa 2}}$ при температурах наружного воздуха $20, 35$ и 50°C

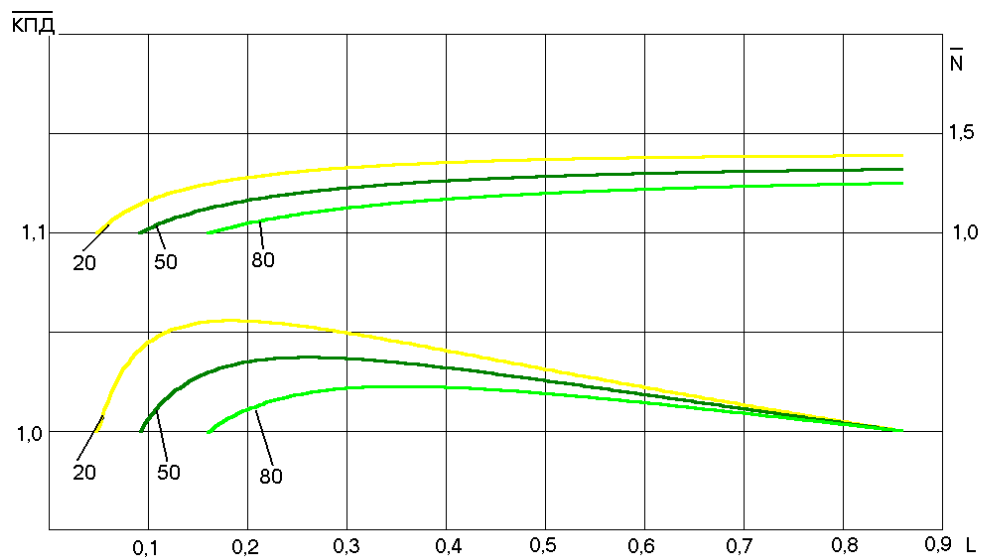


Рис. 2. Зависимость относительных КПД $\overline{\text{КПД}}$ (нижние три кривые) и мощности $\bar{N}$ (верхние три кривые) от $L = \frac{\pi_{\kappa 1}}{\pi_{\kappa 2}}$ при температурах за прохладителем воздуха $20, 50$ и 80°C

На рис. 2 приведены те же зависимости, что и на рис. 1, но при переменных температурах за прохладителем воздуха: $20, 50$ и 80°C . Общий характер зависимостей для $\overline{\text{КПД}}$ сохраняется, только с по-

вышением температуры за прохладителем воздуха его максимумы снижаются, становятся более пологими и смещаются в сторону больших L . Из рис. 2 видно, что даже при повышенных температурах за

промохладителем эффект от применения промохлаждения остается все же весьма значительным.

Применение промежуточного охлаждения делает мощность двигателя достаточно стабильной и мало

зависящей от температуры на входе в ГТД. Разумеется, при этом температура воздуха за воздухоохладителем должна оставаться постоянной.

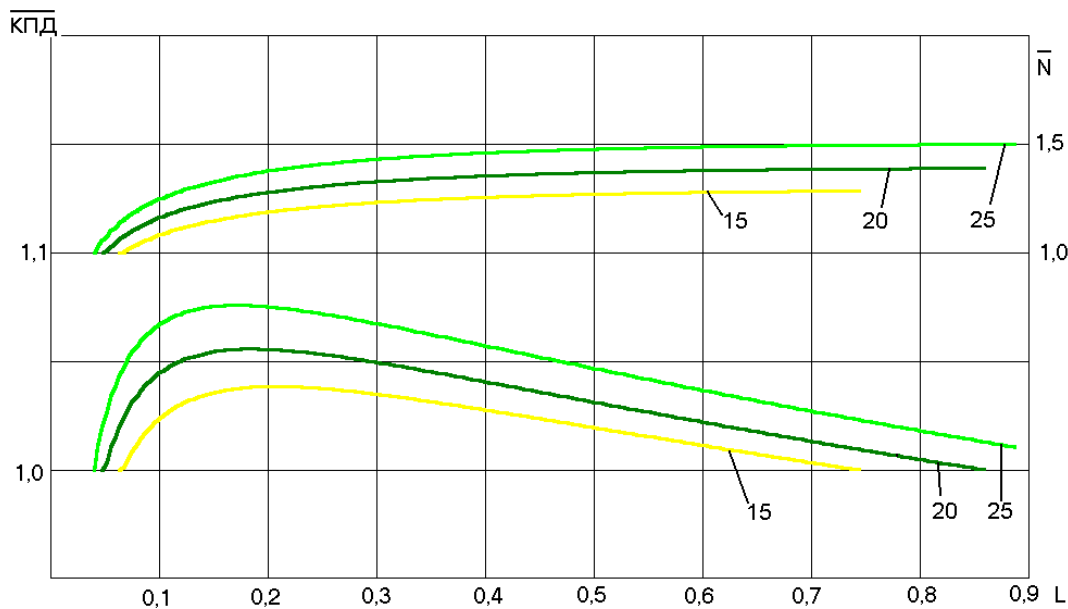


Рис. 3. Зависимость относительных КПД ($\overline{\text{кпд}}$) и мощности $\overline{N}$ от $L = \frac{\pi_{k1}}{\pi_{k2}}$ при степенях повышения давления π_k : 15, 20 и 25

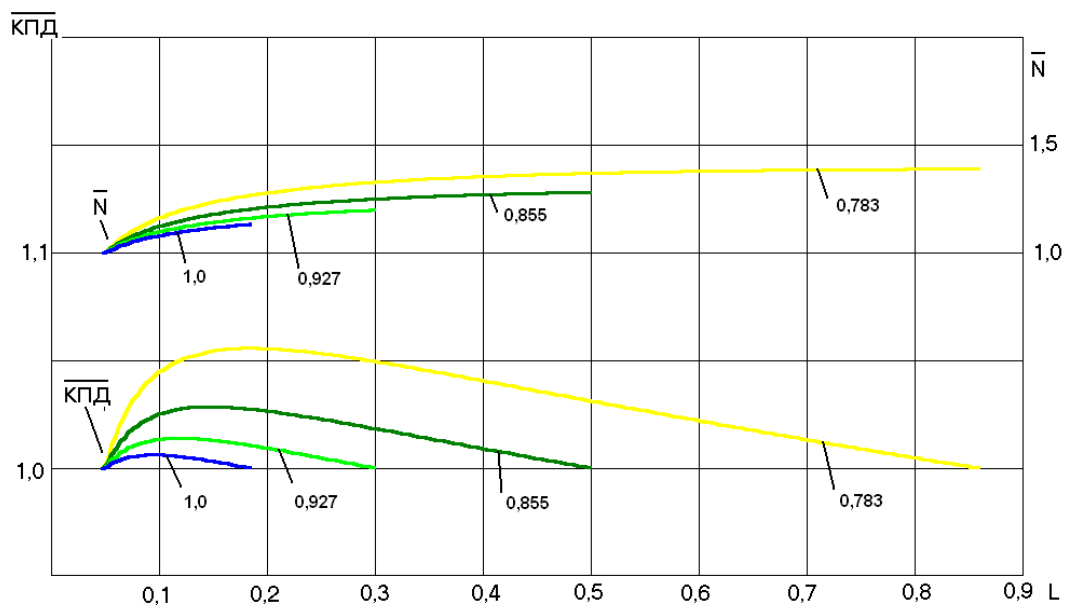


Рис. 4. Зависимость относительных КПД ($\overline{\text{кпд}}$) и мощности $\overline{N}$ от $L = \frac{\pi_{k1}}{\pi_{k2}}$ при адиабатическом КПД компрессора: 1,0; 0,927; 0,855 и 0,783

На рис. 3 приведена зависимость относительных КПД ($\overline{\text{КПД}}$) и мощности $\overline{N}$ от $L = \frac{\pi_{\kappa 1}}{\pi_{\kappa 2}}$ при разных степенях повышения давления π_{κ} : 15, 20 и 25. Как видно, с увеличением π_{κ} эффект от промощаждения возрастает довольно существенно: приращение $\overline{\text{КПД}}$ составляет более 5 %.

Рис. 3 подтверждает известный факт [1], что эффективность промощаждения возрастает с увеличением π_{κ} .

Из рис. 1 – 3 видно, что оптимальное значение $L = \frac{\pi_{\kappa 1}}{\pi_{\kappa 2}}$ лежит в пределах 0,2 ... 0,3 при существенном изменении основных параметров.

Зависимость относительных КПД ($\overline{\text{КПД}}$) и мощности $\overline{N}$ от $L = \frac{\pi_{\kappa 1}}{\pi_{\kappa 2}}$ при разных значениях адиабатического КПД компрессора представлена на рис. 4.

Как видно, чем меньше адиабатический КПД, тем эффект от применения промощаждения выше, что свидетельствует об эффективности применения промощаждения для центробежных компрессоров.

Выводы

1. Оптимальное значение параметра $L = \frac{\pi_{\kappa 1}}{\pi_{\kappa 2}}$, соответствующее максимуму относительного КПД ($\overline{\text{КПД}}$), лежит в диапазоне 0,1 ... 0,2. Иными словами, степень повышения давления КНД незначительна и находится в пределах 1,5 ... 2,0. В случае двухконтурных машин для оптимального промежуточного охлаждения необходимо разделять КНД, а не делать промежуточного охлаждения между КНД и КВД. Этот факт был отмечен также в работах [1, 3].

2. Применение промежуточного охлаждения делает мощность двигателя достаточно стабильной и мало зависящей от температуры на входе в ГТД. Разумеется, при этом температура воздуха за воздухоохладителем должна оставаться постоянной.

3. Применение промежуточного охлаждения существенно повышает эффективность ГТД при повышенных температурах на входе. Несмотря на незначительное снижение КПД, он все равно остается выше КПД базового двигателя (существенное снижение КПД двигателя простой схемы при повышении температуры на входе – широко известный факт).

4. Применение промежуточного охлаждения особенно эффективно при сравнительно низких КПД компрессоров, что характерно для центробежных машин.

Литература

1. Сорока Я.Х. Теория и проектирование судовых газотурбинных двигателей: Учебное пособие. – Л.: Судостроение, 1982. – 112 с.
2. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч. I. – М.: Машиностроение, 1977. – 312 с.
3. Романовський Г.Ф., Ващенко М.В., Сербін С.І. Теоретичні основи проектування судових газотурбінних агрегатів: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.

Поступила в редакцию 3.06.2005

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В.В. Капустин, Севастопольский национальный технический университет; д-р техн. наук, проф. В.Г. Ивановский, Одесский национальный морской университет.

УДК 621.652.001.24

В.И. МИСЮРА¹, Н.М. КУЛЕШИН²¹Днепропетровский национальный университет, Днепропетровск, Украина²Запорожский индустриальный институт, Запорожье, Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНОСА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ДИСКОВЫХ НАСОСОВ

Выполнено экспериментальное исследование влияния различных параметров на износ дисковых насосов. Установлено, что при работе на гидроабразивной смеси они изнашиваются меньше, чем лопастные насосы.

колесо, диски, гидроабразивная смесь

Введение

Вопрос изнашивания проточной части гидравлических нагнетателей (насосов, вентиляторов, компрессоров) при их работе на абразивосодержащих средах постоянно занимает умы инженеров-эксплуатационников, так как износ снижает КПД и требует значительных затрат труда и материалов на

В технике под гидроабразивным износом понимают изменение формы и размеров проточной части в результате механического воздействия твердых частиц находящихся в жидкости. Обычно износ характеризуют уменьшением объема и веса конструкции или глубиной и площадью поврежденной поверхности.

При соударении твердых частей с поверхностью прочной части происходит преобразование кинетической энергии движущейся частицы в работу деформации материала обтекаемой поверхности, в результате чего частицы поверхностного слоя могут отделяться от основной массы детали. Кроме того, разупрочняющее действие оказывает также среда, особенно если она является агрессивной по отношению к материалу поверхности. Особенно на износ влияет угол соударения α абразивных частей с поверхностью материала. Отмечается, что касательная составляющая ударного импульса вызывает разрушение материала путем среза лишь при значениях $\operatorname{ctg} \alpha$ больших, чем коэффициент трения абразивной

частицы по поверхности. При $\alpha = 90^\circ$ происходит хрупкое, усталостное и полидеформационное разрушение микрообъемов поверхностного слоя [1]. Уменьшить износ за счет применения металлов с большей твердостью экономически нецелесообразно. Так, экспериментальные исследования износа рабочих колес центробежных компрессоров, изготовленных из наиболее применяемых сталей (ст.3, ст.45, 30ХГСА, 34ХНЗМ, 14ХГМР, 12Х18Н10Т) показали, что при различных абразивных материалах их износостойкость отличается всего на 20 – 30%.

Для уменьшения износа часто поверхности защищают путем нанесения покрытия из нейлона, резины, пластмассы. Однако, применение их при ремонтных работах затруднено из-за сложной технологии нанесения. Методы изготовления резинометаллических деталей требуют дорогостоящего оборудования, применения которого целесообразно только при серийном производстве.

Исходя из сказанного, представляет интерес разработка такого конструктивного исполнения рабочих колес гидромашин, чтобы угол соударения абразивных частей с поверхностью проточной части был минимален. Такими качествами обладают дисковые гидромашинные трения.

Для исследования износа дисковых насосов нами использовалась та же промышленная технологиче-

ская линия, что и при исследовании лопастных насосов [5].

1. Результаты экспериментальных исследований

Испытания дисковых насосов в течении того же промежутка времени, что и лопастных показали, что поверхность дисков изнашивается равномерно по всему диаметру колеса, но очень незначительно – до 0,1 мм. Лишь у периферии дисков износ интенсивнее, что объясняется более высокими скоростями движения твердых частиц в этой зоне. Наибольшему износу подверглись дистанционные цилиндрические втулки, установленные между дисками для обеспечения необходимого меж дискового зазора (рис. 1, б). Износ их массы достигал 30% при общей массовой доле износа дискового колеса в 1%.

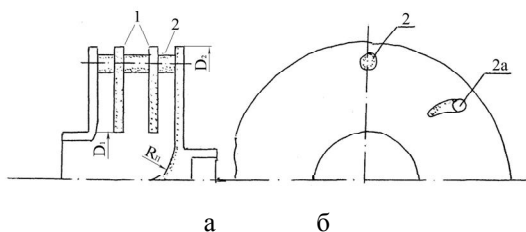


Рис. 1. Характер износа дискового колеса:
(1 – диски, 2 – дистанционная втулка,
2а – профилированная дистанционная втулка)

Для уменьшения износа втулок в ряде испытанных моделей дискового колеса они были выполнены профилированными с кривизной, соответствующей направлению относительной скорости частиц в зазоре – это уменьшило их износ до 10...15%, а общую массовую долю износа насоса до 0,5%. Лопастные насосы за тот же промежуток времени (850 часов) и при тех же оборотах изнашивались на $\approx 2,7\%$ и стали непригодными для дальнейшей эксплуатации. Дисковые же насосы проработали еще 2000 часов. Экспериментальные исследования серии опытных дисковых колес с различными радиусами поворота потока в меридиональном сечении (рис. 1, а) подтвердили влияние радиуса поворота на характер и

интенсивность изнашивания. Из рис. 2 видно, что относительный износ $\Delta m/M_k$ (где Δm – величина износа в кг, M_k – первоначальная масса колеса) с увеличением радиуса поворота заметно снижается до $R_n/D_1 \approx 0,5$, в дальнейшем оставаясь практически неизменным.

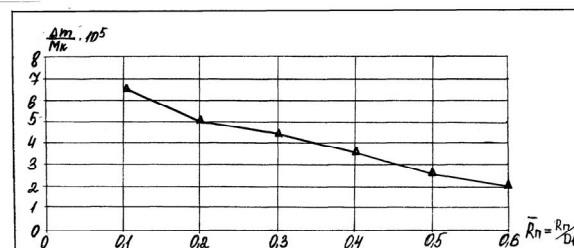


Рис. 2. Влияние радиуса поворота
на износ дискового колеса

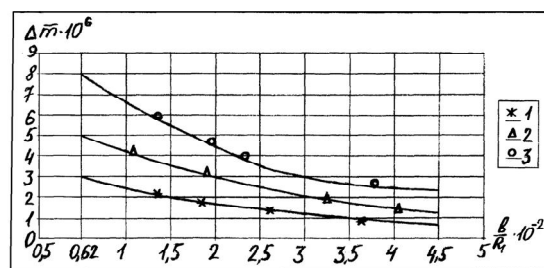


Рис. 3. Зависимость износа
от величины дискового зазора:
1 – $\omega = 180$ 1/с; 2 – $\omega = 270$ 1/с; 3 – $\omega = 350$ 1/с

На рис. 3 показано, как влияет величина меж дискового зазора на относительный массовый износ рабочего дискового колеса $\frac{\Delta m}{M} = \frac{\Delta m}{M}$, где M – суммарный расход гидросмеси. Насос имел диаметр входа $D_1 = 0,18$ м, выхода – $D_2 = 0,5$ м при неизменной ширине колеса B_0 . Расход жидкости был постоянен и равен $Q = 100$ м³/ч, частота вращения была переменной. Массовая концентрация равнялась $C = 0,4$, плотность гидросмеси $\rho_r = 1530$ кг/м³, плотность твердых включений $\rho_p = 4600$ кг/м³, крупность частиц $d_p \leq 0,5$ мм. Видно, что увеличение ширины междискового зазора (аналогично уменьшению толщины дисков) ведет к снижению износа – это объясняется уменьшением относительной скорости в зазоре. Износ тем больше, чем выше частота вращения колес. Причем, зависимость изно-

са от ω является квадратичной: увеличение ω в N раз ведет к росту износа в N^2 раз. Это явление также объяснимо увеличением скорости частиц в зазоре при повышении ω .

Наши опыты проводились при изменении концентрации гидросмеси в пределах $C = 0,1 \dots 0,7$. Обработка результатов показала, что износ растет медленнее, чем увеличивается концентрация. (рис. 4). Это объяснимо эффектом экранирования поверхности дисков слоем частиц, прилегающих к поверхности.

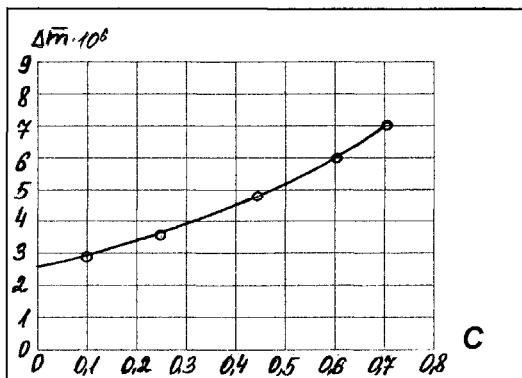


Рис. 4. Влияние концентрации частиц на износ:
 $Q = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$; $\omega = 270 \text{ 1/с}$

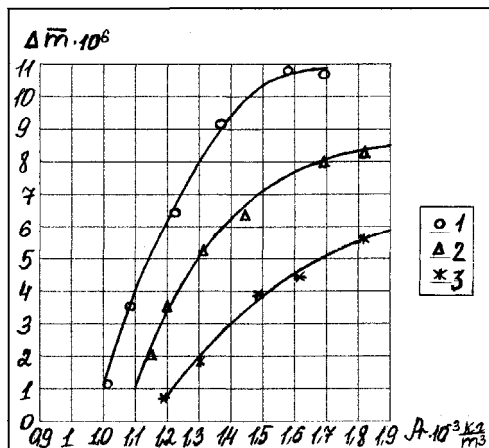


Рис. 5. Влияние плотности гидросмеси на износ:
 $C = 0,4$; 1 — $\omega = 300 \text{ 1/с}$; 3 — $\omega = 100 \text{ 1/с}$; $d_p < 0,5 \text{ мм}$

На рис. 5 показано, как влияет плотность абразивной гидросмеси ρ_2 на износ дисков изготовленных из сплава И4Х28Н2Л. Видно, что с увеличением

ем ρ_2 износ растет при любой частоте вращения рабочего колеса насоса. Причем, этот рост наиболее интенсивен до значений $\rho_2 \leq 1,5 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$. Объяснить это можно тем, что рост плотности гидросмеси обусловлен увеличением плотности твердых частиц, а тяжелые частицы в большей мере отстают от потока и их скорость относительно поверхности дисков уменьшается.

В процессе экспериментов также установлено, что с увеличением размеров частиц износ возрастает. Причем, с увеличением частоты вращения колеса интенсивность износа больше (рис. 6). Из графика можно заметить, что износ быстро растет до определенного диаметра частиц, а затем изнашивание замедляется. Это объяснимо тем, что крупные частицы имеют большее лобовое сопротивление, и их скорость относительно поверхности дисков уменьшается.

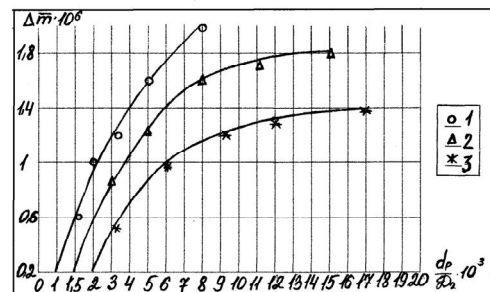


Рис. 6. Влияние размеров частиц на износ дисков:
 $C = 0,4$; 1 — $\omega = 250 \text{ 1/с}$; 2 — $\omega = 150 \text{ 1/с}$;
3 — $\omega = 100 \text{ 1/с}$; $\rho_T = 4600 \text{ кг/м}^3$

Зависимость износа от материала поверхности исследовалась путем испытания трех насосов: в первом насосе диски были изготовлены из стали ст.3, во втором — из сплава И4Х28Н2Л, в третьем насосе стальные диски были вулканизированы резиной.

Все колеса испытывались в одном и том же корпусе. Наибольше изнашивались диски из ст. 3: через 50 часов работы наиболее изношенным оказался

ведущий диск; за дистанционными втулками на выходе отмечен сквозной износ – каверна имела полукольцевой вид.

Сами втулки были изношены на 10% по объему каждая. Колесо из сплава повышенной твердости И4Х28Н2Л проработало ~ 800 часов – следов износа практически не было. Износились только дистанционные втулки – на те же 10%.

У дисков с вулканизированной поверхностью после 800 часов работы износ выглядел в виде кольцевой полосы на выходе, занимающей $\approx 13\%$ радиуса. Это можно объяснить более высокой скоростью двухфазного потока у периферии дисков, а также сепарацией мелких и твердых частиц к выходу из колеса – резина подвергалась большему воздействию мелкой фракции смеси (более крупные частицы отскакивали).

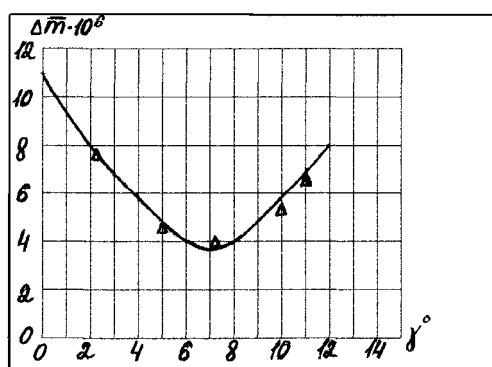


Рис. 7. Влияние конусности дисков на износ:
 $D_1 = 0,18$ м; $D_2 = 0,5$ м; $i = 18$;
 $\epsilon = \delta = 2 \cdot 10^3$ м; $\omega = 300$ 1/с

Интересный результат был обнаружен при испытании насосов в течении 1150 часов с дисками конусообразной формы с углами конусности $\gamma = 0...15^\circ$ (рис. 7). Установлено существование оптимальной по изнашиванию формы дисков – при конусности $\gamma = 5...8^\circ$ износ был минимален, для колес с плоскими дисками – максимален. Такое явление можно объяснить следующим. При плоских дисках поток на входе резко делает поворот на 90° – при этом частицы по инерции движутся прямолинейно и подвер-

гают износу передние поверхности дисков и, особенно, задний диск. При конусных дисках поворот получается на меньший угол и частицы сталкиваются с поверхностью дисков под более острыми углами, что уменьшает износ. Но при дальнейшем увеличении конусности дисков частицы под действием центробежных сил прижимаются к внутренней поверхности конусов и износ увеличивается.

Выводы

На основании проведенных экспериментальных исследований влияния различных параметров на износ дисковых насосов установлено, что при работе на абразивной гидросмеси они изнашиваются значительно медленнее, чем традиционные центробежные лопастные.

Литература

1. Карелин В.Я. Износ лопастных гидравлических машин от кавитации насосов. – М.: Машиностроение, 1970. – 184 с.
2. Орахелашвили М.М. Износостойкость реактивных турбин. – М.: Госэнергоиздат, 1960. – 171 с.
3. Таненбаум М.М. Износостойкость конструкционных материалов и деталей машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 135 с.
4. Рис В.Ф., Евдокимов В.Е., Сомов В.В. Основные результаты исследовательских работ и задач по изучению газоабразивного износа ЦКМ // Труды ЦКТИ. – 1987. – Вып. 7 – С. 5 – 13.
5. Мисюра В.И., Кулешин Н.М. Исследование влияния гидроабразивного износа проточной части на характеристики грунтовых центробежных насосов // Проблемы высокотемпературной техники. – Днепропетровск: ДГУ. – 1997. – С. 27 – 35.

Поступила в редакцию 20.05.2005

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

УДК 621.452 : 539.4

А.Л. МИХАЙЛОВ, А.В. ВОЛГИН

ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДИСКА ГТД СРЕДСТВАМИ ANSYS

Рассмотрены новые подходы в расчетном определении разрушающих частот вращения диска ГТД. Для выполнения требований безопасности при эксплуатации ГТД необходимо обеспечить при аварийной раскрутке ротора локализацию фрагментов разрушения деталей внутри двигателя. Предлагается при проектировании применить ранжирование запасов прочности диска для предотвращения разрушения диска по меридиональному сечению.

газотурбинный двигатель, ротор турбины, ранжирование запасов статической прочности диска**Введение**

Для обеспечения требований нормативных документов (АПЗЗ, FAR и др.) в подтверждение надежности авиационных ГТД требуется проведение многочисленных натурных спец. испытаний с моделированием аварийных ситуаций. Для сокращения времени и затрат на эти испытания целесообразно расширение и совершенствование расчетных методов проектирования деталей и узлов двигателя. Одним из требований при проектировании турбин ГТД является обеспечение локализации фрагментов разрушившихся деталей внутри двигателя, чтобы предотвратить катастрофические последствия при несанкционированной раскрутке ротора турбины.

1. Формулирование проблемы

Наличие вероятности возникновения аварийной ситуации с несанкционированной раскруткой ротора турбины, например, при обрыве вала, требует гарантированной локализации фрагментов разрушения деталей внутри двигателя.

Локализация фрагментов при обрыве лопаток обеспечивается достаточной прочностью корпуса. При разрушении дисков, как правило по меридио-

нальному сечению, их фрагменты обладают очень большой энергией и не удерживаются корпусами, поэтому ставится задача исключения раскрутки ротора до разрушающих по меридиональному сечению частот вращения дисков, путем целенаправленного проектирования диска турбины таким образом, чтобы разрушение произошло по цилиндрическому сечению в ободной части диска. Такое проектирование целесообразно ввиду того, что фрагменты разрушения диска по цилиндрическому сечению имеют меньшие размеры и соответственно обладают меньшей энергией, что позволит локализовать фрагменты разрушения внутри двигателя. Из-за особой ответственности обеспечения безопасности работы ротора турбины, на первое место в связи с этим встает вопрос точности расчетного определения частоты вращения, при которой произойдет разрушение деталей ротора.

Простой и наиболее распространенный в настоящее время метод расчета разрушающей частоты вращения дисков основан на теории предельного равновесия в предположении идеального жесткопластического поведения материала, то есть полного выравнивания напряжений в сечении диска к моменту разрушения и равенство их значения пределу прочности материала [1]:

$$\sigma_1 = \sigma_e,$$

где σ_1 – напряжение во всех сечениях диска;

σ_e – предел прочности материала.

Этот метод с достаточной точностью позволяет рассчитывать на одномерных расчетных моделях диски простой формы – постоянной толщины, конические, гиперболические, равного сопротивления. Такие диски разрушаются, как правило, по радиальному направлению от действия тангенциальных напряжений [2].

Считается, что погрешность расчета разрушающей частоты вращения дисков по одномерной модели не превышает 10%.

Однако, как показал анализ результатов разгонных испытаний дисков, существующие методы прогнозирования несущей способности не всегда и не в полной мере позволяют оценить их работоспособность с учетом конструктивных и технологических особенностей. Отсутствует надежная методика оценки прочности дисков, имеющих сложную геометрию. В то же время требования к повышению надежности авиационных ГТД, тенденция к снижению весовых характеристик приводит к необходимости совершенствования методов расчета, использованию более точных расчетных моделей, выбору минимальных запасов прочности.

В данной работе для оценки разрушающей частоты вращения и определения зоны начала статического разрушения дисков ротора турбины ГТД использован метод конечных элементов ANSYS, который позволил определить трехмерное НДС дисков с учетом реального теплового состояния, особенностей геометрии и взаимодействия с сопряженными деталями. За момент статического разрушения здесь принята частота вращения, при которой эквивалентная суммарная деформация в наиболее напряженной точке диска достигает некоторого предельного значения, равного относитель-

ному удлинению гладкого стандартного образца, вырезанного из данного диска, при соответствующей температуре в зоне с $\varepsilon_{i\max}$ [3]:

$$\varepsilon_i = \delta^t. \quad (1)$$

Переход от объемного НДС к размаху продольной деформации гладкого образца выполнен по формуле:

$$\varepsilon_i = \frac{3}{2(1+\mu)} \cdot \varepsilon_i^e + \varepsilon_i^p, \quad (2)$$

где $\mu = 0,5$ – коэффициент Пуассона, принятый при расчете в области больших деформаций;

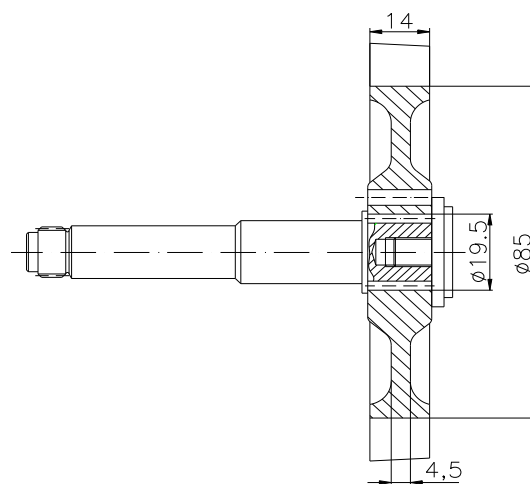
$$\varepsilon_i^e = \frac{\sqrt{2}}{3} \cdot \sqrt{(\varepsilon_{11}^e - \varepsilon_{22}^e)^2 + (\varepsilon_{22}^e - \varepsilon_{33}^e)^2 + (\varepsilon_{33}^e - \varepsilon_{11}^e)^2 + \frac{3}{2} \cdot ((\varepsilon_{12}^e)^2 + (\varepsilon_{23}^e)^2 + (\varepsilon_{13}^e)^2)}$$

– интенсивность упругих деформаций;

$$\varepsilon_i^p = \frac{\sqrt{2}}{3} \cdot \sqrt{(\varepsilon_{11}^p - \varepsilon_{22}^p)^2 + (\varepsilon_{22}^p - \varepsilon_{33}^p)^2 + (\varepsilon_{33}^p - \varepsilon_{11}^p)^2 + \frac{3}{2} \cdot ((\varepsilon_{12}^p)^2 + (\varepsilon_{23}^p)^2 + (\varepsilon_{13}^p)^2)}$$

– интенсивность пластических деформаций.

С целью исследования влияния концентраторов напряжений на несущую способность дисков были проведены в частности разгонные испытания натурального диска ротора турбостартера изделия «ТВД-1500



(рис.1).

Рис. 1. Конструкция ротора турбостартера

Заготовка диска – штамповка. Лопатки изготовлены за одно целое с диском.

Материал диска – алюминиевый сплав АК4-1. Механические свойства материала диска при $t=20^\circ\text{C}$: предел прочности $\sigma_B = 37 \text{ кг/мм}^2$;

$\sigma_{0,2} = 28 \text{ кг/мм}^2$; относительное удлинение — $\delta =$ диска, на которую наложена конечно-элементная сетка; поперечное сужение — $\psi = 21\%$. Расчетная разрушающая частота вращения по теории предельного равновесия (ТПР) $n = 85012 \text{ об/мин}$.

Экспериментальная разрушающая частота вращения $n_{\text{эксп}} = 75683 \text{ об/мин}$. Разрушение произошло по меридиональному сечению с началом разрушения от отверстия в ступичной части диска. Фотография разрушенного диска представлена на рис. 2.

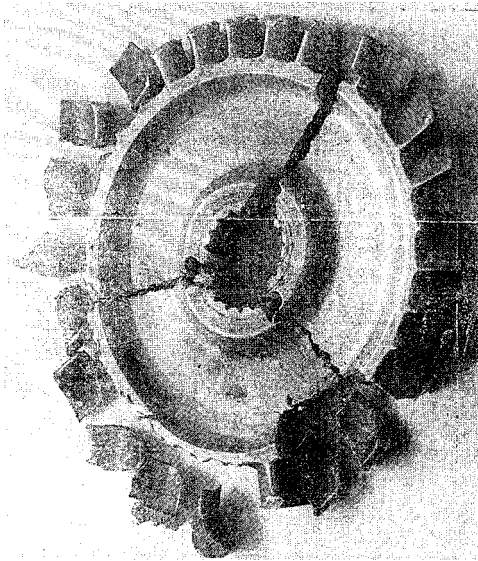
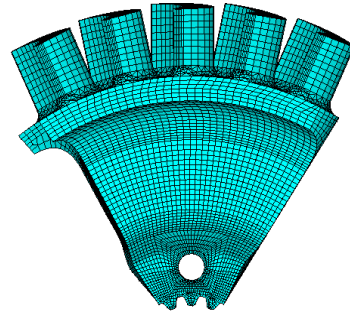


Рис. 2. Разрушенный диск

Погрешность расчета $\frac{n_{\text{разр}} - n_{\text{эксп}}}{n_{\text{эксп}}} \cdot 100\%$ составила 11% (табл. 1).

Для расчетного определения разрушающей частоты вращения диска на основе деформационного критерия (1) были проведены упругопластические расчеты на объемной конечно-элементной модели с постоянно повышающейся частотой вращения по методике [4]. Расчеты проводились с учетом больших перемещений и деформаций. Для создания модели диска в качестве конечного элемента использовался восьмиузловой структурный элемент SOLID 45 с тремя степенями свободы UX, UY, UZ. В силу угловой симметрии конструкции диска рассматривался сектор диска с углом при вершине $360^\circ/6 = 60^\circ$. Математическая трехмерная модель



сетка, и результаты расчета эквивалентных суммарных деформаций приведены на рис. 3 и 4.

Рис. 3. Конечно-элементная модель диска турбостартера (42000 элементов, 44700 узлов)

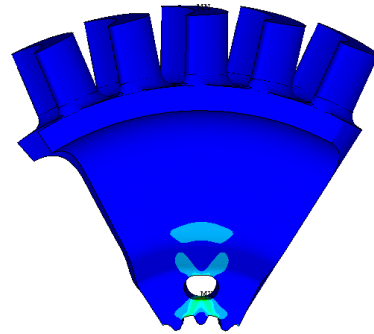


Рис. 4. Распределение эквивалентных суммарных деформаций в диске турбостартера при $n = 80000 \text{ об/мин}$

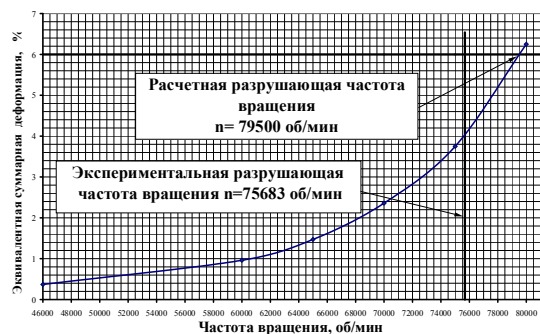


Рис. 5. Зависимость эквивалентных суммарных деформаций от частоты вращения диска в месте разрушения

Эквивалентная суммарная деформация в зоне отверстия в ступице диска достигает предельного значения относительного удлинения δ на частоте вращения 79500 об/мин . Погрешность расчета

$\frac{n_{\text{разр}} - n_{\text{эксп}}}{n_{\text{эксп}}} \cdot 100\%$ составила 5% (табл. 1).

Меньшая погрешность между расчетными величинами разрушающей частоты вращения, определенной с помощью деформационного критерия прочности, и экспериментальной величиной делает целесообразным использование деформационного критерия прочности (1) для оценки несущей способности дисков ГТД.

Таблица 1

Сравнение расчетных и экспериментальной разрушающей частоты вращения диска.

Материал	ТПР, об/мин	МКЭ, об/мин	Эксперимент, об/мин
$n_{разр}$	85012	79500	75683
$\frac{n_{разр} - n_{эксп}}{n_{эксп}} \cdot 100\%$	11	5	—

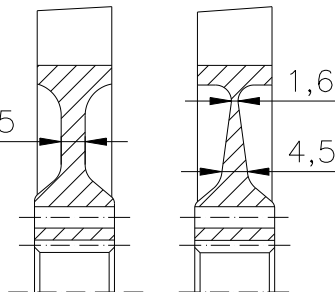
а	б
$n_{разр}, \text{об/мин}$	$n_{разр}, \text{об/мин}$
85012	69000
По меридиональному сечению	По цилиндрическому сечению

Рис. 6. Исходный (а) и доработанный (б) варианты конструкции диска

2. Решение проблемы

Для обеспечения разрушения диска по цилиндрическому сечению была выполнена оптимизация конструкции диска с ранжированием запасов статической прочности по меридиональному и цилиндрическому сечениям, таким образом чтобы $K_{B1} > K_{B2}$. Геометрические размеры подобраны так, что разрушение диска произойдет по цилиндрическому сечению, в ободной части на незначительные фрагменты, локализующиеся внутри корпуса турбостартера, что позволит создать конструкцию минимальной массы.

Заключение



С использованием объемной конечно-элементной математической модели проведено исследование напряженно-деформированного состояния диска и определение разрушающей частоты вращения с помощью деформационного критерия прочности. Предлагаемая методика расчетного определения разрушающей частоты вращения диска обладает достаточной точностью и позволяет проектировать диски турбины с ранжированием запасов статической прочности. Разрушение диска по цилиндрическому сечению и последующее снижение частоты вращения гарантирует отсутствие не локализованных фрагментов при разрушении вала турбины.

Литература

1. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. – М.: Машиностроение. – 1979. – 702 с.
2. Демьянушко И.В., Биргер И.А. Расчет на прочность вращающихся дисков. – М.: Машиностроение, 1978. – 247 с.
3. Михайлов А.Л. Критерии несущей способности дисков ротора турбины ГТД на основе математического моделирования объемного НДС // Вестник двигателестроения. – Запорожье. – 2003. – № 2. – С. 105 – 110.
4. Михайлов А.Л., Воинов В.В. Расчетное определение запаса по разрушающей частоте вращения дисков ротора ГТД с использованием метода предельной суммарной деформацией. – Рыбинск: НПО «Сатурн», 2002. – Методика № 408-00-384-2002.

Поступила в редакцию 1.06.2005

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. В.Н. Вернигор,
Рыбинская государственная авиационная технологи-
ческая академия им. П.А. Соловьева, Рыбинск.

УДК 620.178.32.006

А.Н. ПЕТУХОВ

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

ОБ ОСОБЕННОСТЯХ ВОЗНИКНОВЕНИЯ И РАЗВИТИЯ УСТАЛОСТНЫХ ТРЕЩИН В ДЕТАЛЯХ ГТД¹

Рассматриваются причины возникновения усталостных трещин в основных деталях ГТД, связанные с технологическими, конструктивными и эксплуатационными факторами. Показаны особенности развития усталостных трещин и возможности прогнозирования их развития при циклическом и вибрационном нагружении.

принцип допустимости дефекта, кинетика роста трещин, эксплуатационные повреждения

Введение

При создании современных ГТД принимается принцип допустимости в элементах конструкции первоначального дефекта. Он реализуется при своевременном обнаружении развивающейся до критического размера усталостной трещины средствами неразрушающего контроля. Для этого необходимы:

- знания напряженно деформированного состояния конструкции (детали);
- знания расчетной долговечности детали;
- знания общих закономерностей кинетики роста трещин в материале до критических размеров;
- знания соотношения между периодом роста трещины до критического размера и долговечностью материала детали при эксплуатационном нагружении;
- наличие методов и средств неразрушающего контроля, обеспечивающих обнаружение дефектов с докритическими размерами;
- реализация возможности осмотров в эксплуатации критических зон детали.

Рассмотрим некоторые аспекты этой проблемы.

1. Причины усталостных разрушений основных деталей ГТД

Вентилятор. Детали вентилятора относятся к наиболее напряженным и их разрушенные фрагменты, если не предусмотрены специальные конструктивные решения, практически не удерживаются внутри корпуса ГТД.

Причинами усталостных разрушений лопаток могут быть: конструктивные (повышенные переменные напряжения σ_v в профильной части лопатки на фоне высоких статических напряжений σ_m); эксплуатационные (повреждения от попадания посторонних предметов; фреттинг на контактных гранях хвостовика; потеря натяга по антивибрационным полкам); технологические (неоднородное структурное состояние материала в объеме и на поверхности детали; пониженная пластичность материала; растягивающие остаточные напряжения в поверхностном слое; повышенное содержание водорода).

Причинами усталостного разрушения дисков являются: конструктивные (высокие статические напряжения σ_m , способствующие при их циклическом изменении образованию в зонах концентрации напряжений трещин малоциклового усталости; переменные напряжений σ_v , вызванных резонансными или совместными колебаниями системы лопатка – диск и др.); эксплуатационные (коррозионные повреждения; фреттинг-коррозия в пазах и на фланцах

в болтовых и шлицевых соединениях); технологические (неоднородное структурное состояние материала; металлургические дефекты, газонасыщенные включения или слой; повышенная прочность и пониженная пластичность материала; повышенное содержание водорода; растягивающие остаточные напряжения).

Компрессор. Лопатки компрессора разрушаются только от многоциклового усталости, что связано с повышенным уровнем переменных напряжений σ_v ; эксплуатационными повреждениями, способствующими снижению предел выносливости σ_{-1} лопаток (забоины, коррозия, фреттинг в хвостовиках); отрицательной технологической наследственностью, снижающими σ_{-1} (см. вентилятор).

Причины и виды разрушения (малоцикловые и многоцикловые) *дисков компрессоров* аналогичны дискам вентилятора, хотя вероятность их разрушения от малоциклового усталости особенно в каскаде высокого давления меньше, чем у вентилятора.

Турбина. Причинами разрушений *лопаток турбин* (профильной части и хвостовика) от многоциклового усталости могут явиться: конструктивные (повышенный уровень переменных напряжений σ_v в профильной части лопатки на фоне высоких температур и статических напряжений σ_m); эксплуатационные (уменьшение натяга по бандажным полкам, снижение эффективности демпфирования, превышение температуры), технологические (литейные дефекты; объемные остаточные напряжения; нерегламентированные параметры поверхностного слоя и покрытий).

Разрушениям *профильной части лопаток турбин* от малоциклового усталости или длительной прочности способствуют высокие температуры и квазистатические напряжения, величина и длительность действия которых зависит от режимов работы двигателя (условий эксплуатации, местной температуры, повреждения лопаток соплового аппарата). Снижению характеристик прочности и жаростойкости материала детали по этим параметрам способствует также повышение степени наклепа поверхностного слоя при изготовлении профильных частей

лопаток турбин, особенно кромок и бандажных полков.

Причины и виды разрушения *дисков турбин* от малоциклового и многоциклового усталости связаны с повышенными градиентами температур, воздействием амплитуд напряжений σ_v при общем высоком уровне σ_m , с наличием концентраторов напряжений в наиболее напряженных зонах, металлургических дефектов и неоптимальными параметрами поверхностного слоя особенно в зонах концентрации напряжений (отверстиях, пазах и т. п.). Росту σ_v может способствовать изменение условий работы двигателя, нарушение работы камеры сгорания (закосованность форсунок, виброгорение, неравномерность температурного поля, повреждение соплового аппарата и т.п.).

Валы. Хотя случаи разрушения валов отечественных ГТД являются единичными, однако их последствия могут оказаться весьма тяжелыми особенно, если следствием этого окажется потеря летательного аппарата. Разрушения валов носят усталостный характер в следствие повышения σ_v из-за вибрационного горения, вызванного нарушением работы форсунок или регулирующей аппаратуры. Кроме того, образованию усталостных трещин могут способствовать коррозионные повреждения материала, металлургические дефекты, неоптимальные параметры поверхностного слоя (прижоги, растягивающие остаточные напряжения), несовершенство применяемых средств и методов неразрушающего контроля. В зонах болтовых и шлицевых соединений валов могут наблюдаться образования усталостных трещин, вызванных фреттингом.

2. Особенности прогнозирования развития трещин

При высоких амплитудах напряжений и в зонах контакта трещины могут зарождаться как на поверхности, так и под поверхностью [2]. При снижении амплитуды и росте долговечности (переход в область МнЦУ) очаг перемещается на поверхность. При достижении долговечности 10^8 и более циклов

очаги разрушения снова могут переместиться под поверхность. Такого типа очаги, называемые «рыбьим глазом», типичны для цементированных зубьев шестерен и деталей, подвергнутых интенсивному поверхностному упрочнению.

Скорость накопления усталостных повреждений в материале и доля периода роста усталостной трещины в общей долговечности образца или элемента конструкции существенно зависит от вида напряженного состояния и наличия концентраторов напряжений.

Предельное состояние материала при возрастании коэффициента концентрации напряжений α_σ можно охарактеризовать [3] величиной a_c , соответствующей достижению вязкости нагружения материала при рассматриваемом уровне напряжения σ_0 . Период распространения усталостной трещины N_p зависит от величины $a_{\max} = a_c$, а при $\sigma_0 = \text{const}$ от величины теоретического коэффициента концентрации напряжений α_σ , с ростом которой возрастает скорость роста трещины. Снижение N_p можно охарактеризовать соотношением:

$$N_p = \frac{A_p}{(a_i + b_0)}. \quad (1)$$

Константы в (1) определяются из граничных условий:

$$\text{при } a_i = a_c = \left[(K_{ic} / \sigma_0)^2 x[f(a)] \right]^2 \quad \frac{A_p}{(a_c + b_0)} = 1; \quad (2)$$

$$\text{при } a_i = 0 \quad \frac{A_p}{b_0} = (N_p)_0. \quad (3)$$

Для указанные граничные условия соответствуют одноосному отнулевому циклу растяжения – сжатия, а максимальное число циклов роста трещины $(N_p)_0$ соответствует долговечности гладкого образца без трещины. В результате определения констант выражения (1) из граничных условий (2) и (3) следует

$$N_p = (N_p)_0 / \left\{ \left[a_i / a_c \{ (N_p)_0 - 1 \} + 1 \right] \right\}. \quad (4)$$

Т.к. выражение (4) не учитывает влияния на развитие малых трещин структурного состояния материала, то развитие процесса разрушения принимается как монотонное [4], то длительность роста усталостных трещин зависит только от трех параметров: вязкости разрушения материала K_{IC} ; действующего напряжения σ_0 и размера начального дефекта a_n . В то же время даже небольшие по размеру дефекты (поры) на поверхности материала могут существенно влиять на величину периода роста трещины, снижая длительность зарождения трещины, но увеличивая долговечность роста усталостной трещины.

В расчетах форма дефектов принимается в виде полу- и четверти эллипса, расположенных в середине и на краях концентратора напряжений. Алгоритм вычисления долговечности на основе подходов линейной механики разрушения для расчета периода роста трещины от подобных дефектов дает удовлетворительное совпадение расчетных результатов с наблюдаемой долговечностью вплоть до 5×10^5 ц (предельной для малоциклового усталости). Замечено, что при большей длительности циклического нагружения до разрушения период роста трещины оказывается меньше. Сравнение закономерности снижения долговечности для поверхностной и уголкового форм начального дефекта показало, что более существенное влияние на долговечность оказывают уголкового формы дефектов. Поэтому в выражении (4) принимают изменяющийся показатель степени Qq , зависящий от формы и положения начального дефекта в детали

$$N_f = (N_p)_0 / \left\{ \left[a_i / a_c \{ (N_p)_0 - 1 \} + 1 \right] \right\}^{Qq}. \quad (5)$$

Период роста трещины определяется уровнем действующего напряжения, начальным значением α_σ в зоне зарождения усталостной трещины и асимметрией цикла нагружения R . При снижении α_σ наблюдается уменьшение относительной живучести при одновременном увеличении периода роста тре-

щины. Однако некоторые авторы пренебрегают расхождением при оценках длительности роста трещины и длительности полного периода циклического нагружения для разных амплитуд и видах нагружения (растяжение-сжатие, изгиб с кручением и пр.).

Упрочняющая поверхностная обработка деталей способствует повышению длительности периода зарождения трещин при вибрационном и циклическом нагружениях за счет образования сжимающих остаточных напряжений в деформированном слое материала, но при этом возрастает скорость роста трещины [1].

В механике разрушения принято рассматривать три типа трещин [5]: малые (*small*), короткие (*short*) и длинные (*long*) трещины. Эта классификация определяется как размерами, так и физическими закономерностями разрушения.

К малым трещинам относятся трещины размера-ми до двух-трех миллиметров в глубину, имеющих полуэллиптическую или уголковую форму фронта и образованных в области МЦУ. Как правило, кинетика таких трещин рассматривается при жестком ЦИКле нагружения материала (по условию постоянства деформации) и в этом случае общий вид кинетического уравнения для описания шага усталостных бороздок, характеризующих процесс усталостного разрушения для многих конструкционных материалов, имеет линейную зависимость от длины трещины [6]:

$$\delta_s = da/dN = B_S a. \quad (6)$$

Имеются разновидности (6), уточняющие коэффициент пропорциональности B_S и показатель степени. Например в [7] оно представляется как

$$da/dN = C_t (\Delta \varepsilon_{pl})^\xi a, \quad (7)$$

где ξ изменяется в интервале 1-2.

Предполагается, что развитие трещины от поверхности происходит на некоторую глубину при сохранении постоянной величины шага усталостных бороздок (принимается, что каждая бороздка

характеризует последовательно продвижение трещины за каждый цикл нагружения) [6 – 10]. Поэтому в общем случае распространение усталостных трещин описывают с помощью соотношения (8), начиная с некоторой глубины трещины a_0^c . Рост реализуется трещины в соответствии с соотношением [6, 9]:

$$da/dN = C' (\Delta \varepsilon_{pl}^{2n'+1}) \cdot a, \quad (8)$$

$$\text{где } C' = \pi^2 / [8(2n')^{4n'} (2n' + 1)] \quad (9)$$

$$\text{и } \Delta \sigma / 2 = A (\Delta \varepsilon_{pl})^{n'}. \quad (10)$$

Изучение кинетики малых усталостных трещин направлены на моделирование процесса в предположении линейной связи между шагом усталостных бороздок в каждом цикле приложения нагрузки и длиной трещины. При использовании коэффициента интенсивности напряжений (деформаций) [11] скорость роста трещины определяется шагом усталостных бороздок с показателем степени $n_p = 2$.

Короткие трещины характерны для МнЦУ и характеризуют начальный этап развития разрушения в зоне очага, имеющие полуэллиптический фронт распространения (скоростями до 10^{-8} м/цикл). Для них еще не разработаны практические методы прогнозирования роста трещин из-за существенного влияния структурных элементов материала на локальное ускорение и замедление процесса роста трещин [4, 5].

Длинные трещины являются основным видом усталостных повреждений элементов авиационных конструкций [3, 12]. Они имеют устойчивый характер развития и описываются с единых позиций как на основе механики разрушения, так и принципов синергетики [13]. Развитие усталостных трещин происходит на трех масштабных уровнях: микроскопическом, мезоскопическом и макроскопическом [14].

3. Особенности развития усталостных трещин в деталях ГТД

Усталостные разрушения *лопаток вентилятора и компрессора* практически трудно прогнозировать, т.к. местоположение очага разрушения как правило носит случайный характер, а период развития трещины ограничен по времени. Амплитуда напряжений, необходимая для развития возникшей трещины может составлять 10% от амплитуды напряжений при которой она образовалась [1]. Поэтому при регламентных осмотрах поврежденные лопатки могут дорабатываться или заменяться.

Сложность прогнозирования развитие трещин фреттинг-усталости в хвостовиках связано с особенностями процесса фреттинга [1, 15, 16]. Следовательно при конструировании малоподвижных соединений, подверженных фреттингу, следует предусматривать технологические мероприятия, гарантирующие докритическое развитие трещин, позволяющие их выявить при ремонте двигателя.

Разрушения *титановых дисков* от малоциклового усталости как правило имеют вид фасеточного рельефа в следствие роста трещины по межфазовым границам, которые более чувствительны к форме эксплуатационного цикла нагружения и длительности выдержки материала под нагрузкой на стационарных режимах. Этому может способствовать образование остаточных напряжений по межфазовым границам, границам колоний пластинчатой структуры в материале диска в процессе его изготовления [17 – 20].

При эксплуатации зарубежных ГТД имели место разрушения дисков на самолетах *DC-10, B-727, B-747, B-757, Trident, L-1011, F-27* и других [20]. Значительную часть разрушений дисков или зарождения в них трещин составляют случаи, связанные с наличием в материале диска различных дефектов. За период с 1975 по 1983 г.г. было зафиксировано 122 случая разрушения или повреждения дисков в основном из титановых сплавов, связанные с дефектами материала. Нелокализованное разрушение диска вентилятора двигателя *CF6-6D1* закончилась катастрофой самолета *DC-10* [21]. Разрушение дис-

ка произошло от циклически развивавшихся трещин малоциклового усталости: 1) трещины глубиной примерно 12,7 мм у центрального отверстия диска и 2) трещины глубиной примерно 33 мм, расположенной на поверхности отверстия.

Партия дисков, в которую входил разрушившийся диск, была изготовлена по щадящей технологии, но они не подвергались ультразвуковому контролю. Из восьми дисков этой партии один диск разрушился при контрольных испытаниях после обнаружения дефекта в виде газонасыщенной α -фазы; разрушение второго привело к катастрофе; четыре диска не выдержали контрольных испытаний, проведенных после катастрофы; лишь два диска после проверок были возвращены в эксплуатацию.

Отечественный опыт показал, что диск, имевший плотное газонасыщенное включение (не поддававшееся неразрушающему контролю) площадью около 400 мм², до достижения трещиной критического размера находился в эксплуатации более 2000 ч, т.е. длительность стабильного развития трещины при наличии периодического контроля был вполне достаточен для своевременного обнаружения трещины. Кроме того, проведенные испытания на малоцикловую усталость элементов обода диска, в галтелях пазов которого были очаги трещин многоциклового усталости размерами 2 x 10 мм, образовавшиеся в эксплуатации показали, что их средняя остаточная долговечность составила $N_p = 1,5 \times 10^3$ ц.

Таким образом, проблема разрушения дисков компрессоров из титановых сплавов включает проблему оптимального конструирования дисков, знание критических зон в диске, производства, включая контроль неразрушающими методами, и условия эксплуатации. Периодичность осмотров дисков компрессоров в эксплуатации должен базироваться на результатах испытаний элементов ободных частей дисков в условиях, приближенных к эксплуатационным, и фрактографических исследованиях изломов дисков, разрушение или рост трещин в кото-

рых имел место на ранней стадии в процессе нормальной эксплуатации дисков.

Лопатки турбин изготавливают чаще всего литейных никелевых сплавов. При умеренных температурах ($T < 800$ °C) разрушение может начинаться сколом. Если у поликристаллических лопаток направление дальнейшего развития трещины переходит на следующее зерно с образованием бороздок, характерных для многоциклового усталости, то монолопа ток такое разрушение равнозначно хрупкому разрушению по плоскости скольжения кристалла. При температурах $T < 800$ °C имеют место обычные усталостные разрушения [22, 23]. Опыт показывает, что разрушения лопаток можно избежать при наличии периодического контроля в эксплуатации при соответствующем оснащении средствами объективного контроля.

Диски турбин. Наиболее непредсказуемыми с точки зрения критической зоны, где возможен очаг разрушения являются порошковые диски, имеющие большую вероятность возможного дефекта, чем диски полученные по традиционной технологии. Потенциальными очагами зарождения трещин у дисков турбин являются концентраторы напряжений: ободная часть, отверстия, лабиринты и т.п. Надежность диска определяется совершенством конструкции и технологии изготовления, контролепригодностью в условиях эксплуатации.

Заключение

Разрабатываемые в настоящее время методы оценки накопления повреждений в материале детали до момента возникновения критического размера трещины, основанные на результатах испытаний стандартных образцов не позволяют обеспечить требуемую для практики достоверность, так как не учитывают влияние технологии и поведение самого материала в реальной конструкции, в критических зонах которой реализуется неоднородное напряженное (деформируемое) состояние. Поэтому расчет-

ные запасы прочности при установлении ресурса по критерию сопротивления усталости должны учитывать как эксплуатационные условия нагружения, так и многообразие факторов, влияющих на снижение циклической долговечности и сопротивления многоциклового усталости. Наиболее подходящими для этой цели могут быть детали или элементы натуральных деталей, содержащие реальные концентраторы напряжений, отражающие влияние технологического фактора и напряженное состояние в опасном сечении [1].

Литература

1. Петухов А.Н. Сопротивление усталости деталей ГТД. – М.: Машиностроение, 1993. – 232 с.
2. Komotori J., Shimizu M. Microstructural effects on fracture mechanisms and fatigue life in extremely low cycle fatigue. *Engineering Against Fatigue* (Eds. J.H.Beynon, M.W.Brown, T.C.Lindley, R.A.Amith and B.Tomkins), A.A.Balkema/Rotterdam/ Brookfield, 1999, P. 133 – 149.
3. Шанявский А.А. Принципы обеспечения безопасной эксплуатации деталей ГТД с усталостными повреждениями и периодичность их осмотров // Вопросы авиационной науки и техники. Серия.: Авиационное двигателестроение. – М.: ЦИАМ. – 2005. – Вып. 4 (1327). – С. 18 – 50.
4. Short fatigue cracks, Sheffield, England, 10-14 December, 1990, *Fatigue Engng Mater. Struct., Special Issue*, vol. 14, n. 2/3, 1991
5. Miller K.J. The mechanics and materials approach to fatigue problem in engineering. – “Engineering against fatigue” (Eds. J.H.Beynon, M.W.Brown, T.C.Lindley, R.A.Amith and B.Tomkins), A.A.Balkema/Rotterdam/ Brookfield, 1999, P. 1 – 16.
6. Tomkins B. (1968) Fatigue crack propagation – an analysis. *Phil. Mag.* 18, P. 1041 – 1066.
7. Tomkins B. (1980) Micromechanisms of fatigue crack growth at high stress. *Met. Science* 14(8/9), P. 408 – 417.

8. Beilon J-P. and Antolovich S.D. (1983) Effect of microstructure on fatigue crack propagation: A review of existing models and suggestions for further work. ASTM STP 811, ASTM, Philadelphia, P. 313 – 349.
9. Wareing J. (1983) Mechanisms of high temperature fatigue and creep-fatigue failure in engineering materials. In: *Fatigue at High Temperature* (Ed. by R.P.Skelton), Applied Science Publishers, London, P. 135 – 185.
10. Lankford J. and Davidson D.L. (1987) The micromechanisms of small fatigue crack growth and the influence of metallurgical factors. *Fatigue 87* (Eds by R.O.Ritchie and E.A.Starke), EMAS, P. 1769 – 1786.
11. Махутов Н.А. Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность и долговечность. – М.: Машиностроение, 1985. – 223 с.
12. Шанявский А.А. Обеспечение надежности элементов конструкции воздушных судов за счет управления кинетикой усталостных трещин. – М.: ЦНТИ ГА, 1991. – 56 с.
13. Шанявский А.А. Синергетические основы управления ростом усталостных трещин в элементах авиационных конструкций. – М.: Изд-во МГУ, 2001. – № 4. – С. 83 – 105.
14. Панин В.Е. Синергетические принципы физической мезомеханики // Физическая мезомеханика. – 2000. – Т. 3, № 6. – С. 5 – 36.
15. Петухов А.Н. Фреттинг-коррозия и фреттинг-усталость малоподвижных соединений ГТД и энергетических машин // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 2004. – № 7 (15). – С. 128 – 134.
16. Петухов А.Н. Фреттинг и фреттинг-усталость высоконагруженных малоподвижных соединений ГТД и ЭУ // Вопросы авиационной науки и техники. Серия.: Авиационное двигателестроение. – М.: ЦИАМ, 2005. – Вып. 4 (1327). – С. 38 – 75.
17. Shaniavski A.A. and Losev A.I. Fatigue crack growth in aeroengine compressor disks made from titanium alloys. – *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.*, 22 (11), 1999, P. 193 – 204.
18. Shaniavski A.A. and Stepanov N.V. Fractographic analysis of fatigue crack growth in engine compressor disks of Ti-6Al-3Mo-2Cr titanium alloy. *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.*, 1995, 18(5), P. 539 – 550.
19. Отчет NTSB № DCA 89-M-A-063 от 24.10.89.
20. Отчет NTSB № C008802 от 24.05.93.
21. Расследование причин катастрофы самолета DC-10, обусловленной разрушением двигателя // Зарубежный опыт. Экспресс информация №2. – М.:ЦНТИГА, 1990. – С. 1 – 4).
22. Петухов А.Н. Вопросы многоциклового усталости литых жаропрочных никелевых сплавов с заданной кристаллографической структурой // Вісник двигунобудування. Вестник двигателестроения. Herald of aeroenginebuilding. – Запорожье: «Мотор Січ», 2004. – № 2. – С. 129 – 131.
23. Петухов А.Н. Об особенностях разрушения монокристаллических лопаток // Двигатель. – 2004. – № 6 (36). – С. 18 – 19.

Поступила в редакцию 4.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.М. Мамонов, Российский государственный технический университет «МАТИ им. К.Э.Циолковского», Москва.

УДК 518

Ю.Н. ШМОТИН¹, А.А. РЯБОВ², Д.В. ГАБОВ¹, С.С. КУКАНОВ²¹ОАО «НПО «САТУРН», Россия²ЗАО «Саровские лаборатории», Россия

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОБРЫВА ЛОПАТКИ ВЕНТИЛЯТОРА

Рассмотрено решение задачи о численном моделировании обрыва лопатки вентилятора авиационного двигателя и взаимодействия фрагментов лопатки с соседними лопатками и корпусом вентилятора. Исследовано влияние постановки задачи, гипотезы фрагментации лопатки, критериев разрушения и динамического трения на результаты расчетов. Выполнено сопоставление результатов расчета с доступными экспериментальными данными. Разработанная методика численного моделирования использована при разработке вентилятора авиационного двигателя SaM-146.

безопасность, авиационный двигатель, прочность, численное моделирование, обрыв лопатки вентилятора, LS-Dyna

Введение

Авиационный двигатель должен быть спроектирован таким образом, чтобы свести к минимуму развитие опасных для двигателя состояний в процессе эксплуатации [1]. Обрыв лопатки ротора вентилятора может стать причиной аварийной ситуации. Поэтому при проектировании корпуса ротора вентилятора необходимо обеспечить локализацию повреждений вследствие разрушения лопатки ротора, а также в результате вторичных явлений, возникающих при ее разрушении.

Данная задача традиционно решается на этапе проектирования с применением полуэмпирических расчетных методов [2] и подтверждается экспериментально на этапе сертификации путем принудительного обрыва одной из лопаток.

Для обеспечения положительных результатов в эксперименте необходимо на этапе проектирования использовать методы расчета, которые наиболее точно описывают процесс обрыва лопатки вентилятора и взаимодействие ее фрагментов с соседними лопатками и корпусом вентилятора.

В данной статье рассматривается применение программных средств LS-Dyna для решения такой задачи. В качестве объекта исследования рассмотр-

им вентилятор двигателя SaM-146 (рис. 1)

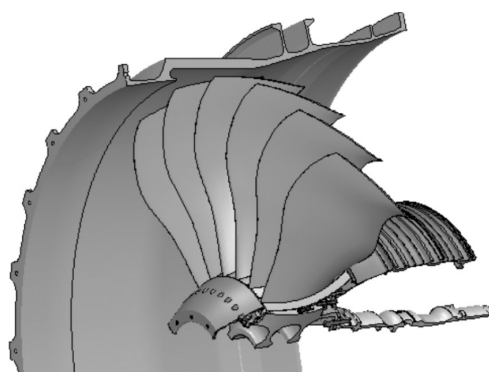


Рис. 1. Объект исследования

1. Анализ проблемы

Анализ проблемы обрыва лопатки вентилятора показывает, что в процессе моделирования необходимо последовательно решать четыре задачи:

1. Статическое деформирование вентилятора при вращении с постоянными оборотами;
2. Нестационарное деформирование элементов конструкции в процессе обрыва лопатки – развитие трещины в корневой части пера;
3. Динамическое деформирование при соударении оборвавшейся лопатки с элементами конструкции (фрагментация лопатки и взаимодействие фрагментов с корпусом, набегающей лопаткой и т.д.);

4. Динамическое деформирование при разбалансировке ротора.

Для решения этих задач была разработана методика, включающая следующие основные этапы:

1. Импорт и при необходимости доработка CAD-моделей;
2. Разработка и проверка FEM моделей большой размерности;
3. Численное моделирование стационарных напряженно-деформированных состояний;
4. Численное моделирование нестационарных процессов деформирования;
5. Постпроцессорная обработка и анализ результатов расчетов.

2. Статическое деформирование ротора

Разработка конечно-элементных (КЭ) моделей является трудоемким подготовительным этапом. Для выбора оптимальной КЭ сетки был использован прием последовательного сгущения расчетных сеток. В процессе расчетных исследований было изучено влияние размерности сетки лопатки на распределение НДС и уровни максимальных напряжений. Наиболее важным было исследование влияния количества элементов по толщине пера лопатки. Использовались сетки с 2, 3, 4, 5 КЭ по толщине пера. При выборе окончательного варианта размерности сетки учитывалось два важнейших фактора: точность решения и возможность получения результатов на располагаемых вычислительных ресурсах. Данные исследования были выполнены в комплексе ANSYS в постановке лопатка плюс диск на секторе одной лопатки. На этом этапе для контактирующих поверхностей лопатки и диска задавалось трение, на других контактах – «жесткая склейка». Расчеты проводились при заданных оборотах ротора. На рис. 2 приведена оптимальная расчетная сетка с тремя КЭ по толщине пера, при этом в зоне максимальных напряжений (в корневом сечении) используется 5

КЭ. С учетом выбранных критериев была разработана КЭ модель ротора 90° (рис. 3).

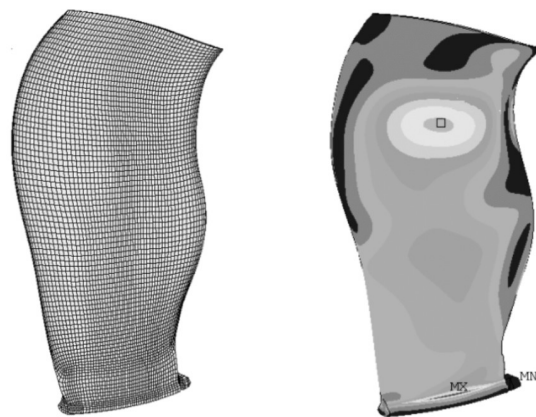


Рис. 2. КЭМ лопатки и распределение напряжений

Статические расчеты на основе созданной КЭМ проводились по программе ANSYS с использованием решателей Sparse и PCGOUT. Для подтверждения достоверности решения задач были проведены дополнительные расчеты статических полей средствами LS-Dyna.

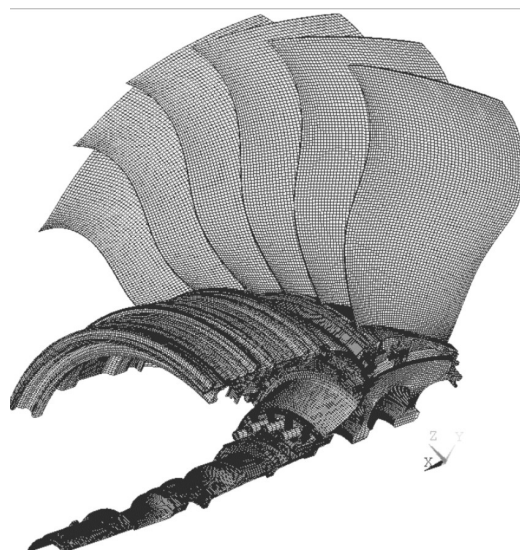


Рис. 3. КЭМ ротора (90°)

Сравнительный анализ результатов показал, что результаты, полученные по программам ANSYS и LS-Dyna, хорошо согласуются как по максимальным значениям, так и по распределению полей в конструкции. Данный факт подтверждает достоверность результатов, получаемых на основе этих программ, и позволяет при решении статических задач боль-

шой размерности (которые не могут быть решены средствами ANSYS) использовать LS-Dyna.

3. НДС ротора при обрыве лопатки

С целью исследования развития трещины на изменение НДС деталей ротора был смоделирован процесс развития трещины. При этом были приняты следующие предположения:

- зона зарождения трещины известна и находится в зоне перехода пера лопатки в хвостовик;
- траектория развития трещины строго параллельна хвостовику лопатки;
- скорость развития трещины постоянна и равна скорости звука в титане.

Основываясь на данных предположениях был разработан алгоритм развития трещины: в заданные моменты времени происходит удаление элементов в зоне трещины. В качестве начального НДС использовались результаты, полученные средствами LS-Dyna. По расчету развития трещины сделаны следующие выводы:

1. В процессе развития трещины в лопатке НДС соседних лопаток и диска практически не изменяется. Учитывая данный факт, при решении дальнейших задач в целях экономии времени следует использовать модель мгновенного отрыва лопатки.
2. До момента столкновения оборвавшейся лопатки с другими лопатками вылета последних из мест их закрепления не происходит.

4. Моделирование обрыва лопатки

В процессе проведения расчетных исследований динамики деформирования ротора и корпуса после обрыва лопатки было установлено, что в КЭ модель необходимо включать все силовые элементы ротора и КЭ модель корпуса (рис. 4). Одна из лопаток изначально оторвана в корневой зоне. В модели вентилятора учтены контактные взаимодействия между всеми элементами конструкции. Коэффициент тре-

ния был выбран таким образом, чтобы смоделировать предельное нагружение.

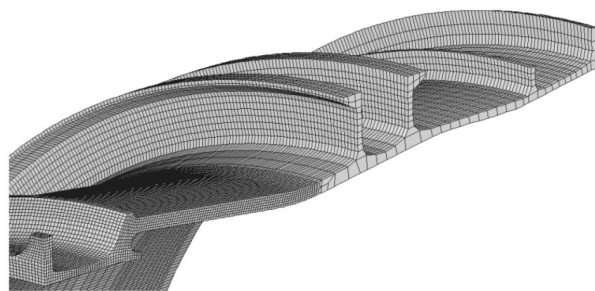


Рис. 4. КЭ модель корпуса (180°)

Деформирование материалов ротора (титан) и корпуса (алюминий) описываются на основе диаграмм деформирования, полученных в результате статических и динамических испытаний. При проведении расчетов учитывалось разрушение материалов конструкции по заданному критерию.

Нагружение конструкции осуществлялось мгновенным приложением начальной угловой скорости ко всем элементам ротора. Для моделирования разрушения оборванной лопатки были использованы две гипотезы фрагментации: естественная фрагментация и принудительная. Первая основана на удалении из расчета тех элементов лопатки, в которых достигается заданное критериальное значение интенсивности пластических деформаций и таким образом лопатка естественным путем распадается на фрагменты. Вторая гипотеза основана на том, что размер фрагментов лопатки и время их образования известны заранее, поэтому естественное разрушение лопатки не учитывается, а в заданное время лопатка искусственно «разрезается» на фрагменты заданного размера. Принудительная фрагментация лопатки задается из эксперимента, и в данной статье рассматриваться не будет.

Результаты расчетов с естественной гипотезой фрагментации лопатки приведены на рис. 5. Видно, что лопатка разрушается на три фрагмента.

Анализ результатов расчетов показывает, что наибольшую опасность вызывают растягивающие напряжения на наружной поверхности корпуса в

зоне удара последнего фрагмента и в корневой части лопатки со стороны зуба (рис. 6).



Рис. 5. Фрагментация лопатки вентилятора

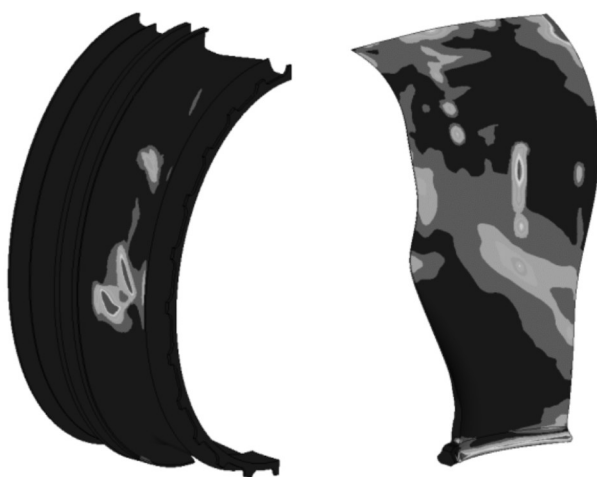


Рис. 6. Распределение интенсивности напряжений

Заключительной частью прочностных расчетов является оценка прочности, и определение коэффициентов запасов прочности. Что касается коэффициентов запаса прочности, то их вычисление для элементов, работающих в областях упругих деформаций, не представляет труда. Другое дело, когда материал деформируется упруго – пластически, при этом деформации могут быть одного порядка с относительным удлинением δ при разрыве.

В этом случае важнейшим является наличие достоверного критерия разрушения. Классические критерии разрушения, основанные на силовых параметрах (усилия, напряжения ...) могут дать результат далекий от действительности. При развитой пластической деформации малое увеличение нагрузки вызывает большой рост деформаций. Поэтому

деформации имеют более значимый характер. Несмотря на большие трудности с регистрацией больших деформаций при проведении экспериментов, они по сравнению с напряжениями, все-таки являются измеряемыми величинами. Таким образом, критерий прочности, основанный на деформационных параметрах, может быть более представительным для прогнозирования возможности (или невозможности) разрушения. Необходимо отметить, что для установления критерия разрушения необходимо провести большой объем расчетных и экспериментальных исследований на образцах и моделях лопаток и корпуса. Ввиду того, что к настоящему времени эти работы не закончены, в расчетах в качестве критериального параметра принята интенсивность деформации (или первая главная деформация).

Расчет допустимой толщины корпуса проверялся на базе энергетического метода $E_A \geq E_K$, где E_K – кинетическая энергия лопатки, а E_A – поглощающая способность корпуса. В расчете учитывалась кинетическая энергия фрагмента, угол взаимодействия фрагмента с корпусом и периметр взаимодействия. На рис. 7 приведены результаты расчета толщины корпуса вентилятора.

В качестве дополнительной иллюстрации на рис. 8 представлено поведение элементов конструкции ротора при обрыве лопатки вентилятора после первого столкновения оборвавшейся лопатки с набегающей лопаткой.



Рис. 7. Определение толщины корпуса

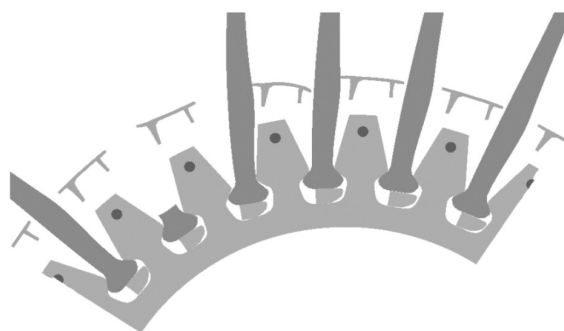


Рис. 8. Поведение элементов ротора при обрыве лопатки

5. Дисбаланс ротора

При обрыве одной из лопаток ротора вентилятора и взаимодействии ее фрагментов с конструкцией возникает дисбаланс ротора. Расчет траектории движения ротора при дисбалансе выполняется с использованием динамической модели двигателя и в данной работе не рассматривается. Траектория движения ротора задается как начальное условие. В расчете была использована КЭ модель ротора 90° и корпуса 360° .

В деформации лопаток, трущихся о корпус при дисбалансе, значительный вклад вносит оваллизация корпуса. Необходимо отметить, что максимальный уровень оваллизации корпуса реализуется от удара оборвавшейся лопатки, а не от трения лопаток об корпус в результате дисбаланса.

На рис. 9 приведено поле распределения деформаций в трущихся лопатках.

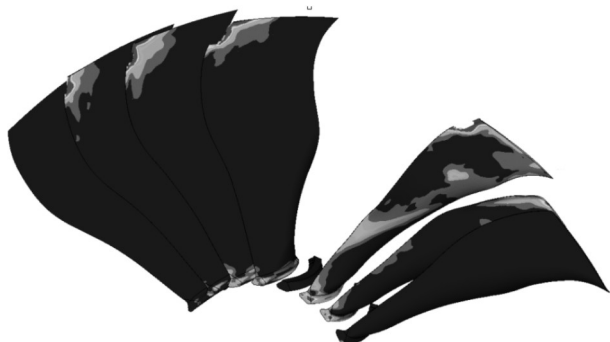


Рис. 9. Интенсивность деформаций в трущихся лопатках

Анализ полученных результатов показывает, что происходит разрушение кончиков лопаток, связанное с их контактным взаимодействием с корпусом.

Заключение

Разработана методика, позволяющая определять напряженно деформированное состояние и прочность элементов ротора и корпуса при стационарном режиме нагружения, при обрыве лопатки и дисбалансе ротора. Точность методики подтверждена путем сравнения решений с использованием программных средств ANSYS, LS-Dyna и экспериментальными данными [3].

На основании расчетных исследований, проведенных по данной методике, были выявлены особенности деформирования элементов вентилятора, выработаны рекомендации по усовершенствованию конструкции.

С учетом рекомендаций разработана конструкция вентилятора удовлетворяющая требованиям по прочности и безопасности при нормальных условиях эксплуатации и в аварийном режиме.

Литература

1. Авиационные правила. Часть 33. Нормы летной годности. Нормы летной годности двигателей воздушных судов.
2. Нормы прочности, ЦИАМ, 1990.
3. Carney K.S., Perrira M., Revilock D., Mathney P., Jet Engine Fan Blade Containment using Two Alternative Geometries. 4th European Users Conference, Germany, Ulm, 2003.

Поступила в редакцию 3.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук М.Л. Кузменко, ОАО НПО «Сатурн», Рыбинск.

УДК 621.793.7

В.А. БОГУСЛАЕВ, В.Г. ЯКОВЛЕВ*ОАО "Мотор Сич", Запорожье, Украина*

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ КОМПЛЕКСНОЙ ОБРАБОТКИ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ ВАЛОВ ГТД

Рассмотрено влияние упрочнения (детонационное напыление + алмазное выглаживание) на сопротивление усталости образцов без концентраторов напряжений и с напрессованными втулками из стали 40ХН2МАШ.

газотурбинный двигатель, усталость вала, детонационное напыление, алмазное выглаживание

Введение

В связи с непрерывным ужесточением условий работы и режимов эксплуатационной нагруженности валов газотурбинных двигателей, возрастанием требований к уменьшению их металлоемкости, исследования по оценке влияния поверхностного деформационного упрочнения являются актуальными.

Несущая способность валов газотурбинных двигателей в значительной мере определяется состоянием их поверхностного слоя, который формируется на финишных этапах технологического процесса.

В работе [1] показан усталостный излом в зоне галтели вала винта газотурбинного двигателя АИ-24, вызванный наличием конструктивных и технологических концентраторов напряжений от следов обработки.

В процессе эксплуатации имеют место случаи разрушения валов и дисков ГТД, связанные с появлением и развитием усталостных трещин в местах концентрации напряжений от следов обработки (рисок, царапин) после таких финишных операций как шлифование и полирование.

Известно, что применение алмазного выглаживания частично повышает сопротивление усталости образцов из стали 40ХН2МАШ.

1. Формулирование проблемы

Для повышения несущей способности валов газотурбинных двигателей применяется алмазное выглаживание, область использования которого остается довольно узкой.

При изготовлении валов из легированных сталей для достижения необходимой точности и шероховатости поверхности применяют операцию шлифования.

При этом шлифование сопровождается образованием поверхностного слоя, часто с большими растягивающими напряжениями, структурными и фазовыми превращениями, снижающими несущую способность материала.

На поверхности после шлифования остаются следы обработки, являющиеся резкими концентраторами напряжений.

В некоторых случаях для улучшения качества поверхности после шлифования применяют полирование.

Полирование не всегда обеспечивающее получение желаемых результатов.

Более целесообразным методом окончательной обработки валов является комплексное упрочнение, которое заключается в алмазном выглаживании после шлифования детонационного покрытия шлифованной поверхности вала.

2. Результаты исследования

Для оценки эффективности комплексного упрочнения высоконагруженных деталей были проведены исследования влияния алмазного выглаживания на качество поверхности и выносливость образцов из стали 40ХН2МАШ.

Исследования проводили на образцах диаметром 10 мм и радиусом переходной поверхности 10 мм из стали ($HV\ 2900\ldots 3200$ МПа) 40ХН2МАШ и образцах из этого же материала с напрессованными втулками. Алмазное выглаживание выполняли синтетическим алмазом АСПК, заправленным по сфере радиусом 2,5 мм за один рабочий ход. Глубина напыленного слоя составляла 0,1 мм, скорость выглаживания была равна 0,5 м/с, подача – 0,08 мм/об. В качестве СОЖ применяли масло И-20А.

Кромки втулок со стороны внутренней поверхности и торца округляли по радиусу 1 мм. Внутреннюю поверхность втулок шлифовали и полировали до получения параметра шероховатости $Ra = 0,25\ldots 0,40$ мкм.

Перед напрессовкой втулок на образцы их нагревали до 200 °С.

Подготовка деталей под напыление заключалась в том, что предварительно прошлифованные образцы устанавливались в кассету и обдувались на пескоструйной установке гранулированным до 40 мкм электрокорундом Э14А. Давление воздуха при обдувке 0,25 – 0,3 МПа. Расстояние от обрабатываемой поверхности до сопла порядка 130 – 150 мм.

Проведенные исследования шероховатости поверхности показали, что параметр Ra уменьшается с 1,7 мкм при шлифовании детонационного покрытия до $Ra = 0,8$ мкм при выглаживании. Покрытие становится более однородным, что особенно важно при его работе в условиях абразивной эрозии.

Выглаживание деталей с детонационным покрытием даже при незначительной толщине необходимо вести с большей нормальной силой. Это позволяет деформировать поверхностный слой на более значи-

тельную глубину, не опасаясь переупрочнения материала.

Для расчета оптимального усилия выглаживания деталей с различной предшествующей обработкой рекомендуют формулу Л.А. Хворостухина [2], которая хорошо подтверждается практикой.

Рассчитанное по этой формуле усилие выглаживания $P_{y\text{ опт}}$ оказалось равным 300 Н при упрочнении как напыленных, так и шлифованных (исходных) образцов.

На усталость образцы испытывали при изгибе в одной плоскости с частотой резонансных колебаний основного тона 430-440 герц до появления макроизлома.

Для оценки эффективности нанесения детонационных покрытий и деформационного упрочнения можно вполне корректно проводить испытания образцов методом "лестницы" с определением ограниченного предела выносливости и параметров его рассеяния [3].

Определение зависимости между задаваемым напряжением в опасном сечении образцов и амплитудой колебаний пера было проведено расчетным методом с использованием формул теории упругости.

Результаты испытаний на усталость представлены в табл. 1, 2.

Как видно из табл.1, 2 алмазное выглаживание повышает предел выносливости напыленных образцов из стали 40ХН2МАШ с учетом его рассеяния для вероятности разрушения $P = 10\%$ с 476 МПа до 540 МПа (на 13%) и образцов с концентраторами напряжений (напрессованными втулками) с 342 до 431 МПа, также на 13%.

Повышение пределов выносливости упрочненных комплексным методом (детонационное напыление + алмазное выглаживание) образцов из стали 40ХН2МАШ вызвано образованием благоприятного микрорельефа поверхности, увеличение степени наклепа, формированием текстуры и сжимающих остаточных напряжений высокого уровня.

Таблица 1

Параметры выносливости цилиндрических образцов

Параметры выносливости	Шлифование (исходные)	Шлифование + детонационное напыление	Детонационное напыление + выглаживание
$\bar{\sigma}_{-1}$, МПа	498	510	574
$\bar{S}_{\sigma-1}$, МПа	8,7	26,8	26,8
$\bar{\sigma}_{-1}$ ($p = 10\%$), МПа	487	476	540

Таблица 2

Параметры выносливости образцов с напесованными втулками

Параметры выносливости	Шлифование (исходные)	Шлифование + детонационное напыление	Детонационное напыление + выглаживание
$\bar{\sigma}_{-1}$, МПа	382	366	442
$\bar{S}_{\sigma-1}$, МПа	8,7	19,1	8,7
$\bar{\sigma}_{-1}$ ($p=10\%$), МПа	371	342	431

Для оценки характера усталостного разрушения образцов и определения места зарождения трещин на исследуемых образцах был применен микрофрактографический метод исследования.

Изучению подвергались усталостные изломы образцов из стали 40ХН2МАШ, окончательно обработанных детонационным напылением после шлифования и алмазным выглаживанием после детонационного напыления. Напыленный образец был испытан при напряжении $\sigma_i = 560$ МПа и отработал 1524200 циклов, выглаженный $\sigma_i = 710$ МПа и отработал 1605400 циклов, т.е. примерно одинаковое количество.

Исследования усталостных изломов образцов проводили с помощью электронного растрового микроскопа ISM-T300.

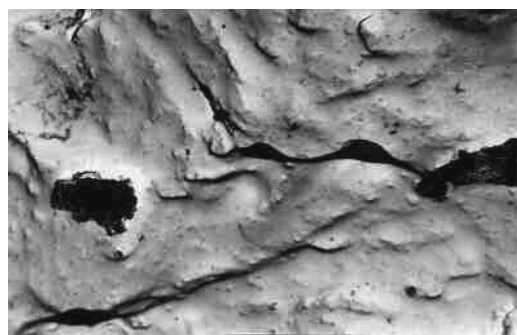
Перед проведением исследований шлифов производили их декорование (850° , 2 ч, вакуум) для получения качественного и контрастного изображения структуры.

Визуальное изучение усталостных изломов образцов показало наличие нескольких зон. Начальная зона усталостного разрушения на выглаженном образце расположена под поверхностью на глубине 0,2 мм, что произошло в результате поверхностного упрочнения.

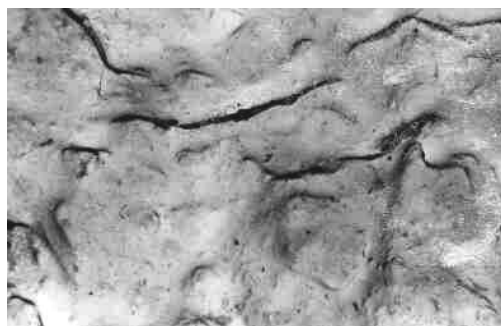
Электронно-фрактографический анализ позволил обнаружить отличие в строении изломов, обусловленное уровнем вязкости разрушения, что вызвано упрочнением поверхности при выглаживании.

На микрофрактограммах (рис. 1 и 2), которые сняты с различных участков усталостной зоны излома видно, что рельеф носит сглаженный характер.

Отчетливо видны следы локальной пластической деформации и глубокие микрополосы. В обоих случаях вблизи долома рельеф становится более грубым. Следы разрушения в виде вытянутых чашек наблюдаются в основном на образце после детонационного напыления.



$l = 0$



$l = 0,1$

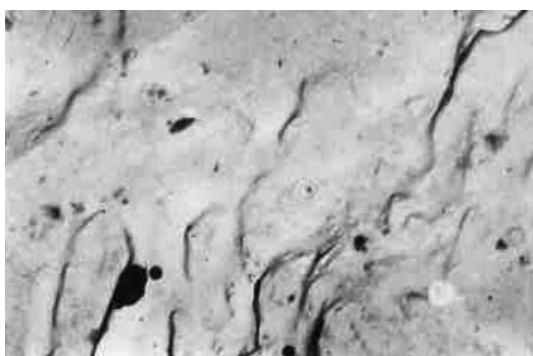


$l = 0,2$



$l = 0,3$

Рис. 1. Микрофрактограмма усталостного излома образца с детонационным напылением – 4000х



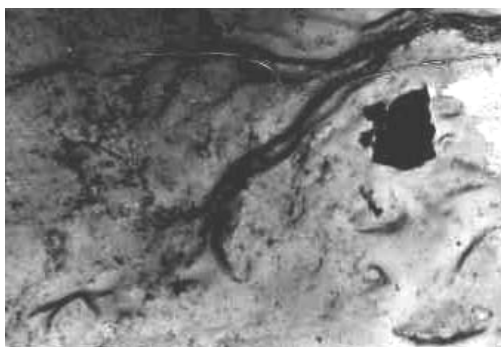
$l = 0$



$l = 0,1$



$l = 0,2$



$l = 0,3$

Рис. 2. Микрофрактограмма усталостного излома образца с напылением и последующим выравниванием – 4000^x

Как видно из рис. 1, микрополосы на напыленном образце расположены перпендикулярно направлению роста трещины.

Ряды микрополос в поверхностном слое выглаженных образцов до глубины 0,2 мм ориентированы по направлению роста трещины. По-видимому, фронт распространения усталостной трещины замедляется в упрочненной области, что вызывает изгиб микрополос.

С увеличением расстояния от поверхности излома более 0,3 мм различие в направлении микрополос исчезает.

Следовательно, электронно-микроскопический анализ усталостных изломов образцов подтвердил, что упрочнение замедляет распространение усталостной трещины, которая зарождается под поверхностью в зоне перехода сжимающих остаточных напряжений в растягивающие.

Электронно-фрактографический анализ позволил обнаружить отличие в строении изломов, обусловленное уровнем вязкости разрушения, что вызвано упрочнением поверхности при выглаживании.

На микрофрактограммах отчетливо видны следы локальной пластической деформации и глубокие микрополосы. В обоих случаях вблизи долома рельеф становится более грубым. Следы разрушения в виде вытянутых чашек наблюдаются в основном на образце после детонационного напыления. Как видно из рис. 1 микрополосы на напыленном образце расположены перпендикулярно направлению роста трещин.

Ряды микрополос в поверхностном слое выглаженных образцов до глубины 0,2 мм ориентированы по направлению роста трещин. По-видимому, фронт распространения усталостной трещины замедляется в упрочненной области.

Это вызывает изгиб микрополос. С увеличением расстояния от поверхности излома более 0,3 мм различие в направлении микрополос исчезает.

Выводы

Установлено, что комплексное упрочнение повышает предел выносливости образцов без концентраторов напряжений и с напрессованными втулками на 13% по сравнению со шлифованными образцами (без покрытия).

Электронно-микроскопический анализ усталостных изломов образцов подтвердил, что упрочнение замедляет распространение усталостной трещины, которая зарождается под поверхностью в зоне перехода сжимающих остаточных напряжений в растягивающие.

Литература

1. Яценко В.К., Зайцев Г.З., Притченко В.Ф. и др. Повышение несущей способности деталей машин алмазным выглаживанием. — М.: Машиностроение, 1985 — 232 с.
2. Хворостухин Л.А., Плешивцев Н.В., Бибаев В.Н. Отделочно-упрочняющая обработка алмазным выглаживанием // Вестник машиностроения. — 1969. — № 8. — С. 48 — 50.
3. Школьник Л.М. Методика усталостных испытаний: Справочник. — М.: Металлургия, 1978. — 304 с.

Поступила в редакцию 8.06. 2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 539.3

Н.Г. ШУЛЬЖЕНКО, П.П. ГОНТАРОВСКИЙ, Ю.И. МАТЮХИН, Т.В. ПРОТАСОВА

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

ОЦЕНКА ПРОГРЕССИРУЮЩЕГО ИСКРИВЛЕНИЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ РОТОРОВ ПРИ ОКРУЖНОЙ НЕОДНОРОДНОСТИ ИХ СВОЙСТВ

Оценена возможность появления прогрессирующего искривления высокотемпературного ротора среднего давления паровой турбины Т-250/300, работающей на стационарном режиме, из-за окружной неравномерности свойств ползучести материала. Показано, что при относительно невысокой неравномерности свойств в окружном направлении прогибы ротора за 300 тысяч часов могут достигать недопустимых размеров.

ротор, окружная неравномерность свойств, ползучесть, прогрессирующий прогиб

В турбоагрегатах, эксплуатирующихся, в основном, при температуре острого пара 565 °С, наблюдается так называемый прогрессирующий прогиб роторов [1]. Его появление нельзя объяснить большими термонапряжениями или механическими воздействиями, вызванными забросом воды или задеванием ротора о статорные элементы.

Время появления этого прогиба и скорость его нарастания в различных случаях существенно различны [1]. Одной из наиболее вероятных причин возникновения и увеличения искривления ротора объясняется в [2] окружной неравномерностью физико-механических свойств поковки. В Великобритании подобные искривления наблюдались только в одном из 200 исследуемых роторов, для которых оценивался остаточный ресурс после 100 тысяч часов эксплуатации [3]. При изготовлении этот ротор подвергался термообработке в горизонтальном положении, что и могло стать причиной неравномерности свойств в окружном направлении. Если у высококачественных роторов японских турбостроительных фирм неравномерность механических свойств металла, характеризующих упругопластическое деформирование, достигает 2 – 3%, то в отношении свойств ползучести эта неравномерность может быть существенно выше.

Предотвратить прогрессирующий прогиб роторов путем балансировки не представляется возможным [2], так как окружные напряжения, ответственные за процесс ползучести, более чем на порядок превышают напряжения, вызываемые балансировочными грузами. Для продления срока эксплуатации таких роторов было предложено снизить температуру острого пара до 540 °С или использовать систему принудительного охлаждения высокотемпературной части ротора [4].

Для численного моделирования роста прогиба роторов во времени под действием относительно высоких осесимметричных в начальный момент времени окружных напряжениях и окружной неравномерности физико-механических свойств использовано специальное математическое обеспечение, базирующееся на трехмерных расчетных схемах [5]. Ротор рассматривается в цилиндрической системе координат r, z, θ . Его меридиональное сечение разбивается на простейшие четырехугольные конечные элементы с полилинейной аппроксимацией перемещений. В окружном направлении решение представляется рядами Фурье. При окружной неравномерности свойств задача не распадается на ряд задач для отдельных гармоник. Математическое обеспечение позволяет моделировать стационарные и не-

стационарные неосесимметричные температурные поля и термонапряженное состояние с учетом деформаций пластичности и ползучести, а также анизотропии и зависимости свойств материала от температуры. Наряду с осесимметричными могут задаваться произвольные неосесимметричные граничные условия, внешние воздействия и свойства материала, как плавно, так и скачкообразно изменяющиеся в окружном направлении.

Возможность разбаланса ротора из-за окружной неравномерности свойств ползучести материала рассмотрим на примере высокотемпературного ротора среднего давления турбины Т-250/300 (РСД-1), который содержит 10 ступеней (с 13 по 22). Ротор вращается с частотой $314,16 \text{ с}^{-1}$ и испытывает воздействие центробежных сил инерции от лопаток и замковых соединений, которые при расчете учитываются путем задания эквивалентной поверхностной радиальной нагрузки, равномерно распределенной по ободу дисков на радиусе, равном 0,4355 м. Интенсивность этой нагрузки по ступеням распределялась следующим образом: 30,8; 31,4; 34,6; 36,1; 37,6; 39,2; 40,7; 46,6; 49,1; 51,7 МПа. Расчетная схема, кроме РСД-1, включала участок ротора высокого давления от фланцевого соединения до центра подшипника ($-0,55 < z(\text{м}) < 0$, рис. 1).

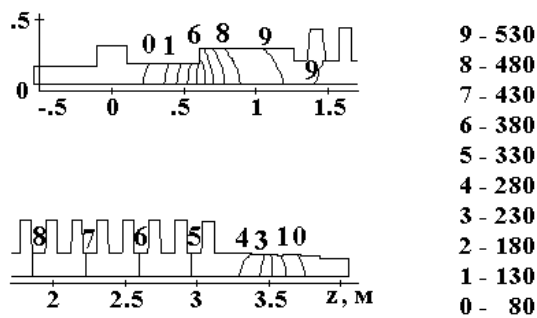


Рис. 1. Распределение изолиний температуры в меридиональном сечении ротора на стационарном режиме

Меридиональное сечение ротора было разбито на 1328 элементов. При решении задачи механики удерживалось четыре гармоники. Температурное

поле определялось из решения осесимметричной задачи теплопроводности с граничными условиями, соответствующими стационарному режиму работы турбины. Распределение линий равных уровней температуры в градусах Цельсия ($T^{\circ}\text{C}$) в меридиональном сечении ротора показано на рис. 1.

Физические и теплофизические свойства стали 25X1M1Ф (P2M) при некоторых значениях температуры приведены соответственно в табл. 1 и 2. Здесь E – модуль упругости; α – коэффициент линейного температурного расширения; λ – коэффициент теплопроводности; ρC – теплоемкость единицы объема. Плотность материала ρ и коэффициент Пуассона ν приняты независимыми от температуры и соответственно равными $\rho = 8000 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 0,3$.

Таблица 1

Физические свойства стали 25X1M1Ф (P2M)

$T^{\circ}\text{C}$	20	400	500	525	550
$E \cdot 10^{-5}, \text{ МПа}$	2,16	1,97	1,86	1,835	1,8
$\alpha \cdot 10^6, \text{ K}^{-1}$	10,6	11,8	12,6	12,7	12,8

Таблица 2

Теплофизические свойства стали 25X1M1Ф (P2M)

$T^{\circ}\text{C}$	100	200	300	400	500	600
$\lambda, \text{ Вт/(м·К)}$	40,6	39,5	38,8	37,7	35,9	33,7
$\rho C \cdot 10^{-6}, \text{ Дж/м}^3$	3,85	3,98	4,15	4,30	4,46	4,52

Ползучесть материала описывается теорией типа течения с анизотропным упрочнением [6].

Константы β , a , b , γ , входящие в уравнения ползучести при сложном напряженном состоянии,

$$\dot{\epsilon}_{11} = \mu_1 [2s'_{11} - s'_{22} - s'_{33}]; \quad \dot{\epsilon}_{13} = 3\mu_1 s'_{13};$$

$$\dot{\rho}'_{11} = \frac{2}{3} A(\sigma_i) \dot{\epsilon}_{11} - \mu_2 [2\rho'_{11} - \rho'_{22} - \rho'_{33}];$$

$$\dot{\rho}'_{13} = \frac{2}{3} A(\sigma_i) \dot{\epsilon}_{13} - 3\mu_2 \rho'_{13}; \quad (1 \leftrightarrow 3),$$

$$\text{где } \mu_1 = \frac{a}{2s_i} \exp(\gamma s_i) \exp(\beta T);$$

$$\mu_2 = \frac{b}{2\rho_i} \exp(\gamma \rho_i) \exp(\beta T);$$

$\dot{\epsilon}_{ij}$ – тензор скоростей деформаций ползучести;

s'_{ij}, ρ'_{ij} – девиаторы активных и добавочных напряжений, которые в сумме дают девиатор полных напряжений σ'_{ij} ($\sigma'_{ij} = s'_{ij} + \rho'_{ij}$);

σ_i, s_i, ρ_i – интенсивности полных, активных и добавочных напряжений, имели следующие значения: $\beta = 4,075 \cdot 10^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$; $a = 7,035 \cdot 10^{-19} \text{ ч}^{-1}$; $b = 1,284 \cdot 10^{-14} \text{ МПа} \cdot \text{ч}^{-1}$; $\gamma = 6,344 \cdot 10^{-2} \text{ МПа}^{-1}$.

Функция $A(\sigma_i)$ задавалась таблично. При σ_i : 0, 40, 60, 80, 100, 140 МПа ее значения соответственно равнялись $A(\sigma) \cdot 10^{-4}$: 10; 8; 4,5; 3,3; 3; 4,95 МПа.

Для получения характеристик ползучести были совместно обработаны два семейства экспериментальных кривых простого последействия стали Р2М при температурах 525 и 500 °С (рис. 2, а, б).

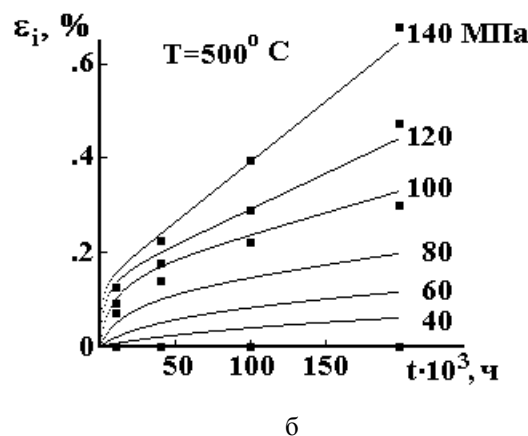
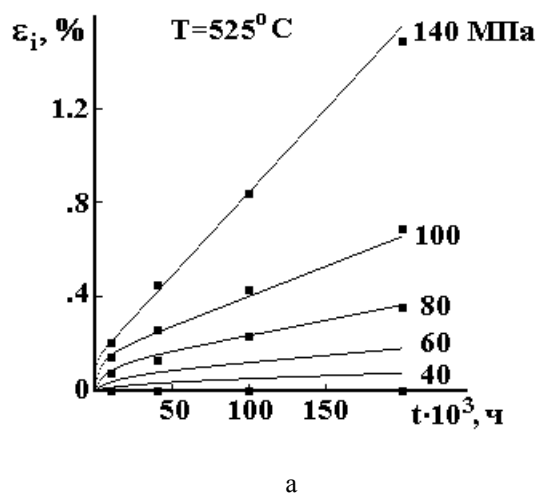


Рис. 2. Кривые простого последействия стали Р2М

На рисунке сплошными линиями показаны теоретические кривые простого последействия, квадра-

тиками обозначены опытные данные. Для напряжений, меньших чем 80 МПа при $T = 525 \text{ } ^\circ\text{C}$ и 100 МПа при $T = 500 \text{ } ^\circ\text{C}$, экспериментальные данные по ползучести образцов из стали Р2М отсутствовали.

Были выполнены расчетные исследования кинетики напряженно-деформированного состояния ротора в течение 300 тысяч часов для двух вариантов окружной неравномерности свойств ползучести. Зависимость скорости ползучести от окружной координаты задавалась по формуле

$$\dot{\epsilon}_{ij}(\theta) = \dot{\epsilon}_{ij}(1 + k \cos \theta),$$

где $\dot{\epsilon}_{ij}$ – тензор скоростей деформаций ползучести при отсутствии окружной неравномерности свойств.

В первом случае коэффициент k принимался равным 0,2, что соответствовало отношению максимальной скорости ползучести к минимальной $\dot{\epsilon}(0)/\dot{\epsilon}(\pi)$, равному 1,5. Во втором случае $k = 0,1$; $\dot{\epsilon}(0)/\dot{\epsilon}(\pi) = 1,22$.

Для интегрирования уравнений ползучести использовалась явная схема Эйлера. При этом шаг по времени выбирался автоматически, исходя из условия, что максимальное значение интенсивности приращений деформаций ползучести за шаг не должно превышать 20% от интенсивности упругих деформаций.

Расчеты показали, что наиболее интенсивно процесс ползучести протекает на поверхности расточки ротора в районе 13 ступени, где температура достигает 539 °С. Интенсивность напряжений за 300 тысяч часов при $k = 0,2$ здесь релаксирует с 135 МПа до 70 МПа (на 48%) при $\theta = 0$ и до 76,7 МПа (на 43%) при $\theta = \pi$ (рис. 3).

Основная доля падения σ_i приходится на первую тысячу часов работы (рис. 4). Процесс релаксации напряжений не заканчивается и при $t = 300$ тысяч часов, хотя и сильно замедляется. Графики роста интенсивности деформаций ползучести ϵ_i в контрольных точках практически подобны кривым простого последействия. К концу рассматриваемого

периода времени значения ε_i здесь отличаются всего лишь на 14%, хотя в начальный момент скорости ползучести отличались в 1,5 раза. Это связано с максимальным падением напряжений при $\theta = 0$, где ползучесть протекала наиболее интенсивно.

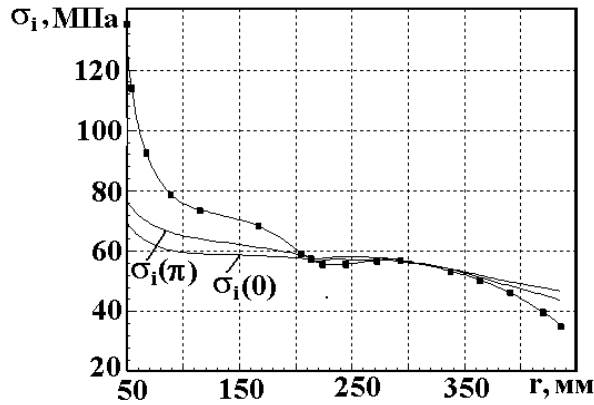


Рис. 3. Распределение интенсивности напряжений в срединной плоскости диска 13 ступени в начальный момент (кривая с точками) и после 300 тысяч часов

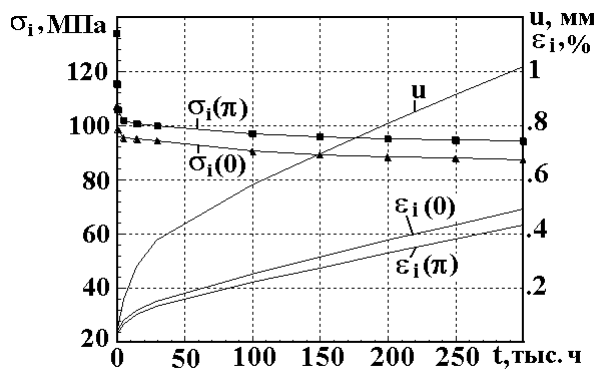


Рис. 4. Поведение во времени интенсивностей напряжений и деформаций, а также прогиба ротора в районе расточки 13 ступени

Основной вклад в значения интенсивностей напряжений и деформаций вносят растягивающие окружные компоненты, которые с течением времени перестают быть осесимметричными. Так как материал несжимаем, то осевые деформации ползучести ε_z являются сжимающими и наибольшими по модулю при $\theta = 0$, где ползучесть максимальна. Из-за разности $\varepsilon_z(0) - \varepsilon_z(\pi)$ ротор прогибается в сторону, противоположную той, где процесс ползучести наи-

более интенсивен. Следует отметить, что поперечное сечение не является строго кольцевым, а слегка деформируется.

Так как воздействию высокой температуры подвергнут относительно небольшой по длине участок ротора вблизи его середины (рис. 1), то он и ползет наиболее активно. Распределение интенсивности деформаций ползучести вдоль оси ротора вблизи расточки ($r = 54,3$ мм) для двух углов ($\theta = 0$ и $\theta = \pi$) показано на рис. 5. Несмотря на их относительно небольшое отличие и малую протяженность зоны вдоль оси ротора, где они значительны, прогрессирующее искривление ротора за 300 тыс. часов достигает более 1 мм (рис. 5). При этом существенная кривизна вала имеет место только в районе интенсивной ползучести, а на остальной части ротор смещается в основном как твердое тело.

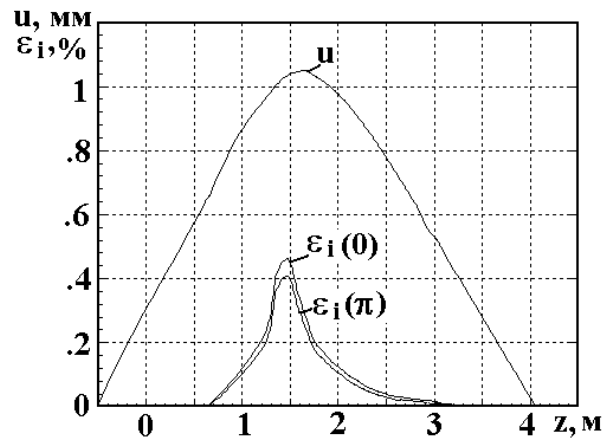


Рис. 5. Распределение интенсивности деформаций ползучести на радиусе 54,3 мм и радиального смещения оси ротора после 300 тысяч часов ($k = 0,2$)

Во втором варианте окружной неравномерности свойств ползучести ($k = 0,1$) интенсивность напряжений за 300 тысяч часов в районе расточки 13 ступени снизилась до 71 МПа при $\theta = 0$ и до 75 МПа при $\theta = \pi$. Распределение интенсивности деформаций вдоль оси ротора на радиусе 54,3 мм показано на рис. 6. Как видно, окружная неравномерность ε_i за 300 тысяч часов значительно меньше по сравнению с предыдущим расчетом ($k = 0,2$). Прогиб рото-

ра при этом уменьшился примерно в 2 раза, но и в этом случае, как показывают несложные расчеты, силы небаланса превышают вес ротора.

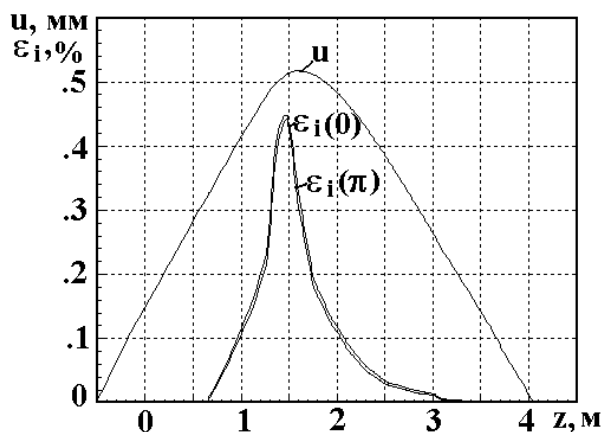


Рис. 6. Распределение интенсивности деформаций ползучести на радиусе 54,3 мм и радиального смещения оси ротора после 300 тыс. часов ($k = 0,1$)

Расчеты с другими значениями неоднородности свойств ползучести в окружном направлении показали, что стрела прогрессирующего изгиба ротора практически пропорциональна величине окружной неравномерности свойств ползучести k .

Движение искривленного ротора в лабиринтовых уплотнениях, где имеют место высокие коэффициенты теплообмена с рабочей средой, из-за переменности зазоров в окружном направлении, а, следовательно, и скоростей потоков, может стать причиной окружной неравномерности теплообмена при пусковых режимах. Это будет приводить к дополнительным искривлениям ротора при пусковых режимах, а следовательно, к большим вибрациям, пока не произойдет выравнивание температуры в окружном направлении на стационарном режиме.

Таким образом, исследования показали, что окружная неравномерность свойств ползучести может быть причиной прогрессирующего искривления высокотемпературных роторов паровых турбин.

При этом даже небольшая неравномерность может привести к недопустимо большим прогибам.

Литература

1. Ковалев И.А. Проблема прогибов роторов паровых турбин и пути ее решения / И.А. Ковалев, Л.А. Хоменюк, Д.В. Елькин // Теплоэнергетика. — 2003. — № 2. — С. 64 — 67.
2. Розенблюм В.И. Приближенный анализ искривления вращающихся валов, обусловленного ползучестью // Сб. ЛГУ. — 1971. — № 8.
3. Болтон Дж. Опыт определения остаточного ресурса высокотемпературных роторов паровых турбин. Продление ресурса ТЭС. — М.: ВТИ, 1994. — В 2 т. — Т. 2. — С. 1 — 15.
4. Повышение технического уровня паровых турбин при внедрении систем принудительного парового охлаждения роторов / В.С. Шаргородский, Л.А. Хоменюк, С.Ш. Розенберг и др. // Электрические станции. — 1999. — № 1. — С. 30 — 36.
5. Шульженко Н.Г. Применение полуаналитического метода конечных элементов для решения трехмерных задач термомеханики в цилиндрических координатах / Н.Г. Шульженко, П.П. Гонтаровский, Т.В. Протасова // Вісник Національного технічного університету "ХПІ" 36. наук. праць. Тематичний випуск: Динаміка і міцність машин. — Х.: НТУ "ХПІ". — 2004. — № 20. — С. 151 — 160.
6. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций / А.Н.Подгорный, П.П. Гонтаровский П.П., Б.Н. Киркач, Ю.И. Матюхин, Г.Л. Хавин. — К.: Наук. думка, 1989. — 232 с.

Поступила в редакцию 31.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. О.К. Морачковский, Национальный технический университет «ХПИ», Харьков.

УДК 539.3

П.П. ЛЕПИХИН¹, В.А. РОМАЩЕНКО¹, О.С. БЕЙНЕР¹, В.Ф. ДЕМЕНКО²¹Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина²Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков, Украина

ЧИСЛЕННЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ДИНАМИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ ТОЛСТОСТЕННЫХ ЦИЛИНДРОВ С КОНЦЕНТРАТОРАМИ ТИПА ТРЕЩИН

С использованием уравнений механики хрупкого разрушения разработана численная методика, основанная на алгоритме Уилкинса, и исследована прочность стальных толстостенных динамически нагруженных импульсом внутреннего давления цилиндрических оболочек с технологическими особенностями типа трещин в местах закрепления торцов.

цилиндрические толстостенные оболочки, динамическая прочность, алгоритм Уилкинса, технологическая особенность типа трещины, хрупкое разрушение

Толстостенные цилиндрические динамически нагруженные оболочки находят применение в технологических процессах импульсной штамповки, в атомной энергетике, высокоточных источниках света и других областях техники. В конструкциях оболочки может различными способами крепиться к основанию. В ряде случаев такое закрепление осуществляется вдоль кольцевых частей торца, например сваркой. Часть торцевой поверхности при этом оказывается жестко закрепленной, а на оставшейся части имеется технологическая особенность (разрез) типа трещины. Как известно из механики хрупкого разрушения [1], в упругих постановках задач напряжения в вершинах трещины имеют сингулярность, а напряженно-деформированное состояние (НДС) и прочность металла в окрестности трещины описываются при помощи коэффициентов интенсивности напряжений (КИН). Существуют критические значения КИН, при превышении которых трещина начинает расти (раскрываться), а конструкция соответственно разрушаться.

Как показал обзор литературных источников анализ осесимметричного НДС и расчет на прочность толстостенных динамически нагруженных цилиндрических оболочек с технологическими особенностями типа трещин в местах закрепления тор-

цов не производился. Отсутствуют и методики проведения такого исследования.

Цель данной работы – разработать и апробировать численную методику оценки прочности толстостенных цилиндрических оболочек, имеющих технологические особенности закрепления торца типа математического разреза, при внутреннем импульсном нагружении. Оценка прочности оболочки осуществляется с учетом сложного напряженного состояния в ее материале посредством определения эквивалентных напряжений по третьей теории прочности, а в окрестности технологической трещины путем расчета эквивалентного КИН, учитывающего как нормальный отрыв берегов трещины, так и их сдвиг [1]. Соответствующие КИН определяются известными методами механики хрупкого разрушения.

Математическая постановка краевой задачи. Численный метод

Рассматривались цилиндрические полые толстостенные оболочки. Левый торец оболочки условимся всегда совмещать с плоскостью $x = 0$ цилиндрической системы координат r, φ, x . Уравнения движения в цилиндрических координатах с учетом осевой симметрии имеют вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\partial \tau}{\partial x} + \frac{\sigma_r - \sigma_\phi}{r} &= \rho \frac{dv_r}{dt}; \\ \frac{\partial \tau}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\tau}{r} &= \rho \frac{dv_x}{dt}, \end{aligned} \quad (1)$$

где t – время; ρ – плотность материала; v_r, v_x – компоненты вектора скорости перемещений; $\sigma_r, \sigma_\phi, \sigma_x, \tau$ – компоненты тензора напряжений. Геометрические соотношения выглядят так:

$$e_r = \frac{\partial v_r}{\partial r}; e_\phi = \frac{v_r}{r}; e_x = \frac{\partial v_x}{\partial x}; \gamma = \frac{\partial v_r}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial r}, \quad (2)$$

где e_r, e_ϕ, e_x, γ – компоненты тензора скоростей деформаций.

Материал оболочки полагался изотропным упругим. Уравнения состояния такого материала хорошо известны и имеют вид [2]:

$$\begin{aligned} e_r &= E^{-1} d[\sigma_r - \mu(\sigma_\phi + \sigma_x)] / dt; \\ \gamma &= 2E^{-1}(1 + \mu) d\tau / dt. \end{aligned} \quad (3)$$

Здесь E – модуль Юнга; μ – коэффициент Пуассона. Выражения для e_ϕ и e_x получаются из (3) циклической перестановкой индексов.

Система уравнений (1) – (3) замыкается начальными и граничными условиями. Начальные условия полагались нулевыми. Граничные условия на закрепленных, свободных либо нагруженных поверхностях – кинематические либо силовые и имели стандартный вид. Кроме того, использовались некоторые виды граничных условий специального типа – например скользящее закрепление, условие симметрии, а также условия на поверхностях конструктивных особенностей типа математических разрезов. При наличии конструктивных особенностей типа трещин по кольцевой части торца $x = 0$, граничные условия учитывались путем комбинации силовых, кинематических и смешанных условий на незакрепленной и закрепленной (приваренной) частях торца соответственно [2], что позволяет учитывать одностороннее контактное взаимодействие берегов математического разреза (непровара) с жестким торцом основания без трения.

Нагружение производилось осесимметричным импульсом давления $P(t)$, равномерно приложенным к внутренней поверхности полого тела. Краевая за-

дача (1) – (3) интегрировалась численно с использованием явной по времени интегро-интерполяционной по пространству конечно-разностной схемы Уилкинса [2].

Учет влияния конструктивных особенностей типа трещин на динамическую прочность цилиндрических толстостенных оболочек

Ниже будут численно исследованы особенности расчета на динамическую прочность цилиндрических оболочек при закреплении одного из торцов посредством сварки. Часть торца при этом оказывается неподвижно закрепленной, а на оставшейся части имеется математический разрез типа трещины. Практический интерес представляет оценка, использующая методы механики хрупкого разрушения, НДС и КИНЫ в вершинах образовавшихся технологических трещин, для того чтобы сделать вывод о том, опасен или не опасен с точки зрения прочности данный «непровар» в условиях заданного динамического нагружения оболочки.

Так как при осесимметричной нагрузке подобной конструкции ненулевой будет только одна компонента сдвиговых напряжений, для описания НДС в окрестности такой технологической трещины будем использовать методы механики разрушения для плоских задач [1], учитывающие совместное влияние коэффициентов интенсивности напряжений нормального отрыва K_1 и сдвига K_2

Согласно [1] вводится эквивалентный КИН по формуле

$$K_{экр} = \sqrt{K_1^2 + 1,78 K_2^2} \quad (4)$$

и условие прочности при разрушении проверяется по критерию

$$K_{экр} \leq K_{1c}, \quad (5)$$

где K_{1c} – предельный КИН для трещины нормального отрыва, при превышении которого начинается рост трещины, то есть разрушение.

Если ввести в вершине трещины местную полярную систему координат δ, θ то напряжения в ее ок-

рестности будут иметь вид [1, 2]

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\theta} &= \frac{1}{\sqrt{2\pi\delta}} \cos \frac{\theta}{2} \left[K_1 \cos^2 \frac{\theta}{2} - \frac{3}{2} K_2 \sin \theta \right]; \\ \tau_{\delta\theta} &= \frac{1}{\sqrt{2\pi\delta}} \cos \frac{\theta}{2} [K_1 \sin \theta + K_2 (3 \cos \theta - 1)] \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

с корневой сингулярностью у вершины трещины. При этом положительное направление для θ будем всегда выбирать вглубь материала (а не вглубь жесткого основания). Накладывая на трещину основную цилиндрическую систему координат r, x будем таким образом иметь два типа вершин трещин: вершина типа А, когда распространение трещины возможно в положительном направлении оси r , и вершина типа В, когда распространение трещины возможно в отрицательном направлении оси r . В случае А – вершины при $\theta = 90^\circ$ будем иметь $\sigma_{\theta} = \sigma_r$, $\tau_{\delta\theta} = -\tau_{rx}$, а в случае В – вершины при $\theta = 90^\circ$ будет $\sigma_{\theta} = \sigma_r$, $\tau_{\delta\theta} = \tau_{rx}$.

Подставляя эти значения в систему (6) и решая которую относительно K_1 и K_2 находим соответствующие КИН для вершины трещины обоих типов:

$$\left. \begin{aligned} K_{1A,B} &= -(2\sigma_r \pm 3\tau_{rx})\sqrt{\pi\delta}; \\ K_{2A,B} &= -(2\sigma_r \pm \tau_{rx})\sqrt{\pi\delta}. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Подставляя (7) в (4), получаем эквивалентные КИНЫ для вершин трещин типа А и В.

При численных расчетах в качестве σ_r и τ_{rx} выбирали среднее соответствующих величин в соседних с вершиной трещины конечно-разностных ячейках, при этом δ в (6) – (7) оказывался пропорциональным шагу разностной сетки вдоль осевой координаты. Вершина трещины при этом обязательно должна совпадать с узлом разностной сетки.

Тестовая задача. Рассматривался полый стальной ($E = 1,962 \cdot 10^5$ МПа; $\nu = 0,3$; $\rho = 7850$ кг/м³) цилиндр (длина $L = 10$ м; внутренний радиус $R_1 = 1$ м; наружный радиус $R_2 = 2$ м) растягиваемый по торцам напряжением $\sigma = 1$ МПа с центральной наружной кольцевой трещиной глубины $(R_2 - R_1)/2$. При численном решении полагали, что на торцах $x = 0$ и $x = L$ приложено осевое напряжение $\sigma = tH(T - t)/T + H(t - T)$, где $T = 0,02$ с, $H(t)$ – функ-

ция Хевисайда. На рис. 1 показаны расчетные значения КИН у вершины трещины, полученные на трех различных разностных сетках:

$$1 - h_r = (R_2 - R_1)/20; \quad h_x = 2h_r;$$

$$2 - h_r = h_x = (R_2 - R_1)/20;$$

$$3 - h_r = h_x = (R_2 - R_1)/100, \text{ где } h_r \text{ и } h_x - \text{шаги}$$

по радиальной и осевой координате соответственно. Штриховая линия соответствуют справочным данным [3] для бесконечно длинного цилиндра при статическом растяжении. На всех трех разностных сетках наблюдается хорошее соответствие расчетных и справочных данных, что свидетельствует о приемлемости предложенной методики для оценки КИН в цилиндрических телах с трещинами. В дальнейших расчетах использовалась сетка с размерами типа 1.

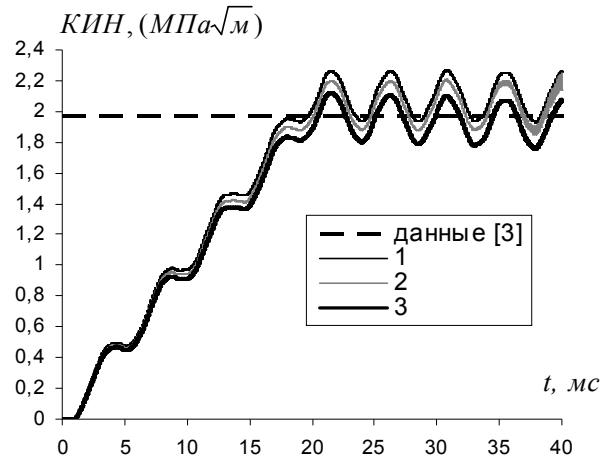


Рис. 1. Расчетные значения КИН у вершины трещины

Модельные расчеты. Далее рассматривался изготовленный из стали 30ХГСА стальной толсто-стенный полый цилиндр. Левый торец $x = 0$ тем или иным образом закреплялся на жестком основании, правый $x = L$ был свободен от нагрузок. Наружная поверхность $r = R_2$ свободна от нагрузок, на внутреннюю $r = R_1$ действует динамическое давление $P(t)$. Геометрические характеристики оболочки таковы: $R_1 = 0,035$ м; $R_2 = 0,0525$ м; $L = 0,07$ м. Физико-механические константы стали: $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\nu = 0,3$; $\rho = 7850$ кг/м³; предел текучести $\sigma_m = 850$ МПа. Коэффициент запаса принят равным 1,2. Допускаемые напряжения равны 708 МПа.

На практике широко распространена штамповка на гидравлических пресс-пушках. Известно [4], что при этом виде штамповки давление на внутреннюю поверхность матрицы меняется во времени по полусинусоидальному закону:

$$P(t) = P_0 \sin(\lambda t) H(\pi \lambda^{-1} - t), \quad (8)$$

где λ – характеристическая частота синусоиды; P_0 – амплитудное значение нагрузки.

В качестве примера применения предложенной методики выполним расчет на прочность матрицы в виде стального цилиндра приведенных выше размеров для штамповки на пресс-пушке. Масса снаряда пресс-пушки равна 0,5 кг, его радиус 0,03 м, дульная скорость 50 м/с, высота столба жидкости в переходнике пушки 0,04 м, эквивалентная высота столба

жидкости в гидравлической камере 0,125 м. Согласно [4] при этих параметрах штамповки амплитуду нагрузки P_0 можно оценить в 80 МПа, а характеристическую частоту синусоиды нагружения λ в 10^4 с^{-1} .

Рассматривались три способа крепления левого торца матрицы к основанию сварными швами: 1 – по внутреннему краю: $r \in [R_1, R_1 + S_i]$; 2 – по внешнему краю: $r \in [R_2 - S_i, R_2]$; 3 – по внутреннему и по наружному краям: $r \in [R_1, R_1 + S_i] \cup [R_2 - S_i, R_2]$. В различных вариантах расчетов изменялась также эффективная глубина проплавления шва: 1 – $S_1 = 0,003 \text{ м}$; 2 – $S_2 = 0,006 \text{ м}$; 3 – $S_3 = 0,01 \text{ м}$.

Некоторые результаты расчетов приведены в табл. 1. Расчеты проводили до момента времени $5 \cdot 10^{-4} \text{ с}$.

Таблица 1

Результаты расчетов толстостенного полого цилиндра, прикрепленного посредством сварки к жесткому основанию

№ способа креп- ления	Глубина проплавления, S_i мм	Максимальные эквивалентные напряжения по третьей теории прочности, МПа				Максимальные значения приведен- ных коэффициентов интенсивности напряжений, МПа $\sqrt{\text{м}}$	
		Окрестность точки ($x = 0$)					
		$r = R_2 - S_i$	$r = R_1 + S_i$	$r = R_2$	$r = R_1$	$r = R_2 - S_i$	$r = R_1 + S_i$
1	3	—	489,6	146,4	542,3	—	34,66
	6	—	345,7	167,5	403,9	—	20,97
	10	—	241,6	191,0	374,6	—	10,35
2	3	376,8	—	223,4	117,9	21,94	—
	6	334,8	—	226,6	100,7	13,43	—
	10	328,3	—	246,5	86,0	8,84	—
3	3	196,0	285,5	255,0	394,5	13,41	14,03
	6	143,1	175,8	238,2	365,9	6,64	6,36
	Равна тол- щине мат- рицы	—	—	233,4	360,6	—	—

Крепление по способу 1. Оказалось наиболее опасным как по КИН, так и по максимальным эквивалентным напряжениям, но при этом условия прочности не нарушались. Для всех трех глубин проплавления максимальные эквивалентные напряжения по третьей теории прочности возникали в окрестности внутренней угловой точки, при этом для всех рассмотренных толщин проплавления они при использовании данной конечно-разностной сетки не превышали допускаемых, см. табл. Не учитывая возникновение пластических деформаций в точке $r = R_1 + S_i$ (используя линейную механику разру-

шения), что приводит к увеличению коэффициента запаса прочности, были проведены расчеты по определению коэффициента интенсивности напряжений в окрестности этой точки, как в вершине «трещины», для всех трех глубин проплавления.

Крепление по способу 2. Для всех трех глубин проплавления максимальные эквивалентные напряжения достигались в окрестности точки $r = R_2 - S_i$. Причем они на данной сетке не превышают допускаемых.

Крепление по способу 3. Для всех трех глубин проплавления максимальные эквивалентные напря-

жения достигались в окрестности внутренней угловой точки и на данной сетке не превышали допускаемых напряжений.

Из приведенных данных видно, что для всех способов крепления при рассмотренном виде нагружения, максимальный $K_{экр}$ не превышает $34,7 \text{ МПа} \sqrt{\text{м}}$. Как следует из [5], для выбранного материала наличие рассмотренных видов непроваров не является опасным при данном динамическом нагружении и не будет приводить к отрыву цилиндра от основания, т.е. нарушению его прочности в целом. Тем не менее, для ряда сталей (45, 40Х, 7Х2 и др.) при таком уровне КИН при эксплуатации в условиях низких (до 77 °К) температур может наблюдаться рост трещины [5].

При этом нагружении наиболее опасна приварка по внутреннему краю цилиндра. Минимальные значения максимальных эквивалентных напряжений имеют место во втором случае закрепления. Однако при этом максимальные коэффициенты интенсивности напряжений несколько выше, чем в третьем случае закрепления для всех глубин проплавления.

Как и ожидалось, КИН уменьшаются вместе с уменьшением размеров трещины (увеличением суммарной величины проплавления).

Выводы

Предложена и апробирована методика численного расчета при помощи алгоритма Уилкинса сингулярных особенностей нестационарного двумерного НДС, возникающих в окрестности закрепления торцов и дефектов типа трещин, образуемых при приварке толстостенной цилиндрической оболочки к жесткому основанию. Оценка прочности оболочки осуществляется с учетом сложного напряженного состояния в ее материале по третьей теории прочности, а также в окрестности технологической трещины путем расчета эквивалентного КИН, учитывающего как нормальный отрыв берегов трещины, так и их продольный сдвиг. Для трех способов закрепления торцов оценена прочность стальных толстостенных динамически нагруженных импульсом внутреннего давления цилиндров. Обнаружено, что

в зависимости от вида закрепления будет меняться место локализации максимальных КИН в конструкции. При рассмотренном нагружении, характерном для импульсной штамповки на гидравлической пресс-пушке, матрица удовлетворяет требованиям прочности. При этом наиболее опасным оказывается сварное соединение торца вдоль внутреннего кольца оболочки и для ряда сталей при низких температурах может наблюдаться рост трещины и нарушение условий прочности. С уменьшением размеров технологической трещины (глубины непровара) КИН также уменьшаются.

Литература

1. Брок Д. Основы механики разрушения (Broek D. Elementary engineering fracture mechanics). Лейден, 1974. Пер. с англ. – М.: Высш. школа, 1980. – 368 с.
2. Лепихин П.П., Ромащенко В.А., Бейнер О.С. Численное исследование динамической прочности толстостенных цилиндрических оболочек с технологическими особенностями типа трещин // Проблемы прочности. – 2005. – № 1. – С. 76 – 87.
3. Механика разрушения и прочность материалов / Справ. пособие в 4-х томах, Под общ. ред. В.В. Панасюка. Том 2. Коэффициенты интенсивности напряжений в телах с трещинами / Саврук М.П. – К.: Наук. думка, 1988. – 620 с.
4. ОСТ 1.52766-86. Матрицы для штамповки импульсными нагрузками листовых полусферических оболочек и замкнутых осесимметричных обечаек. Расчет на прочность / В.И. Завьялова, Г.Л. Корнилов, Ш.У. Галиев, И.И. Бирюля, П.П. Лепихин, И.А. Бурлаков. – М.: НИИД, 1986. – 54 с.
5. Трощенко В.Т., Красовский А.Я., Покровский В.В., Сосновский Л.А., Стрижало В.А. Сопротивление материалов деформированию и разрушению: Справочное пособие. Том 1. – К.: Наук. думка, 1993. – 288 с.

Поступила в редакцию 25.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.И. Долматов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.

УДК 629.7.036 : 539.4

А.Н. МИХАЙЛЕНКО, Т.И. ПРИБОРА

ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина

ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННОСТИ ДИСКОВ КОМПРЕССОРОВ БАРАБАННО-ДИСКОВОЙ КОНСТРУКЦИИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ В РАЗЛИЧНЫХ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ

Рассмотрены особенности неразъемного ротора компрессора, условия эксплуатации, разрушающие факторы, исследования коррозии под напряжением, определение ресурса.

надежность, ресурс, напряженно-деформированное состояние, коррозия под напряжением

1. Формулирование проблемы

В настоящее время в практике эксплуатации ГТД нередки случаи обращения к двигателям с компрессорами смешанного типа, имеющими барабанно-дисковую конструкцию с последовательной напрессовкой секций и их штифтовым креплением. Преимуществом ротора такого типа является достаточно большая жесткость и большая критическая частота вращения. Это происходит из-за того, что отдельные секции, имеющие диски и барабанные участки, соединяются между собой, причем соединение делается на таком радиусе, где окружная скорость невелика и допустима по условиям прочности барабана. Соединение секций в роторах смешанной конструкции отличается сравнительно большим разнообразием. Представителем такого класса двигателей является двигатель АИ-20. Процесс конвертирования авиационных двигателей диктует применение высоконадежных двигателей АИ-20 в качестве газотурбинных приводов мощностью 2,5-3,0 МВт. Для использования в этом случае роторов компрессора в наземных установках различного применения актуальным становится вопрос оценки состояния деталей ротора, определения ресурса работы.

2. Постановка задачи исследования

Данные о состоянии основных деталей, в частности деталей ротора компрессора двигателей

АИ-20, находившихся в эксплуатации в разных географических регионах, представляют ценную информацию для установления ресурса этим деталям при работе в составе наземной установки. Компрессор осевой, десятиступенчатый, дозвуковой предназначен для всасывания, сжатия и направления воздуха в камеру сгорания. Проточная часть компрессора выполнена в виде суживающегося кольцевого канала за счет уменьшения наружного и увеличения внутреннего диаметров тракта на первых двух ступенях и увеличения внутреннего диаметра при постоянном наружном на остальных ступенях. Ротор компрессора представляет собой неразъемную конструкцию, состоящую из 10 дисков и валов, переднего и заднего. Диски и задний вал соединяются друг с другом путем напрессовки и дополнительно крепятся радиально расположенными штифтами. Диски выполнены из стали ДИ-1Ш. География эксплуатации этих двигателей – всеклиматические зоны, включая и районы с влажной морской атмосферой. На двигателе АИ-20М за всю эксплуатацию не было разрушений дисков и лопаток. Диски компрессора для двигателя АИ-20М изготавливаются из штамповок с мелко зернистой структурой.

Неразъемность ротора компрессора обусловила сложность исследования состояния дисков, невозможность оценить состояние внутренней поверхности барабана и мест сочленения основных деталей. Для такой конструкции показателем зон повышен-

ного риска ротора компрессора может служить такое явление, как коррозия под напряжением.

При эксплуатации ГТД может иметь место повреждение дисков компрессора из-за появления коррозии и усталостных трещин на поверхности полотна в зонах максимальных напряжений, возникающих от центробежных сил и вибрационных нагрузок.

Для горячего тракта авиационных двигателей большую опасность представляет разновидность газовой коррозии – соленая коррозия, возникающая при наличии в газовой среде солей некоторых металлов, чаще всего натрия и оксидов натрия, серы и ванадия. Она протекает с большой скоростью, еще более возрастающей с повышением температуры. С повышением температуры и давления кислорода в коррозионной среде скорость процессов увеличивается, поскольку возрастают скорости химических реакций, диффузии и растворимости компонентов агрессивной среды в материале. Коррозия под напряжением – процесс разрушения при совместном действии коррозионной среды и растягивающих напряжений, не превышающих предела текучести. Напряжение инициирует увеличение общей коррозии и коррозионное растрескивание вследствие образования и распространения внутри металла тонкой сетки трещин. Материалы, склонные к коррозии под напряжением, могут быстро разрушаться от коррозионного растрескивания даже при хорошей общей коррозионной стойкости. Этот вид коррозии является чрезвычайно опасным для конструкций. Поэтому для используемого в роторе компрессора материала ДИ-1Ш необходимо оценить склонность к коррозии под напряжением.

Роль напряжения, как фактора, приводящего к коррозионному растрескиванию, связана с действием нормальных растягивающих напряжений.

Целью настоящего исследования было установление ресурса деталям ротора компрессора газотурбинного двигателя АИ-20М для работы в качестве газотурбинной электростанции (ГТЭ).

3. Решение задачи

3.1. Опыт и анализ результатов эксплуатации в различных климатических условиях

Решалась конкретная задача использования ротора компрессора с двигателя АИ-20М в газотурбинной электростанции АИ-2500, с приводом, разработанным на основе этого двигателя. Газотурбинная электростанция АИ-2500 может эксплуатироваться в умеренной и тропической климатических зонах; работает в базовом, пиковом и резервном режимах. Данная электростанция предназначена для использования в качестве источника электропитания для промышленных и бытовых потребителей, покрытия пиковых нагрузок и резервирования. При всеклиматической эксплуатации газоздушный тракт подвергается воздействию потока атмосферного воздуха, включая воздух любого макроклиматического района, в том числе воздух морского тропического климата. Возможно попадание брызг морской воды и ее солей, песка, пыли, воздействие горячего газового потока продуктов сгорания. Теоретически компрессор в составе газогенератора работает на одном режиме с постоянной частотой вращения длительное время (25000 ч до капитального ремонта), т.е. речь идет о длительной работе в отсутствии цикличности нагрузок. При этом ГТП должен обеспечить режимы работы в соответствии с ГОСТ 29328-92 «Установки газотурбинные для привода турбогенераторов», указанные в табл. 1.

Таблица 1

Режимы работы

Класс использования	Показатели использования	
	Время работы, ч/год	Число пусков, пуск/год
Базовый	Св. 6000	Не более 100 вкл
Пиковый	Св. 500 до 2000	200...500 вкл.
Резервный	До 500	Св. 500 вкл.

ГТП в соответствии с ГОСТ 23377-84 в случае нестабильных электрических сетей, должны обеспечить необходимые характеристики электрического тока (по частоте и напряжению).

Гарантией надежной работы компрессора в составе ГТЭ может служить его работа в составе авиационных ГТД. Условия работы компрессора в составе двигателя в летной эксплуатации, конечно, отличаются от условий работы в составе электростанции.

Кроме условия длительной работы, присутствует фактор цикличности нагрузок, полетный цикл (2,2 ч), число которых на назначенный ресурс составляет около 9000 циклов. Однако, парк двигателей семейства АИ-20 с начала эксплуатации и до настоящего времени составляет более 13000 единиц. Общий налет двигателей семейства АИ-20 на восьми типах самолетов составляет более 89,5 млн. часов. Такая эксплуатация данных двигателей подтверждает их высокую надежность при низком уровне отказов. Поэтому наличие бездефектной наработки деталей компрессора в летной эксплуатации можно считать гарантией надежной работы их в качестве ГТЭ.

Материал дисков компрессора сталь ДИ-1Ш обладает определенным достаточно высоким уровнем коррозионных свойств. Степень поражения коррозией деталей при работе на изделии зависит не только от свойств стали, но и от агрессивности окружающей среды.

3.2. Расчетное определение напряженно-деформированного состояния диска компрессора

Ободная часть ротора компрессора находится в зоне присутствия некоторого количества воды и соли в случаях эксплуатации двигателя в морских районах. Важно определить, какие именно области обода являются наиболее напряженными. Задача решалась, в два этапа.

Первоначально был выполнен расчет напряженно-деформированного состояния ротора компрессора в осесимметричной постановке, на максимальное расчетное температурное поле, максимальную частоту вращения (рис. 1).

Далее для расчетного исследования был выбран диск 9 ступени компрессора. Температура в нем

выше, чем в предшествующих дисках, крепление штифтами предусмотрено и на входе в диск и на выходе.

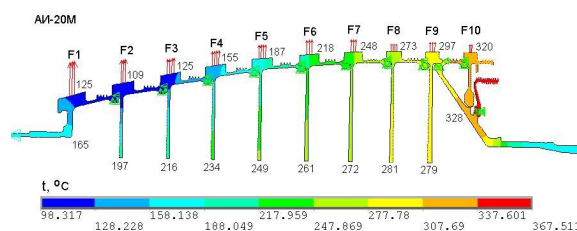


Рис. 1. Вид ротора компрессора двигателя АИ-20М

Построена трехмерная модель сектора 9 ступени компрессора. По доньшку паза выполнены два отверстия на входе и на выходе из замка. Отверстия располагаются радиально. Из предыдущего расчета в двухмерной постановке взяты граничные условия.

Диск сплошной, без центрального отверстия. На приведенном рис. 2, видно, что в качестве нормальных напряжений выступают окружные напряжения, величина которых в зоне концентрации составляет величину, меньшую предела текучести. Номинальные напряжения в этой зоне не превышают 350 МПа.

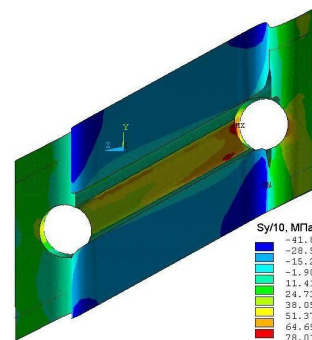


Рис. 2. Распределение окружных напряжений

Зоной повышенного риска, определяющей ресурс диска является область радиальных отверстий под штифты.

На рис. 2 (вид сверху) видно, что нормальными являются окружные напряжения.

На рис. 3 видно, что максимальные растягивающие эквивалентные напряжения располагаются по цилиндрической поверхности радиальных отверстий

под штифты. Именно здесь и возможно расположение зон, подверженных коррозии.

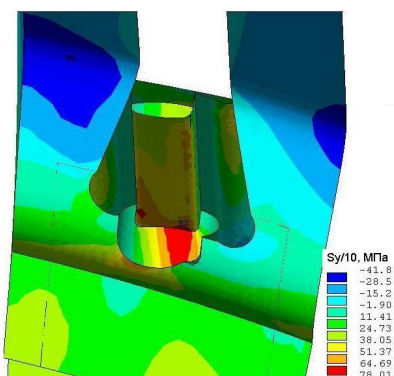


Рис. 3. Распределение эквивалентных напряжений в ободной части диска

3.3. Оценка ресурса дисков компрессора

Двигатели АИ-20М при возвращении из летной эксплуатации, имеют значительную наработку. Производится осмотр и дефектация основных деталей двигателя. Обращается внимание на наличие или отсутствие зон, подверженных коррозии. Состояние деталей ротора компрессора, проработавшего в составе двигателя большое число полетных (около 9000) циклов может служить гарантией надежной работы этих роторных деталей в условиях наземной установки.

Явление коррозии ободов дисков вызвало необходимость исследовать склонность стали ДИ-1Ш к растрескиванию при одновременном воздействии коррозионной среды и напряжений. Из полотна диска компрессора изготавливались специальные образцы. Исследовалась склонность стали ДИ-1Ш к растрескиванию при одновременном воздействии коррозионной среды и напряжений. Нагружение специальных образцов производилось из расчета $0,3$, $0,5$, $0,8\sigma_{0,2}$. Испытания на склонность к коррозионному растрескиванию проводились в условиях соляной камеры ($t = 20^\circ\text{C}$, влажность 98% с подачей раствора NaCl) и по ускоренной методике в растворе: HCl – 50%, уротропин – 1%, SiO_2 – 1%, $t = 20^\circ\text{C}$, время испытания – 50 ча-

сов. Результаты испытания приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты испытаний

Условия испытания	Напряжения, МПа		
	339	662	1059
	Время до появления трещин, сутки		
Влажная камера	За 90 суток трещин нет		
Соленая камера, 3%соли NaCl	117	28, 40, 43	6, 16, 28
Тропическая камера	За 90 суток трещин нет		76

Из табл. 2 видно, что образцы из стали ДИ-1Ш, отпущенного по серийному (570°C) режиму при испытании во влажной камере при всех исследуемых напряжениях и в тропической камере не склонны к коррозии под напряжениям. При испытании в соляной камере образцы из стали ДИ-1Ш проявили склонность к коррозионному растрескиванию. Образцы из стали ДИ-1Ш, отпущенные по рекомендованному (630°C) режиму не проявили склонности к коррозии в соляной камере на протяжении всего хода испытания.

Построен график зависимости времени до появления трещин (вариант серийного режима) в сутках от уровня относительных напряжений (рис. 4)

В результате расчета методом конечных элементов в трехмерной постановке диска получены напряжения концентрации в зоне отверстий под штифты, равные $0,8\sigma_{0,2}$. Из анализа экспериментальных исследований и полученных уровней действующих напряжений в дисках компрессора следует, что в зоне концентрации напряжений при высоком уровне напряжений и соответственно в условиях морской (соленой) атмосферы возможно появление трещин на дисках, отпущенных по серийному режиму.

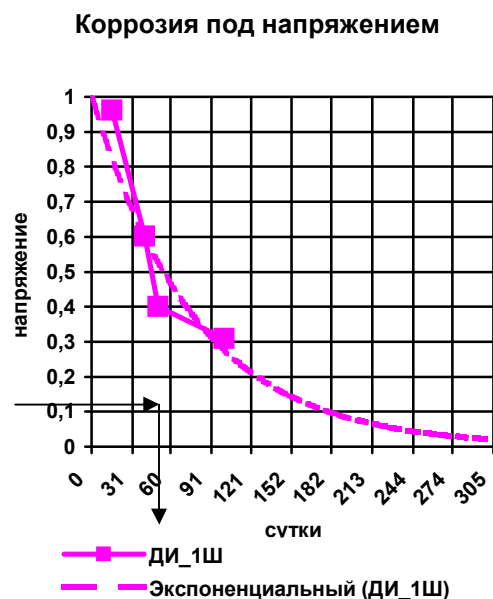


Рис. 4. График зависимости времени до появления трещин от величины напряжения

Проведенный численный анализ напряженно-деформированного состояния дисков ротора компрессора показал критические зоны диска, определяющие его ресурс.

Последующие технические мероприятия позволяют назначить деталям ротора компрессора достаточный ресурс работы в установках ГТЭ.

3.4. Мероприятия, способствующие увеличению ресурса дисков компрессоров

Наличие сжимающих напряжений в поверхностном слое весьма благотворно влияет на сопротивление коррозионной усталости. Положительное влияние средних сжимающих напряжений на сопротивление коррозионной усталости используется при применении методов поверхностного упрочнения к деталям, работающим в условиях коррозии. В этих случаях в поверхностных слоях детали создаются значительные остаточные сжимающие напряжения, приводящие к резкому повышению пределов коррозионной выносливости.

Проводилось исследование влияния алмазного выглаживания поверхности полотна. Поскольку в реальном диске невозможно полностью выгладить

все поверхности, были исследованы различные варианты контакта выглаженной поверхности и невыглаженной.

Исследования показали, что алмазное выглаживание в условиях, когда возможны границы перехода от поверхности с алмазным выглаживанием и шлифованной поверхностью (что может иметь место в реальных условиях изготовления дисков компрессоров) приводит к повышению склонности к коррозионному растрескиванию.

Закаливание при 960 °С с последующим отпуском при 630 – 640 °С значительно повышает сопротивление стали коррозии под напряжением, что подтвердили проведенные испытания. Структура материала заготовок (крупнозернистая, мелкозернистая) значительно влияет на склонность материала к коррозии. Предпочтение отдается мелкозернистой структуре.

Коррозионная стойкость сталей зависит от вида и режима механической обработки (токарная, шлифовка, фрезерование и др). Механическая обработка должна производиться согласно отраслевой нормативно-технической документации.

Заключение

Фактическая информация по результатам эксплуатации изделия, результаты численного анализа напряженно-деформированного состояния на модели высокого уровня, и результаты проведенных испытаний, позволили осуществить оценку работоспособности ротора компрессора и обратить особое внимание на предотвращение коррозионного процесса поверхностей деталей газозоудного тракта.

Надежную работу ГТП обеспечат высокие требования к условиям работы.

Поступила в редакцию 19.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, доцент А.В. Олейник, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 519.216.3 : 62-253

Н.В. ГОНЧАР

Запорожский национальный технический университет, Украина

ПРИМЕНЕНИЕ ФАКТОРНОГО АНАЛИЗА ДЛЯ СТАТИСТИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПАРАМЕТРОВ ПАЗОВ ДИСКОВ КОМПРЕССОРА

Проведена классификация параметров пазов дисков компрессора, исследованных для оценки технологической эффективности применения отделочно-упрочняющих методов обработки дисков. Установлено существование трех латентных факторов, определяющих состояние межпазовых выступов.

корреляционная матрица, гипотетические факторы, напряженно-деформированное состояние, поверхностный слой, технологии механической, отделочной и финишно-упрочняющей обработки

Введение

Обеспечение высокой надежности и долговечности является важнейшим требованием, предъявляемым к дискам газотурбинных двигателей (ГТД) [1, 2]. Многообразие конструктивных параметров, а также характеристик поверхностного слоя, формируемых на этапах механической и отделочно-упрочняющей обработки межпазовых выступов (МПВ), в значительной мере затрудняет оптимизацию технологического процесса изготовления дисков компрессоров и, в частности, обработку пазов, по условию максимальной выносливости [2, 3].

1. Формулирование проблемы

Для разработки технологических рекомендаций по повышению несущей способности дисков компрессоров необходимо за счет сведения многочисленных взаимозависимых наблюдаемых параметров МПВ диска к некоторым обобщенным ненаблюдаемым факторам, выполнить замену большого числа исходных параметров на значительно меньшее число искусственно созданных переменных (т.е. выделить по возможности минимальное число общих, гипотетических факторов).

Выделение факторов, объясняющих наблюдаемые и скрытые зависимости между значениями исходных параметров и в сжатом виде содержащих

информацию о зависимостях между ними, позволит существенно упростить задачу оптимизации параметров межпазовых выступов технологическими методами.

2. Решение проблемы

Для выделения среди параметров пазов диска компрессора гипотетических факторов использовали один из методов многомерной статистики, позволяющий исследовать и воспроизводить внутреннюю структуру корреляционных матриц – факторный анализ [4 – 7].

Исходными данными являлась матрица результатов поверхностного слоя образцов с различной технологией изготовления и упрочнения.

Необходимо найти такое линейное преобразование исходной матрицы X , которое позволило бы получить сжатое (редуцированное) представление входных данных в виде матрицы F с меньшим числом переменных p ($m > p$) без существенной потери содержательной информации об объекте исследования. Т.е. под факторным анализом понимается совокупность статистических моделей, описывающих и объясняющих наблюдаемые данные с помощью небольшого числа скрытых (латентных) факторов, которые могут быть сконструированы с помощью определенных математических методов [6].

Исследовали 10 партий образцов, вырезанных из ободной части натуральных дисков компрессора высокого давления. Образцы каждой из партий были подвергнуты различным вариантам технологии механической (протягивание и слесарная обработка пазов), отделочной (ПСА – обработка в псевдосжиженном слое абразива) и финишно-упрочняющей обработки (УЗУ – упрочнение стальными шариками в ультразвуковом поле) и их комбинациям. Для всех образцов были определены фактические радиусы "выкружки" R дна паза, полученные после протягивания, и радиусы скругления r после слесарной операции, выполненной зенковкой и шнуром с абразивной пастой, параметры шероховатости поверхности доннышек пазов Ra , шаг микронеровностей Sm , радиус впадин

микронеровностей ρ , средняя высота образующих впадину микронеровностей t , которые входят в качестве составляющих при расчете технологического коэффициента концентрации напряжений $\alpha_{\sigma}^{техн}$. Исследовали микротвердость поверхности $H\mu$ (Sh – степень поверхностного наклепа), величину остаточных напряжений на поверхности $\sigma_{ост}$, глубину их залегания $h_{ост}$, а также величину и глубину залегания пика остаточных напряжений ($\sigma_{ост}^{max}$ и $h_{ост}^{max}$).

Для выделения общих факторов предварительно была построена матрица коэффициентов парных корреляций Пирсона между всеми исследованными параметрами межпазовых выступов диска (табл. 1).

Таблица 1

Матрица парных корреляций между параметрами межпазовых выступов

	R	r	Ra	Sm	ρ	t	$\alpha_{\sigma}^{техн}$	$H\mu$	Sh	S	$\sigma_{ост}$	$h_{ост}$	$\sigma_{ост}^{max}$	$h_{ост}^{max}$
R	–	0,65	-0,61	0,79	0,71	-0,58	-0,64	-0,46	-0,46	0,40	-0,64	0,90	-0,06	-0,45
r	0,65	–	-0,35	0,50	0,40	-0,60	-0,59	-0,07	-0,04	0,63	-0,74	0,51	-0,40	-0,69
Ra	-0,61	-0,35	–	-0,92	-0,94	0,77	0,84	0,75	0,76	-0,31	0,33	-0,48	-0,30	0,15
Sm	0,79	0,50	-0,92	–	0,98	-0,82	-0,86	-0,68	-0,69	0,50	-0,52	0,65	0,24	-0,32
ρ	0,71	0,40	-0,94	0,98	–	-0,79	-0,82	-0,75	-0,76	0,41	-0,38	0,55	0,39	-0,17
t	-0,58	-0,60	0,77	-0,82	-0,79	–	0,95	0,23	0,24	-0,67	0,71	-0,34	0,08	0,63
$\alpha_{\sigma}^{техн}$	-0,64	-0,59	0,84	-0,86	-0,82	0,95	–	0,36	0,34	-0,57	0,65	-0,49	0,13	0,55
$H\mu$	-0,46	-0,07	0,75	-0,68	-0,75	0,23	0,36	–	1,00	0,08	-0,20	-0,45	-0,68	-0,43
Sh	-0,46	-0,04	0,76	-0,69	-0,76	0,24	0,34	1,00	–	0,08	-0,19	-0,43	-0,71	-0,42
S	0,40	0,63	-0,31	0,50	0,41	-0,67	-0,57	0,08	0,08	–	-0,73	0,33	-0,28	-0,70
$\sigma_{ост}$	-0,64	-0,74	0,33	-0,52	-0,38	0,71	0,65	-0,20	-0,19	-0,73	–	-0,55	0,60	0,96
$h_{ост}$	0,90	0,51	-0,48	0,65	0,55	-0,34	-0,49	-0,45	-0,43	0,33	-0,55	–	-0,19	-0,35
$\sigma_{ост}^{max}$	-0,06	-0,40	-0,30	0,24	0,39	0,08	0,13	-0,68	-0,71	-0,28	0,60	-0,19	–	0,73
$h_{ост}^{max}$	-0,45	-0,69	0,15	-0,32	-0,17	0,63	0,55	-0,43	-0,42	-0,70	0,96	-0,35	0,73	–

Примечание: жирным шрифтом выделены значения, статистически значимые для 95% вероятности.

Линейную связь считали статистически значимой в случае, если $|r_{расч}| \geq r_{кр}$ для вероятности $P = 95\%$.

Наличие большого числа значимых корреляционных связей указывает на то, что существует незначительное количество скрытых общих факторов, выявление которых позволит систематизировать параметры межпазовых выступов диска компрессора в группы и тем самым сократить общее число параметров в модели несущей способности дисков.

Используя критерий Кайзера, позволяющий определять количество факторов в модели по величине выделяемой ими дисперсии, общее число выделяемых факторов было ограничено тремя. В общем виде под моделью факторного анализа принято представление исходных переменных (параметров) в виде линейной комбинации факторов F [6]:

$$X_j = \sum_{k=1}^p a_{jk} \cdot F_k + U_j, \quad (1)$$

где a_{jk} – факторная нагрузка;

$F_k, k = 1, 2, 3 \dots p$ – общие факторы;

$U_j, j = 1, 2, 3 \dots m$ – специфический фактор;

p – количество общих факторов;

m – количество исходных переменных.

Значения факторных нагрузок, отражающих коэффициент корреляции между фактором и параметром паза (табл. 2), вычислены методом главных компонент с использованием критерия оптимизации, при котором общности равны квадрату коэффициента множественной корреляции. После нахождения пространства общих факторов для интерпретации полученного решения выполнено вращение системы координат факторного пространства методом Varimax gaw (варимакса исходных). При этом осуществлялась максимизация дисперсии новых переменных (выделенных факторов) и минимизация разброса вокруг них.

Таблица 2
Значение факторных нагрузок
после вращения системы координат

Параметр	Фактор 1	Фактор 2	Фактор 3
R	-0,456774	-0,159454	-0,797560
r	-0,397049	-0,522145	-0,719892
Ra	0,871636	-0,199455	0,293672
Sm	-0,857527	0,045931	-0,448813
ρ	-0,879773	0,190622	-0,363949
t	0,895451	0,356849	0,077640
$\alpha_{\sigma}^{техн}$	0,855167	0,275311	0,230959
Hm	0,494048	-0,707005	0,441526
Sn	0,508985	-0,703134	0,421498
S	-0,495862	-0,545406	-0,126412
$\sigma_{ост}$	0,418602	0,780156	0,362217
$h_{ост}$	-0,245167	-0,124151	-0,698810
$\sigma_{ост}^{max}$	-0,258237	0,842346	0,118157
$h_{ост}^{max}$	0,301196	0,898955	0,178626

Примечание: жирным шрифтом выделены факторные нагрузки, абсолютное значение которых статистически значимо для вероятности $P = 95\%$ с учетом размерности матрицы исходных данных.

Собственные значения выделенных факторов и их статистическое оценивание приведено в табл. 3. Общности полученного решения для случая выделения одного, двух и трех факторов приведены в табл. 4

Результаты факторного анализа позволили сделать следующие предположения. В рассматриваемой

общности параметров МПВ диска компрессора выделяются три фактора, которые можно классифицировать как: фактор №1 – параметры микрогеометрии поверхности (шероховатость поверхности, шаг и радиус впадин микронеровностей, средняя высота микронеровностей и технологический концентратор напряжений); фактор №2 – физико-механические свойства поверхностного слоя (микротвердость, степень наклепа, остаточные напряжения, величина и глубина залегания пика остаточных напряжений); фактор №3 – конструктивные параметры паза (радиусы выкружки и фаски скругления). Факторные нагрузки на такие параметры образцов как площадь поперечного сечения и глубина залегания остаточных напряжений являются статистически незначимыми для выбранного уровня значимости, что свидетельствует о том, что эти параметры не оказывают существенного влияния и могут быть исключены из дальнейшего рассмотрения.

Все три выделенных фактора объясняют около 85,5% общего статистического разброса наблюдаемых параметров. Из табл. 3 видно, что первый фактор – параметры микрогеометрии поверхности объясняет максимальную величину общей дисперсии (50,4%), второй фактор – физико-механические свойства поверхностного слоя, объясняет 27,8% общей дисперсии, а третий фактор – конструктивные элементы – объясняет минимальный процент общей дисперсии (7,3%). При этом максимальное значение общностей параметров соответствует факторной модели включающей три фактора (табл. 4).

Знаки факторных нагрузок (табл. 2) определяют направление воздействия фактора на параметры. С "отрицательными" значениями ассоциированы положительное воздействие определяемого фактора, то есть при увеличении воздействия первого фактора его значения будут увеличиваться в отрицательном направлении. Таким образом, для фактора №1 увеличение радиуса впадин микронеровностей и их шага сопровождается уменьшением величины шероховатости поверхности, средней высоты микронеровностей и величины технологического концентратора

тора напряжений. Для фактора №2 увеличение микротвердости поверхности (степени поверхностного наклепа) сопровождается уменьшением всех ос-

тальных параметров (величины остаточных напряжений, величины и глубины залегания пика остаточных напряжений).

Таблица 3

Статистическое оценивание собственных значений выделенных факторов

	Собственное значение фактора	Процент общей дисперсии	Кумулятивные (накопленные) собственные значения	Кумулятивный процент дисперсии
Фактор 1	7,058145	50,41532	7,05814	50,41532
Фактор 2	3,892744	27,80531	10,95089	78,22063
Фактор 3	1,018429	7,27449	11,96932	85,49512

Таблица 4

Значения общностей для выделенных факторов

Параметр	Общности от одного фактора	Общности от двух факторов	Общности от трех факторов	Коэффициент множественной корреляции
R	0,680639	0,681179	0,870169	0,880368
r	0,418471	0,589883	0,706592	0,790974
Ra	0,708840	0,847189	0,885775	0,917777
Sm	0,882654	0,934907	0,938895	0,937314
ρ	0,786544	0,922870	0,942796	0,938325
t	0,728752	0,762416	0,935201	0,925425
$\alpha_{\sigma}^{техн}$	0,782296	0,792494	0,860448	0,909326
Hm	0,260933	0,903262	0,924845	0,930094
Sh	0,261854	0,916166	0,931124	0,929578
S	0,337747	0,529289	0,559328	0,648124
$\sigma_{ост}$	0,466749	0,911670	0,915072	0,920491
$h_{ост}$	0,480340	0,480763	0,878131	0,878021
$\sigma_{ост}^{max}$	0,000014	0,749793	0,790195	0,876050
$h_{ост}^{max}$	0,262313	0,929008	0,930747	0,926828

Проверка рациональности числа выделенных факторов выполнена путем вычисления и анализа воспроизведенной корреляционной матрицы, которая близка к исходной в том случае, если факторы выделены рационально. Для анализа несогласованности исходных и воспроизведенных с помощью полученной факторной модели значений парных корреляций, была вычислена матрица остаточных корреляций, как разность между исходной и воспроизведенной матрицами (табл. 5). Так как значения разностей не превышают критическую величину для выбранного уровня значимости можно считать, что полученная матрица остаточных корреляций указывает на "согласие" полученной модели, т.е. на

то, что рассматриваемые коэффициенты корреляции могут быть получены с достаточной точностью на основе выделенных факторов.

Заключение

Таким образом, применение факторного анализа позволило выполнить редукцию исходных данных и сократить общее число переменных, оказывающих влияние на выносливость МПВ диска до трех. Однако, выделенные факторы являются гипотетическими и не могут быть в явной форме использованы для построения модели выносливости дисков в зависимости от технологии их изготовления. Значи-

тельные по величине факторные нагрузки на параметры МПВ (табл. 2) обуславливают высокий уровень внутренней корреляции группы параметров с выделенным фактором. В связи с этим было выдвинуто предположение, что гипотетический фактор может быть заменен одним из параметров состояния поверхностного слоя МПВ, занимающего "лидирующее" положение среди параметров, входящих в фактор. Чтобы сформулировать основные требова-

ния к рационализации параметров поверхностного слоя пазов диска, с целью обеспечения высокого предела выносливости (σ_{-1}), необходимо из имеющегося множества параметров внутри выделенных факторов по возможности исключить зависимые и выявить независимые, наиболее весомо влияющие на выносливость и долговечность ободной части диска, что может быть реализовано с использованием теории графов.

Таблица 5

Матрица остаточных корреляций

	R	r	Ra	Sm	ρ	t	$\alpha_{\sigma}^{техн}$	Hm	Sn	S	$\sigma_{ост}$	$h_{ост}$	$\sigma_{ост}^{max}$	$h_{ост}^{max}$
R	0,13	0,02	0,02	0,01	0,01	-0,02	0,01	0,03	0,02	-0,03	-0,00	0,01	0,05	-0,00
r	0,02	0,39	0,03	-0,03	-0,02	0,00	0,02	-0,05	-0,03	0,06	0,02	-0,05	0,01	0,01
Ra	0,02	0,03	0,11	0,01	0,01	0,01	0,04	0,02	0,02	0,07	0,00	-0,00	0,07	0,01
Sm	0,01	-0,03	0,01	0,06	0,01	0,00	0,01	0,01	0,01	0,02	-0,01	0,01	0,02	-0,01
ρ	0,01	-0,02	0,01	0,01	0,06	-0,00	0,01	0,01	0,01	0,02	-0,01	0,01	0,03	-0,00
t	-0,02	0,00	0,01	0,00	-0,00	0,06	0,02	-0,01	-0,01	0,01	-0,01	0,01	-0,01	-0,00
$\alpha_{\sigma}^{техн}$	0,01	0,02	0,04	0,01	0,01	0,02	0,14	0,01	-0,01	0,06	-0,03	-0,02	0,09	-0,02
Hm	0,03	-0,05	0,02	0,01	0,01	-0,01	0,01	0,08	0,02	-0,01	-0,01	0,00	0,02	-0,01
Sn	0,02	-0,03	0,02	0,01	0,01	-0,01	-0,01	0,02	0,07	-0,01	0,01	0,00	0,00	0,00
S	-0,03	0,06	0,07	0,02	0,02	0,01	0,06	-0,01	-0,01	0,44	-0,02	0,01	0,08	-0,00
$\sigma_{ост}$	-0,00	0,02	0,00	-0,01	-0,01	-0,01	-0,03	-0,01	0,01	-0,02	0,08	-0,00	-0,02	0,03
$h_{ост}$	0,01	-0,05	-0,00	0,01	0,01	0,01	-0,02	0,00	0,00	0,01	-0,00	0,12	-0,03	0,01
$\sigma_{ост}^{max}$	0,05	0,01	0,07	0,02	0,03	-0,01	0,09	0,02	0,00	0,08	-0,02	-0,03	0,01	-0,01
$h_{ост}^{max}$	-0,00	0,01	0,01	-0,01	-0,00	-0,00	-0,02	-0,01	0,00	-0,00	0,03	0,01	-0,01	0,07

Литература

1. Брондз Л.Д. Технология и обеспечение ресурса самолетов. – М: Машиностроение, 1986. – 184 с.
2. Петухов А.Н. Сопротивление усталости деталей ГТД. – М.: Машиностроение, 1993. – 240 с.
3. Богуслаев В.А., Яценко В.К., Притченко В.Ф. Технологическое обеспечение и прогнозирование несущей способности деталей ГТД. – К.: Манускрипт, 1993. – 330 с.
4. Закс Л. Статистическое оценивание / Пер. с нем. – М.: Статистика. – 1976, – 598с.

5. Харман Г. Современный факторный анализ. – М.: Статистика, 1972. – 386 с.

6. Лаули Д., Максвелл А. Факторный анализ как статистический метод. – М: Мир, 1967 – 144 с.

7. Смирнов Н.В., Дунин-Барковский И.В. Курс теории вероятностей и математической статистики. – М.: Наука. – 1965, – 511с.

Поступила в редакцию 1.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Н.П. Щербак, Московский гуманитарно-экономический институт, Калужский филиал, Калуга.

УДК 621.822

С.В. ЕГОРОВ, А.М. АРАСЛАНОВ, Г.И. ЗАЙДЕНШТЕЙН, Н.Н. МАЛИВАНОВ

Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева, Россия

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА СРЕДНЕЙ ОПОРЫ ГТД, СОСТОЯЩЕЙ ИЗ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ШАРИКОПОДШИПНИКОВ И ТОРЦЕВЫХ КОНТАКТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Представлена методика расчета теплового режима подшипников ГТД, основанная на критериальных зависимостях для оценки суммарных затрат мощности на привод подшипников, в проектировочном и проверочном вариантах: в конечном итоге – расчетная оценка либо рабочей температуры подшипника, либо потребной прокачки масла через подшипник.

подшипники ГТД, торцевые контактные уплотнения, потери мощности, тепловой режим, критерии подобия, температура, прокачка, методика расчета

Введение

Работоспособность опор газотурбинных двигателей, состоящих из радиально-упорных шарикоподшипников и торцевых контактных уплотнений, в значительной мере зависит от их теплового режима. Средняя опора ГТД представляет собой два подшипниковых узла, состоящих из радиально-упорных шарикоподшипников и торцевых контактных уплотнений (рис. 1). Поэтому для расчета теплового режима средней опоры ГТД в целом необходимо произвести расчет для каждого подшипникового узла. Отметим, что эффективная герметизация масляной полости является одним из важных условий работоспособности опоры качения. С этой целью в средней опоре ГТД применяются аксиальные торцевые контактные уплотнения (в дальнейшем ТКУ), представляющие собой упорный подшипник скольжения с контактной парой сталь-графит. Наличие ТКУ не только приводит к дополнительному тепловыделению в подшипниковом узле, но и существенно меняет картину течения масла в канале подшипника. Без ТКУ внутренняя полость подшипника заполнена воздушно-масляной смесью, обладающей неоднородным составом. При работе подшипника с ТКУ плотность смазывающей и охлаждающей жидкости в его канале будет приближаться к плотности

масла в обычных условиях. ТКУ сохраняют работоспособность при осевом смещении и перекосах колец шарикоподшипников, возникающих от действия различных сил.

Методика расчета

Методика расчета теплового режима средней опоры ГТД разработана на основе полученного нами структурного выражения для оценки суммарного теплового потока, эквивалентного затратам мощности на привод радиально-упорных шарикоподшипников с ТКУ в виде суммы четырех составляющих (в Вт): $Q_{КОН}$ – потерь на трение в контакте между телами качения и беговыми дорожками колец; $Q_{СЕП}$ – потерь, относящихся к сепаратору; $Q_{ГИДР}$ – потерь от сил гидродинамических сопротивлений; $Q_{ТКУ}$ – потерь в торцевых контактных уплотнениях:

$$\begin{aligned} \sum Q &= Q_{КОН} + Q_{СЕП} + Q_{ГИДР} + Q_{ТКУ} = \\ &= (c_{1K} + c_{1C} + c_2 + c_3) \cdot z \cdot \rho \cdot D_w^2 \cdot U^3 = \\ &= \left(0,49 \cdot 10^{-10} \cdot Re^{1,065} \cdot Eu^{0,300} \cdot Pr^{1,285} + \right. \\ &\quad \left. + \nu \cdot Re^{-0,218} \cdot Eu^{0,300} \cdot Pr^{0,132} + \right. \\ &\quad \left. + 1,53 \cdot 10^8 \cdot Re^{-1,515} \cdot Pr^{-1,185} + \right. \\ &\quad \left. + 4,05 \cdot 10^7 \cdot Re_{ТКУ}^{-1,032} \cdot Eu_{ТКУ}^{0,289} \cdot Pr_{ТКУ}^{-0,702} \right) + \\ &\quad + z \cdot \rho \cdot D_w^2 \cdot U^3. \end{aligned}$$

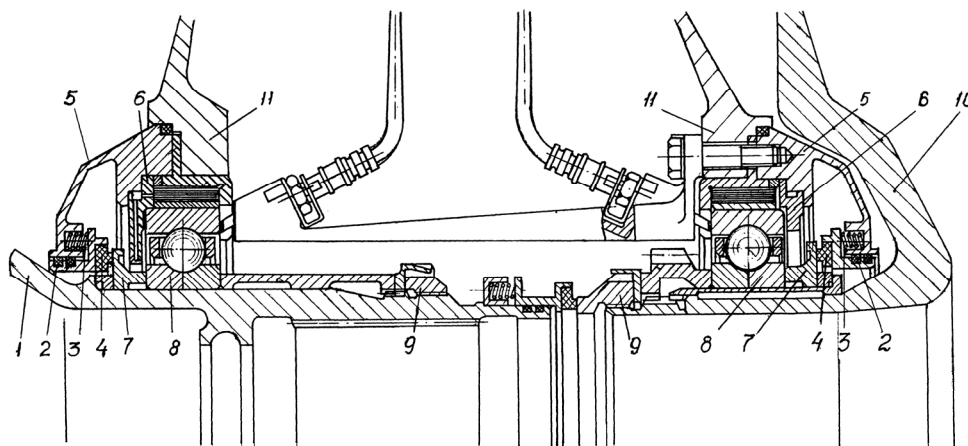


Рис. 1. Средняя опора ГТД НК-8:

1 – ротор; 2 – кольцо резиновое, вспомогательное уплотнение; 3 – комплект из 12 пружин; 4 – втулка упорная ТКУ, с кольцом из графита; 5 – крышка средней опоры; 6 – форсуночное кольцо; 7 – втулка опорная ТКУ, стальная; 8 – радиально-упорные шарикоподшипники; 9 – гайка; 10 – ротор; 11 – корпус двигателя

Для выполнения расчетов должны быть заданы следующие параметры подшипникового узла.

1. Геометрические размеры: номинальный внутренний диаметр подшипника d , м; номинальный наружный диаметр подшипника D , м; номинальный диаметр тела качения D_w , м; диаметр окружности, проходящей через центры тел качения

$$D_{pw} = (D + d)/2, \text{ м};$$

начальный угол контакта α_0 , град; число тел качения z ; номинальный внутренний диаметр контактирующей поверхности ТКУ d_1 , м; номинальный внешний диаметр контактирующей поверхности ТКУ d_2 , м; средний диаметр ТКУ

$$D_{TKV} = (d_1 + d_2)/2, \text{ м}.$$

2. Частота вращения вала n , мин⁻¹.

3. Осевая нагрузка на подшипник F_a , Н.

4. Осевая нагрузка на ТКУ F_{TKV} , Н.

5. Температура масла на входе в подшипниковый узел $t_{м.вх.}$, °С.

6. Температура термостабильности применяемого сорта масла $t_{терм.}$, °С.

7. Предельно допустимая температура наружного кольца подшипника $t_{подш.}$ (в °С) или потребная прокачка масла q_m (кг/ч).

Порядок расчета

1. Оценка теплофизических параметров применяемого сорта масла при температуре масла на выходе $t_{м.вых} = (0,80 \dots 0,95) \cdot t_{подш.}$, °С;

а) для подшипников, изготовленных из теплоустойчивых материалов [11]: $t_{подш.} \leq t_{подш.макс} = 160$ °С;

б) для подшипников, изготовленных из стали ШХ-15 с нормальным отпуском можно принимать $t_{подш.} \leq t_{подш.макс} = 120$ °С.

Находятся следующие параметры:

1.1. Коэффициент кинематической вязкости ν , м²/с.

1.2. Плотность масла ρ , кг/м³.

1.3. Критерий Прандтля $Pr = \frac{\nu}{a}$.

1.4. Удельная теплоемкость C_p , Дж/(кг·°С).

2. Определение окружной скорости сепаратора,

$$\text{м/с: } U = \frac{\pi \cdot (D_{pw} - D_w \cdot \cos \alpha_0) n}{120}.$$

3. Определение критерия Рейнольдса подшипника:

$$\text{ка: } Re = \frac{U \cdot D_w}{\nu}.$$

4. Расчет осредненной нагрузки, действующей на одно тело качения подшипника:

4.1. Определение центробежной силы тела каче-

ния, Н: $F_{ц.б} = \frac{\pi \cdot \rho_m \cdot D_w^3 \cdot U^2}{3 \cdot D_{\rho_m}}$, здесь ρ_m – плотность материала тела качения, кг/м³.

4.2. Оценка угла контакта на наружном кольце подшипника, град:

$$\alpha_n = \alpha_0 - 6344,7 (U \cdot D_w)^2 \cdot \left(\frac{F_a}{z} \right)^{-1}.$$

4.3. Осредненная нагрузка на одно тело качения,

$$H: F_{ср.ш} = \frac{F_a}{z \cdot \sin \alpha_n} - \frac{F_{ц.б.} \cdot \cos \alpha_n}{2}.$$

5. Расчет критерия Эйлера подшипника

$$Eu = \frac{F_{ср.ш}}{\rho \cdot (U \cdot D_w)^2}.$$

6. Расчет критерия Рейнольдса ТКУ:

$$Re_{мкy} = (V_{мкy} \cdot D_{мкy}) / \nu.$$

7. Расчет критерия Эйлера ТКУ:

$$Eu_{мкy} = \frac{F_{мкy}}{\rho \cdot (D_{мкy} \cdot V_{мкy})^2}.$$

8. Определение суммарного коэффициента сопротивлений.

8.1. Коэффициент сопротивления трения в контакте между телами качения и беговыми дорожками колец: $C_{lk} = 0,49 \cdot 10^{-10} \cdot Re^{1,065} \cdot Eu^{0,300} \cdot Pr^{1,285}$.

8.2. Коэффициент сопротивления трения в контакте между телами качения и гнездами сепаратора:

$$C_{lc} = b \cdot Re^{-0,218} \cdot Eu^{0,300} \cdot Pr^{0,132},$$

где $b = 3,5 \cdot 10^{-2}$ для покрытия сепаратора серебром и $b = 1,89 \cdot 10^{-2}$ для покрытия цинк-никель.

8.3. Коэффициент гидродинамических сопротивлений для подшипникового узла с ТКУ:

$$C_2 = 1,53 \cdot 10^8 \cdot Re^{-1,515} \cdot Pr^{-1,185}.$$

8.4. Коэффициент сопротивления трения в торцевых контактных уплотнениях

$$C_3 = 4,05 \cdot 10^7 \cdot Re_{мкy}^{-1,032} \cdot Eu_{мкy}^{0,289} \cdot Pr_{мкy}^{-0,702},$$

здесь $Pr_{мкy} = Pr = \nu / a$.

8.5. Суммарный коэффициент сопротивлений

$$C = C_{lk} + C_{lc} + C_2 + C_3.$$

9. Оценка суммарного внутреннего теплового

потока, Вт: $\sum Q = C \cdot z \cdot \rho \cdot D_w^2 \cdot U^3$.

10. Расчет потребной прокачки масла q_m через подшипниковый узел, соответствующей принятым $t_{подш}$ и $t_{м.вх.}$:

$$q_m = \frac{\sum Q}{\Theta(t_{подш} - t_{м.вх.})} \times \left(1 + \sqrt{\frac{\sum Q \cdot \chi \cdot D_w + t_{подш} - t_{м.вх.}}{\sum Q \cdot \chi \cdot D_w}} \right), \frac{\text{кг}}{\text{ч}},$$

где $\Theta = \frac{C_p}{3600}$; $\chi = 0,6$ °C/Вт·м.

11. Оцениваем перепад температур подшипника и масла на выходе из подшипникового узла с учетом того, что этот перепад температур равен подогреву масла от внутреннего теплового потока [11], °C:

$$\Delta t_n = t_{подш} - t_{м.вх.} \text{ и } \Delta t_n = \frac{\sum Q}{q_m \theta}.$$

12. Определяем температуру масла на выходе из подшипникового узла, °C: $t_{м.вых} = t_{подш} - \Delta t_n$.

При расхождении полученной $t_{м.вых.}$ с принятым ее значением $t_{м.вых.зад.}$ более, чем на $\pm 5\%$ находим следующее приближение.

13. По уточненной $t_{м.вых.}$ проверяем условие сохранения термостабильности принятого сорта масла

$$t_{терм} \geq t_{м.вых.}$$

На этом заканчивается проектировочный вариант теплового расчета подшипникового узла с торцевыми контактными уплотнениями.

Базируясь на проектировочном варианте, предложим два варианта проверочных расчетов.

Вариант 1. Оценка температуры подшипника $t_{подш.}$ и температуры масла на выходе из подшипникового узла при заданной прокачке q_m и температуре масла на входе $t_{м.вх.}$.

1.1. Рассчитываем суммарный внутренний тепловой поток $\sum Q$, при задаваемой $t_{м.вых.} = (0,80 \dots 0,95) \cdot t_{подш.}$ по пп. 1...9 методики расчета в проектировочном варианте.

1.2. Определяем перепад температур, °C:

$$\Delta t_n = \sum Q / (\Theta \cdot q_m).$$

1.3. Находим температуру подшипника, °C:

$$t_{подш} = t_{м.вх} + \Delta t_n \left(\frac{1}{\Theta \cdot \chi \cdot q_m \cdot D_w} + 2 \right)$$

1.4. Сравниваем найденную $t_{подш}$ с принятой ($\delta(t_{подш}) \leq \pm 5\%$) и при необходимости вносим поправку в величину $q_{м.зад.}$ по формуле

$$q_m = \frac{\sum Q}{\Theta(t_{подш} - t_{м.вх})} \left(1 + \sqrt{\frac{\sum Q \cdot \chi \cdot D_w + t_{подш} - t_{м.вх}}{\sum Q \cdot \chi \cdot D_w}} \right).$$

1.5. Оцениваем температуру масла на выходе из подшипникового узла $t_{м.вых} = t_{подш} - \Delta t_n$.

При расхождении более $\pm 5\%$ между расчетным и заданным значением $t_{м.вых.}$ делаем следующее приближение.

1.6. Проверяем по последнему значению $t_{м.вых.}$ условие сохранения термостабильности принятого сорта масла $t_{терм} \geq t_{м.вых.}$.

Вариант 2. Определение температуры масла на входе в подшипниковый узел и выходе из него при заданной прокачке масла q_m и температуре подшипника t .

2.1. Оцениваем $\sum Q$ и $t_{м.вых.}$ по п.п.1...12 проекторочного варианта методики расчета теплового режима.

2.2. Определяем величину перепада температур, °C:

$$\Delta t_n = \sum Q / (\Theta \cdot q_m).$$

2.3. Рассчитываем температуру масла на входе в подшипник, °C: $t_{м.вх} = t_{подш} - \Delta t_n \left(\frac{1}{\Theta \cdot \chi \cdot q_m \cdot D_w} + 2 \right)$.

При этом необходимо учесть, что реальные значения $t_{м.вх} \leq 85...100^\circ\text{C}$.

2.4. Находим температуру масла на выходе из подшипника, °C: $t_{м.вых} = t_{подш} - \Delta t_n$.

В случае расхождения более $\pm 5\%$ между расчетным и заданным значением $t_{м.вых.}$ выполняем следующее приближение.

2.5. Проверяем по последнему полученному значению условие сохранения термостабильности принятого сорта масла $t_{терм} \geq t_{м.вых.}$.

Заключение

Имея возможность оценивать $\sum Q$ расчетным путем, из уравнения теплового баланса, используя предложенную методику расчета, можно определять либо прокачку масла для обеспечения заданной температуры подшипника $t_{подш}$ (практически равной $t_{м.вых.}$), либо $t_{подш}$, если задано количество прокачиваемого масла q_m .

Отметим, что во всех вариантах расчетов численно определяется величина не только суммарного теплового потока, но и величины всех четырех его составляющих, что особенно важно для практического применения.

Область распространения разработанной методики расчета ограничивается условиями гидродинамического подобия течения жидкости в геометрически подобных зазорах через критерии подобия Рейнольдса, Эйлера и Прандтля:

$$\text{Re} = (V_o \cdot 2h_o) / \nu_p = \text{idem}; \quad \text{Eu} = p_o / (\rho_o \cdot V_o^2) = \text{idem};$$

$$\text{Pr} = \nu_p / a_o = \text{idem}.$$

Литература

1. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД. – М.: Машиностроение, 1978. – 178 с.
2. Зайденштейн Г.И. Повышение работоспособности радиально-упорных шарикоподшипников ГТД улучшением антифрикционных свойств покрытий их сепараторов: Дисс.канд.техн.наук. – Казань, 1982. – 210 с.
3. Комиссар А.Г. Опоры качения в тяжелых режимах эксплуатации: Справочник. – М.: Машиностроение, 1987. – 384 с.
4. Комиссар А.Г. Уплотнительные устройства опор качения. – М.: Машиностроение, 1980. – 192 с.

Поступила в редакцию 1.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Г. Мингазов, Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева, Казань.

УДК 539.3

**И.С. ВЕРЕМЕЕНКО¹, Б.Я. КАНТОР¹, Т.Ф. МЕДВЕДОВСКАЯ¹,
И.Е. РЖЕВСКАЯ¹, С.А. АНДРЮЩЕНКО²**¹*Институт проблем машиностроения им. А.М. Подгорного НАН Украины, Украина,*
²*ООО “Харьковтурбоинжиниринг”, Украина*

ПРОЧНОСТЬ, ДИНАМИКА НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ И РАБОЧИХ КОЛЕС РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН

Разработан метод гармонического анализа при решении задачи о вынужденных колебаниях крышек и рабочих колес гидротурбин путем разложения перемещений по собственным формам колебаний этого класса конструкций. Собственные частоты и формы колебаний рабочих колес определяются методом конечных элементов (МКЭ), а крышек – МКЭ в сочетании с разложением в ряды Фурье искомым перемещений и нагрузок. Исследовано влияние условий закрепления, типа материала на собственные частоты и формы колебаний элементов конструкций гидротурбин. Выполненные работы позволяют оценить состояние крышек и рабочих колес гидротурбин, составить таблицы спектров частот колебаний конструкций гидротурбин, представить технические рекомендации по модернизации чугунной крышки агрегата Днепровской ГЭС–1.

гидротурбина, метод конечных элементов, собственные и вынужденные колебания

Вступление

В последние годы, в связи с обострившейся конкуренцией на рынке энергетического оборудования, резко возрос уровень требований к его эффективности и надежности. Кроме того, на ряде ГЭС, проработавших более 35 лет, энергетические показатели не соответствуют современному уровню. Возникшая проблема решается путем реконструкции и замены физически изношенного и морально устаревшего оборудования.

Особое внимание уделяется несущим конструкциям и рабочим колесам (РК) турбины, которые находятся под динамическим воздействием потока воды. К несущим конструкциям относится крышка турбины. Крышка гидротурбины представляет собой пространственную конструкцию, состоящую из тонкостенных тел вращения (обечаек), подкрепленных системой часто расположенных ребер – меридиональных многосвязных пластин. Она не только ограничивает сверху проточную часть турбины, но и является несущей конструкцией, воспринимающей

значительные нагрузки от массовых сил и гидродинамического давления, а также от радиальной нагрузки со стороны ротора турбины. Крепление ее к статору осуществляется большим количеством вибростойких болтов с контролируемой затяжкой.

Рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины состоит из ступицы, обода и системы лопастей. Ступица и обод являются телами вращения, лопасти – оболочки переменной толщины. Рабочее колесо крепится к валу болтами, которые расположены вдоль окружности на ступице.

Основное требование при проектировании крышки и РК турбин – обеспечение прочности и жесткости при минимальной металлоемкости.

1. Методика расчета собственных и вынужденных колебаний конструкций гидротурбин

Задачу о собственных колебаниях крышек гидротурбины решаем, исходя из матричного уравнения свободных колебаний

$$\mathbf{K}(U) - p^2 \mathbf{M}(U) = 0, \quad (1)$$

где $\mathbf{K}$ – матрица жесткости;

$\mathbf{M}$ – матрица масс конструкции;

p – собственные частоты колебаний;

U – собственные векторы (формы) колебаний.

Матрицу жесткости и масс конструкции формируем поэлементно [1, 2].

Определение собственных частот и форм колебаний осуществляем методом итераций в подпространстве, решая на каждом шаге систему алгебраических уравнений методом LDL^T-факторизации.

2. Метод решения задачи о вынужденных колебаниях циклически симметричных конструкций гидротурбин

Вынужденные колебания конструкции при полигармоническом во времени нагружения описываются уравнением [3]

$$\mathbf{K}\mathbf{U} - \mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}} = \mathbf{Q}, \quad (2)$$

где $\mathbf{U}$ – изменяющийся во времени t вектор перемещений;

$\mathbf{Q}$ – вектор внешней узловой нагрузки.

При решении МКЭ задачи динамики обычно применяют метод прямого интегрирования или метод разложения перемещений по собственным формам.

При использовании метода прямого интегрирования строим матрицы масс $\mathbf{M}_k$ и жесткости $\mathbf{K}_k$ конструкции для любой k -й гармоники разложения относительно вектора амплитудных значений перемещений u_{ik} , применив разработанный конечноэлементный подход [1, 2].

Векторы перемещений и внешних нагрузок раскладываем в ряд Фурье по t

$$u = \sum_{i=1}^{nt} u_i(r, z, \varphi) \sin(\omega_i t + \beta_i); \quad (3)$$

$$\mathbf{Q} = \sum_{i=1}^{nt} q_i(r, z, \varphi) \sin(\omega_i t + \beta_i), \quad i = 1, 2, \dots, nt. \quad (4)$$

В свою очередь, векторы $u_i(r, z, \varphi)$ и $q_i(r, z, \varphi)$, которые отвечают i -й гармонике, представляем рядами Фурье по окружной координате:

$$u_{rk} = u_{rk}^0 + \sum_{k=1}^{kf} u_{rk}^k \cos k\varphi;$$

$$q_{rk} = q_{rk}^0 + \sum_{k=1}^{kf} q_{rk}^k \cos k\varphi;$$

$$u_{zk} = u_{zk}^0 + \sum_{k=1}^{kf} u_{rk}^k \cos k\varphi;$$

$$q_{zk} = q_{zk}^0 + \sum_{k=1}^{kf} q_{rk}^k \cos k\varphi;$$

$$u_{\varphi k} = \sum_{k=1}^{kf} u_{\varphi k}^{-k} \sin k\varphi; \quad q_{\varphi k} = \sum_{k=1}^{kf} q_{\varphi k}^{-k} \sin k\varphi,$$

$$k = 0, 1, 2, \dots, kf. \quad (5)$$

Используя разложения (3) – (5), приводим уравнения (2) к решению ряда независимых квазистатических задач для гармоник, фиксированных по времени

$$[\mathbf{K}_k - \omega_i^2 \mathbf{M}_k] u_{ik} = Q_{ik}. \quad (6)$$

Рассмотрим второй подход к решению задачи о вынужденных колебаниях конструкции – метод разложения искомых перемещений по собственным формам [3]. Метод приводит уравнение (2) к эффективной относительно интегрирования форме с помощью преобразования вектора перемещений конечных элементов

$$u(t) = Bx(t), \quad (7)$$

где B – искомая прямоугольная матрица преобразования размерностью n ,

$x(t)$ – вектор обобщенных перемещений порядка $n \ll N$, зависящий от времени t .

Целью преобразования является получение новых матриц $\tilde{\mathbf{K}}$, $\tilde{\mathbf{M}}$, имеющих меньший размер, чем исходные матрицы. Искомая матрица B должна быть неособенной (ранг B может равняться n) для обеспечения единственности преобразования (7).

Эффективная матрица преобразования B опреде-

ляется из решения уравнения свободных колебаний конструкции (1).

Уравнение (2) решается в два этапа. Первый этап – из уравнения (1) находим n собственных частот и форм колебаний конструкции $(\omega_1^2, \mathbf{v}_1), (\omega_2^2, \mathbf{v}_2), \dots, (\omega_n^2, \mathbf{v}_n)$. Собственные векторы $\mathbf{v}_i$ ортонормированны по матрице $\mathbf{M}$.

Второй этап – ищем решение в виде разложения вектора $\mathbf{u}$ по собственным формам

$$\mathbf{u} = \sum_{i=1}^n a_i \mathbf{v}_i ; \quad a_i = a_i(t) . \quad (8)$$

Подставляя (8) в уравнение движения (2), получим уравнение движения конструкции относительно обобщенных перемещений

$$\mathbf{M} \sum \ddot{a}_i(t) \mathbf{v}_i + \mathbf{K} \sum a_i(t) \mathbf{v}_i = \mathbf{Q}(t, r, z, \varphi) . \quad (9)$$

Умножая левую сторону (9) на $\mathbf{v}_i^m$ и учитывая свойство ортогональности векторов, получим

$$\mathbf{V}^m \mathbf{M} \mathbf{V} = \mathbf{I} ; \quad \mathbf{V}^m \mathbf{K} \mathbf{V} = \boldsymbol{\lambda} , \quad (10)$$

где $\mathbf{V}$ – матрица преобразования, состоящая из векторов $\mathbf{v}_i$,

$\boldsymbol{\lambda}$ – диагональная матрица с элементами $\lambda_i = \omega_i^2$, $i = 1, 2, \dots, n$.

Используя (10), приходим к системе дифференциальных уравнений

$$[\ddot{a}(t)] + \boldsymbol{\lambda}[a_i(t)] = q(t) . \quad (11)$$

Если ограничиться случаем гармоничной нагрузки, то, подставляя в (11) выражение

$$[a_i(t)] = \sum_{k=1}^n [a_{ik}] \sin \omega_k t \text{ в виде гармонического ряда,}$$

приходим к совокупности несвязанных уравнений

$$\lambda_i [a_{ik}] - \omega_k^2 [a_{ik}] = [q_k] .$$

Отсюда находим элементы матрицы

$$[a_{ik}] = \frac{[q_k]}{\lambda_i - \omega_k^2} ,$$

где ω_k – частоты слагаемых нагрузки ($k = 1, 2, \dots, n$).

Сравнивая методы прямого интегрирования и

разложения по собственным формам, приходим к выводу, что второй из них является более эффективным, так как изменение базиса значительно уменьшит ширину ленты разрешающей системы уравнений. Для получения решения достаточно учитывать ограниченное количество собственных форм.

3. Анализ спектра частот колебаний и максимальных напряжений в крышках гидротурбин

Приведем расчетные схемы конструкций модернизируемой крышки, изготовленной из чугуна (рис. 1), и стальной крышки, которая проектируется (рис. 2).

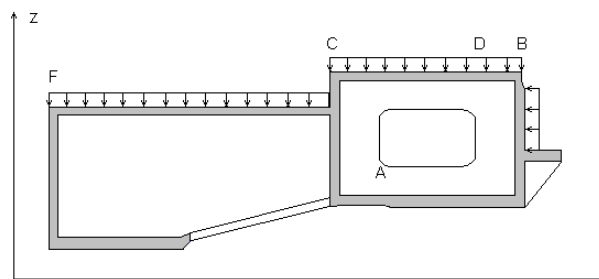


Рис. 1. Расчетная схема чугунной крышки гидротурбины

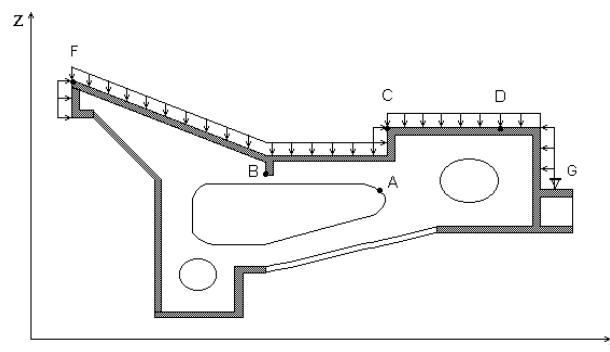


Рис. 2. Расчетная схема стальной крышки гидротурбины

Расчет собственных частот колебаний крышки проведен для двух вариантов опирания: опирание по линии крепления крышки к статору; защемление по поверхности фланца крышки.

Данные, необходимые для расчета динамики крышки, учитывают вес таких деталей: лопатки направляющего аппарата, подшипника вала и др.

Спектры собственных частот чугунной и стальной крышек гидротурбин смещены друг относительно друга и по отношению к оборотно-лопаточной частоте ($f = 33,33$ Гц). При заземлении крышки собственные частоты выше, чем при его отсутствии, так как жесткость крышки в осевом направлении возрастает. Исходя из этого, необходимо уделять внимание крепежу фланцевого соединения «крышка-статор».

Крышка гидротурбины работает в таких режимах: установившийся – нормальная работа, переходный – сброс нагрузки (срыв уплотнения).

Определим максимальные напряжения, которые возникают в крышках турбины, под действием динамических нагрузок. Статическими нагрузками являются силы веса и гидростатического давления (рис. 1, 2). Гидродинамическое давление изменяется по гармоническому закону. Амплитуда гидродинамического давления задавалась $2P_0 = 0,1H$ (H – максимальный напор).

В табл. 1 приведены амплитудные напряжения в чугунной крышке, обусловленные пульсацией давления, и максимальные напряжения для различных частот возбуждения.

Таблица 1
Максимальные напряжения
при динамической нагрузке

Тип закрепления	Частота возмущения ω_b , Гц	Динамические напряжения σ_a , МПа		Максимальные напряжения σ_i , МПа	
		Е $8,5 \cdot 10^4$	Е $11 \cdot 10^4$	Е $8,5 \cdot 10^4$	Е $11 \cdot 10^4$
Защемление по поверхности фланца	1,388	7,3	7,3	161,5	161,5
	18,05	13,5	11,1	167,7	165,3
	33,05	9,8	14,1	164,0	168,3
Опираие по линии крепежа	1,388	6,9	6,9	158,3	158,3
	18,05	13,7	10,8	165,0	162,1
	33,05	9,8	12,6	161,1	163,9

Рассмотрим результаты расчетов динамического НДС одного из вариантов нового проекта стальной крышки гидротурбины. Распределение давления по поверхности стальной крышки представлено на рис. 2. Расчеты проводились для нормального режима и режима срыва уплотнения. Нормальный режим работы агрегата характеризуется такими амплитудами давлений: 0,34 МПа (G); 0,2 МПа (C); 0,13 МПа (F).

На рис. 3, 4 приведены амплитудно-частотные характеристики крышки при заземлении по поверхности фланца для нормального и переходного режимов (срыв уплотнения) соответственно. Первая собственная частота колебаний $\omega_1 = 45,5$ Гц. Максимальные напряжения в режиме срыва уплотнения превышают аналогичные в нормальном режиме на 18 – 20 %.

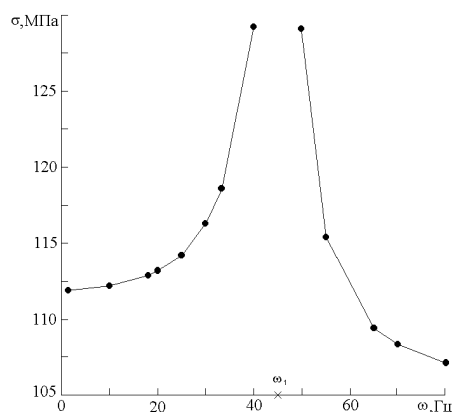


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика стальной крышки в нормальном режиме

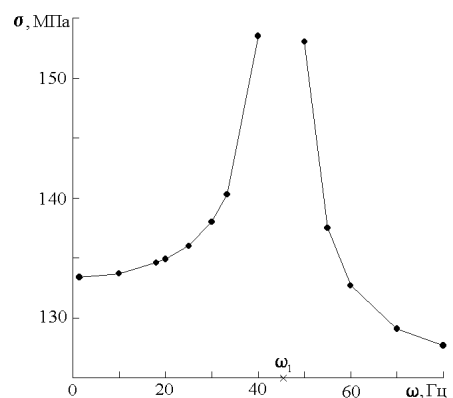


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика стальной крышки в режиме срыва уплотнения

Анализ амплитудно-частотных характеристик показывает достоверность результатов вычисления собственных частот. Так, при приближении частоты нагрузки к первой собственной частоте наблюдается резкое повышение напряжений со следующим спадом после резонанса.

4. Расчет частот и форм собственных гидроупругих колебаний рабочего колеса

Проведен численный анализ колебаний колеса радиально осевой высоконапорной гидротурбины. Определение собственных частот и форм колебаний РК в вакууме выполнялось на основе методики [3], согласно [2] дана оценка влияния присоединенных масс воды на гидродинамические характеристики конструкции. Общий вид колеса Нурекской ГЭС изображен на рис. 5. Результаты расчета даны в табл. 2.

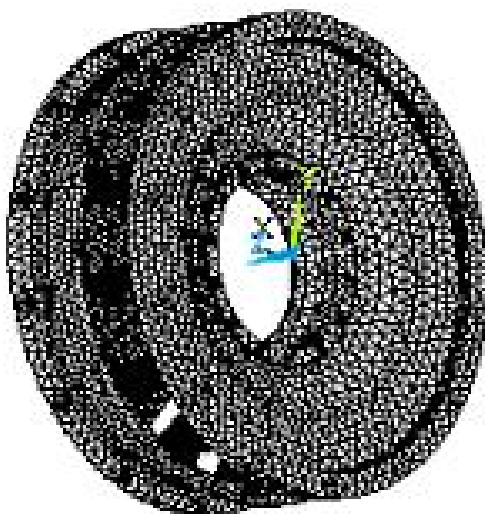


Рис. 5. Общий вид рабочего колеса

Таблица 2

Результаты численного анализа

Номер частоты	Частоты в воздухе	Частоты в воде
1-2	70,98	66,33
3-4	81,94	73,29
5	82,7	75,6
6-7	144,1	112,6
8	144,8	125,7

Выводы

Разработаны эффективные методы для решения задачи о собственных и вынужденных колебаниях крышек и РК гидротурбин. Метод позволяет расчетным путем уточнить динамические характеристики элементов гидротурбин при различных условиях закрепления, свойств материалов и режимов эксплуатации.

Исследования проводились в соответствии с программой работ по гранту Министерства образования и науки Украины и Национальной энергетической программы Украины.

Литература

1. Веремеєнко І., Зеленська О., Нагорний І., Кантор Б., Медведовська Т. Оцінка залишкового ресурсу кришок гідротурбін // *Машинознавство*. – 1999. – № 12. – С. 3 – 8.
2. Веремеєнко І.С., Кантор Б.Я., Єселева О.В., Медведовська Т.Ф., Стрельнікова О.О., Ржевська І.Є.. Метод оцінки динамічних характеристик зварних конструкцій гідротурбін при взаємодії з рідиною // *Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Сб. науч. тр.: В 2-х т. – Х.: Ин-т пробл. машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины*. – 2003. – Т. 2. – С. 621 – 625.
3. Бате К. Численные методы анализа и метод конечных элементов / К. Бате, Е. Вилсон. – М.: Наука, 1982. – 448 с.

Поступила в редакцию 17.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.С. Кулик, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.

УДК 539.3

В.И. ЕРШОВ, З.Г. ЕРШОВА

Тутаевский филиал Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева, Россия

УСТОЙЧИВОСТЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПАНЕЛЕЙ

Исследуется устойчивость цилиндрических панелей со слабозакрепленным прямолинейным краем при осевом сжатии.

оболочка, потеря устойчивости, параметр нагружения, граничные условия

Общая постановка проблемы

Оболочечные конструкции широко используются в различных областях техники. Расчет таких конструкций на устойчивость является составной частью общего расчета на прочность.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Общие вопросы устойчивости оболочек разработаны Н.А. Алфутовым, Д. Бушнеллом, А.С. Вольмиром и др. Влияние граничных условий на критическую нагрузку при осевом сжатии цилиндрической оболочки рассмотрено в работах В.И. Кожевникова, Б. Альмрота, Х.М. Муштари, Э.И. Григолюка, В.В. Кабанова и др. В настоящей работе рассмотрены случаи, когда один из прямолинейных краев оболочки является слабозакрепленным.

Цель исследований. Целью исследований являлось исследование потери устойчивости цилиндрической панели со слабозакрепленным прямолинейным краем и различными закреплениями второго прямолинейного края.

Решение проблемы

Рассматривается устойчивость цилиндрической панели со слабо закрепленным прямолинейным краем при осевом сжатии (рис. 1). Криволинейные края $x=0$, $x=l$ при этом предполагаются шарнирно опертыми. Другие способы закрепления криволинейных краев, рассмотренных в [5]. Учитывается

взаимное влияние закрепления краев $\varphi=0$ и $\varphi=\varphi_0$.

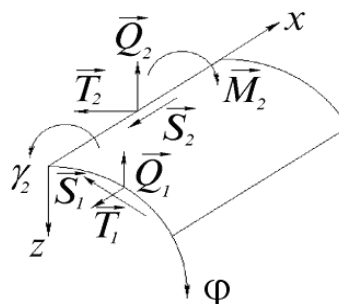


Рис. 1. Расчетная схема

В качестве уравнений устойчивости используется система уравнений из [1], записанная в безразмерном виде

$$\begin{aligned} \mu^2 \Delta \Delta w - 2\lambda \partial^2 w / \partial x^2 - \partial^2 \Phi / \partial x^2 &= 0; \\ \mu^2 \Delta \Delta \Phi + \partial^2 w / \partial x^2 &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где $\Delta = \partial^2 / \partial x^2 + \partial^2 / \partial \varphi^2$; $T_1 = -2\lambda E h \mu^2$;

$$\mu^4 = h^2 / [2(1 - \nu^2) R^2]; \quad 0 \leq x \leq l = L/R.$$

Здесь w – прогиб, Φ – функция усилий; x – безразмерная длина образующей; φ – угол в окружном направлении; E , ν , h – модуль Юнга, коэффициент Пуассона и толщина оболочки; μ – малый параметр; λ – параметр нагружения, классическое критическое значение которого для круговой цилиндрической оболочки $\lambda_{кр} = 1$ получено Лоренцем и Тимошенко в [2, 3] и соответствует усилию сжатия

$$T = 2 E h \mu^2 = \frac{E h^2}{\sqrt{3(1 - \nu^2)} R}.$$

Решение системы (1) ищем в виде

$$w(x, \varphi) = \sum_{k=1}^8 C_k w_k \exp \left\{ \frac{i}{\mu} (px + q_k \varphi) \right\}. \quad (2)$$

Здесь $p = n\pi\mu/l$, $n = 1, 2, 3, \dots$, w_k – фиксированная постоянная, в дальнейшем $w_k = 1$, q_k – корни уравнения

$$(p^2 + q_k^2)^4 - 2\lambda p^2 (p^2 + q_k^2)^2 + p^4 = 0. \quad (3)$$

Остальные неизвестные функции (Φ , u , v , γ_2 , T_2 , S , Q_{2*} , M_2) ищем в том же виде (2), заменяя соответственно w на Φ , u , v , γ_2 , T_2 , S , Q_{2*} , M_2 (индекс опущен). После соответствующих преобразований получаем

$$\begin{aligned} \Phi &= \frac{p^2 w}{(p^2 + q^2)^2}; \quad T_2 = -\frac{Eh}{R} p^2 \Phi; \quad S = \frac{Eh}{R} pq\Phi; \\ Q_{2*} &= \frac{Eh\mu^2}{R} (q^3 + (2-v)p^2 q - 2\lambda q t) i; \\ \gamma_2 &= \frac{qw}{i\mu R}; \quad M_2 = -Eh\mu^2 (q^2 + vp^2) w; \\ u &= \frac{\mu p (vp^2 - q^2) w}{i(p^2 + q^2)^2}; \quad v = \frac{\mu q (q^2 + (2+v)p^2) w}{i(p^2 + q^2)^2}. \end{aligned} \quad (4)$$

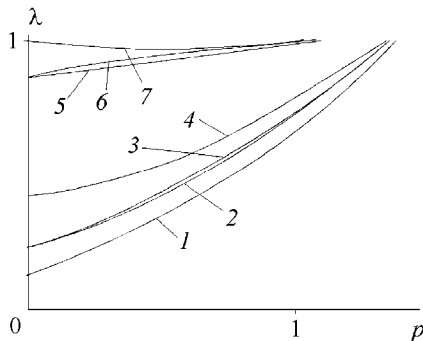


Рис. 2. Параметр нагружения при осевом сжатии цилиндрической панели со слабозакрепленным прямолинейным краем: 1 – 0000; 2 – 0001; 3 – 0100; 4 – 0101; 5 – 0010; 6 – 1000; 7 – 1100

Подставляя решение (2) в граничные условия при $\varphi = 0$ и $\varphi = \varphi_0$, получаем систему восьми уравнений относительно C_k . Определяем λ , приравняв к нулю определитель системы

$$\Delta(\lambda, p) = 0. \quad (5)$$

Рассматривается шестнадцать вариантов граничных условий, для которых равны нулю обобщенные

перемещения или соответствующие обобщенные усилия. Используется краткая запись граничных условий из нулей и единиц, приведенная в [4].

В [4] показано, что снижение критической нагрузки для полубесконечной в окружном направлении оболочки дают шесть вариантов граничных условий:

$$\begin{aligned} T_2 = S = Q_{2*} = M_2 = 0 & \quad (0000) \quad \lambda_0 = 0,113; \\ T_2 = u = Q_{2*} = M_2 = 0 & \quad (0100) \quad \lambda_0 = 0,223; \\ T_2 = S = Q_{2*} = \gamma_2 = 0 & \quad (0001) \quad \lambda_0 = 0,223; \\ T_2 = u = Q_{2*} = \gamma_2 = 0 & \quad (0101) \quad \lambda_0 = 0,419; \\ T_2 = S = w = M_2 = 0 & \quad (0010) \quad \lambda_0 = 0,809; \\ v = S = Q_{2*} = M_2 = 0 & \quad (1000) \quad \lambda_0 = 0,809. \end{aligned} \quad (6)$$

Незакрепленный край $\varphi = 0$ дает девятикратное снижение критической нагрузки. Наименее жесткими являются закрепления $u = 0$ или $\gamma_2 = 0$, наиболее жесткими $v = 0$ или $w = 0$. Результаты вычислений параметра нагрузки $\lambda = \lambda(p)$, полученные в [4], приведены на рис. 2. Здесь кривая 7 соответствует еще одному варианту граничных условий

$$u = v = Q_{2*} = M_2 = 0 \quad (1100), \quad (7)$$

для которого возможна локализованная вблизи $\varphi = 0$ форма потери устойчивости, а $\lambda(0) = 1$. Для остальных шести вариантов граничных условий функции $\lambda(p)$ монотонно возрастают с ростом p , т.е. потеря устойчивости происходит при $p = \pi\mu/l$.

В связи с результатами, полученными в [4], для края $\varphi = 0$ рассматриваются шесть вариантов граничных условий, перечисленных в (6), а для края $\varphi = \varphi_0$ такие из оставшихся шестнадцати, что край $\varphi = 0$ является не менее слабым в смысле (6). При этом исследуется зависимость критической нагрузки от длины оболочки в продольном и окружном направлениях. Параметр нагружения λ получен численно для p равного от 0,1 до 1 с шагом 0,1, $S = \varphi_0/\mu$ при этом меняется от 1 до 35. Некоторые результаты расчетов приведены на рис. 3–5.

Для $\varphi_0/\mu \gg 1$ и при $p \ll 1$ значения параметра λ совпадают с λ_0 , полученными в [4] и приведен-

ными в (6) и не зависят от вида граничных условий при $\varphi = \varphi_0$, а зависимость $\lambda(p, s)$ при $\varphi_0/\mu \gg 1$ соответствует рис. 2.

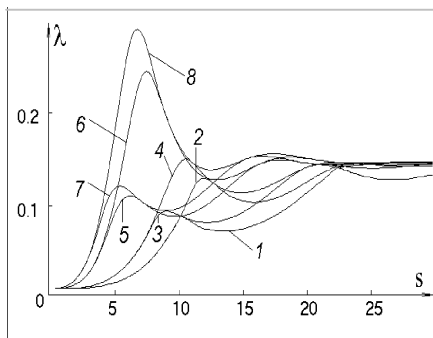


Рис. 3. Параметр нагружения λ при $p = 0,1$ для граничных условий: на краю $\varphi = 0$ — 0000; на краю $\varphi = \varphi_0$ — 1 — 0000; 2 — 0001; 3 — 0100; 4 — 0101; 5 — 1000; 6 — 1001; 7 — 1100; 8 — 1101

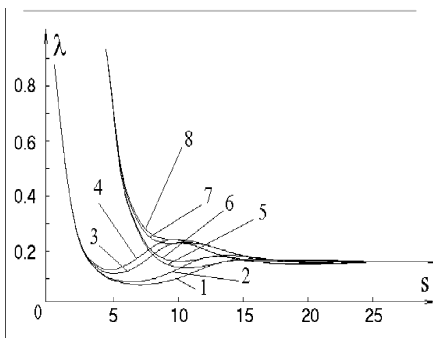


Рис. 4. Параметр нагружения λ при $p = 0,1$ для граничных условий: на краю $\varphi = 0$ — 0000; на краю $\varphi = \varphi_0$ — 1 — 0010; 2 — 0110; 3 — 1010; 4 — 1110; 5 — 0011; 6 — 0111; 7 — 1011; 8 — 1111

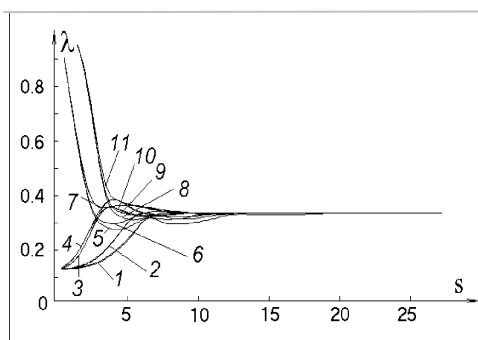


Рис. 5. Параметр нагружения λ при $p = 0,5$ для граничных условий: на краю $\varphi = 0$ — 0000; на краю $\varphi = \varphi_0$ — 1 — 0000, 0001; 2 — 0100, 0101; 3 — 1000, 1001; 4 — 1100, 1101; 5 — 0010; 6 — 0110; 7 — 1010, 1110; 8 — 0011; 9 — 0111; 10 — 1011; 11 — 1111

Назовем свойства зависимостей $\lambda(p, s)$, общие для всех 6 рассматриваемых на краю $\varphi = 0$ гранич-

ных условий (6).

1. Как и должно быть согласно минимаксному свойству собственных значений, более жестким граничным условиям соответствуют большие значения λ . Для жесткой заделки (1111) края $\varphi = \varphi_0$ с ростом s функция $\lambda(p, s)$ монотонно убывает (для других вариантов граничных условий при $\varphi = \varphi_0$ это не так).

2. Для рассматриваемых 6 вариантов граничных условий при $\varphi = 0$ и для всех граничных условий при $\varphi = \varphi_0$ функция $\lambda(p, s)$ растет вместе с p , т.е. критическая нагрузка убывает при увеличении длины панели. При этом в продольном направлении образуется одна вмятина. Это свойство не является общей закономерностью. Например, если все четыре края панели закреплены шарнирно, для удлиненной панели критической нагрузке соответствует форма с несколькими волнами в продольном направлении с образованием вмятин, близких к квадратным.

3. Большинство кривых $\lambda(p, s)$ являются гладкими функциями s (т.е. ширины панели), однако кривые $\lambda(p, s)$, соответствующие одинаковым граничным условиям при $\varphi = 0$ и при $\varphi = \varphi_0$, имеют при некоторых значениях s угловые точки. Дело в том, что для одинаковых граничных условий собственные функции краевой задачи делятся на четные и нечетные относительно середины панели $\varphi = \varphi_0/2$, причем для одних значений s меньшее (критическое) значение λ соответствует четной форме, а для других — нечетной.

4. С ростом ширины панели (параметра s) кривые $\lambda(p, s)$ неограниченно приближаются к значениям $\lambda_0(p)$, показанным на рис. 2. Скорость этого приближения зависит как от граничных условий, так и от величины p .

5. При малых значениях s и p кривые $\lambda(p, s)$, соответствующие различным граничным условиям при $\varphi = \varphi_0$, разбиваются на группы, внутри которых происходит сближение кривых при $s \rightarrow 0$. При этом

для одних групп условий функции $\lambda(p, s)$ стремятся к нулю вместе с s , а для других – неограниченно возрастают.

Рассмотрим теперь отдельно различные случаи закрепления края $\varphi = 0$.

На рис. 3 – 5 представлены кривые, соответствующие свободному краю $\varphi = 0$. Эти кривые разбиваются в зависимости от способа закрепления второго края $\varphi = \varphi_0$ на три группы. В первую группу входят граничные условия, для которых $Q_{2*} = 0$, то есть прогибы не ограничены. Это 0000, 0001, 0100, 0101, 1000, 1001, 1100, 1101. Вторая группа граничных условий – 0010, 0110, 1110, 1010, для которых $w = 0$ и $M_2 = 0$. И, наконец, группа 0011, 0111, 1011, 1111, где $w = 0$ и $\gamma_2 = 0$.

Рассмотрим граничные условия, образующие первую группу. При $s \rightarrow 0$ значения параметра нагружения для всех восьми граничных условий одинаково. Для узких панелей (при маленьких значениях s) параметр нагружения λ имеет одну и ту же величину для граничных условий 0000 и 0001, 0100 и 0101, 1000 и 1001, 1100 и 1101 на крае $\varphi = \varphi_0$ независимо от длины панели. При увеличении ширины панели кривые, соответствующие этим граничным условиям, разделяются и теперь уже близкие значения параметра нагружения λ получаются для условий 0000 и 0100, 0001 и 0101, 1000 и 1100, 1001 и 1101. И в том, и в другом случае второе граничное условие в паре имеет дополнительное закрепление. При определенной, в зависимости от длины, ширине панели влияние второго края прекращается, то есть все кривые сливаются в одну прямую и параметр нагружения становится постоянным. При увеличении длины панели $p \rightarrow 1$ начальные и конечные значения параметра нагружения постоянно растут.

Во второй группе граничных условий снижение значений параметра нагружения начинается только при $s > 1$, независимо от длины панели. При увеличении s происходит попарное сближение кривых 0010 и 0011, 0110 и 0111, 1010 и 1011, 1110 и 1111.

Поведение кривых для граничных условий 0001, 0100 и 0101 на крае $\varphi = 0$ соответствует поведению

кривых для граничных условий 0000. Однако для граничных условий 0100 и 0101 при $s \rightarrow 1$ сближение кривых, образующих первую группу, хотя и наблюдается, но значения параметра λ совпадают при этом для условий 0100, 0101, 1000, 1001 и для условий 1100, 1101, отличаясь при этом друг от друга. Причем это характерно для любых значений p . Для граничного условия 0001 на крае $\varphi = 0$ подобная картина наблюдается только при больших значениях p .

Для третьей группы граничных условий снижение параметра нагружения происходит для $p = 0,1$ при $s > 6$, для $0,1 < p < 0,4$ при $s > 4$, для $p > 0,4$ при $s > 3$.

Для условий 0010 и 1000 снижение параметра нагрузки значительно меньше, четкого разбиения на три группы граничных условий на втором краю не наблюдается и влияние второго края прекращается только при $s \geq 25$.

Выводы

Объяснение поведения кривых на рис. 3 – 5 можно получить, проведя асимптотический анализ узких и широких панелей.

Аналогичный анализ можно провести и для исследования колебаний.

Литература

1. Григолюк Э.И., Кабанов В.В. Устойчивость оболочек. – М.: Наука, 1978. – 360 с.
2. Lorenz R. Phys. Z. 1911. Bd. 12, N 7, P. 242–260.
3. Гольденвейзер А.Л. Теория тонких оболочек. – М.: Наука, 1976. – 512 с.
4. Товстик П.Е. Устойчивость тонких оболочек. – М.: Наука, Физматлит, 1995. – 320 с.
5. Ершов В.И., Ершова З.Г. Устойчивость цилиндрических панелей при различных закреплениях краев // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – Х., 2003. – Вип.5 (40). – С. 68 – 70.

Поступила в редакцию 31.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук А.Л. Михайлов, ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия.

УДК 624.072

С.С. КУРЕННОВ

*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского “ХАИ”, Украина***ДВУМЕРНАЯ МОДЕЛЬ ОДНОСРЕЗНОГО НАХЛЕСТОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ**

Предложена двумерная модель односрезного клеевого соединения деталей из ортотропных материалов. Модель базируется на гипотезах о равномерном распределении напряжений по толщине склеиваемых деталей и работе клеевой прослойки только на сдвиг. Модель учитывает взаимное влияние продольных и поперечных деформаций, которое обусловлено коэффициентами Пуассона, деформации сдвига и температурные деформации, а также прогиб соединения. Задача сведена к системе семи дифференциальных уравнений относительно прогиба и усилий в слоях.

соединение с переменными параметрами, напряженно-деформированное состояние, термомеханическое нагружение, соединительный слой

Введение

Конструкция летательного аппарата (ЛА) имеет большое число функциональных, технологических и эксплуатационных стыков и соединений. Это в значительной мере ставит надежность функционирования ЛА в зависимость от качества расчета напряженно-деформированного состояния (НДС), проектирования и реализации стыков и соединений. Внедрение в конструкции ЛА композиционных материалов (КМ), обладающих свойством селективной передачи нагрузок (что присуще тканым и однонаправленным КМ), а также низкой прочностью на смятие и межслойный сдвиг, привело к созданию широкого спектра конструктивных решений нахлесточных соединений. Для решения задач расчета и проектирования соединений необходимо иметь модель соединения, обладающую достаточной универсальностью, позволяющей охватить широкий класс типов соединений, и простотой реализации.

В качестве основных тенденций развития теории нахлесточных соединений можно выделить три направления. К первому можно отнести направление, связанное с исследованием распределения напряжений по толщине соединения. К данному направлению относится схема, разработанная и развиваемая В.Ф. Кутыиновым и его учениками [1]. Она заклю-

чается в разложении напряженного состояния на основное (балочное) и корректирующее, которое определяется с использованием условия минимума энергии деформации. Иной подход для решения данной задачи предложен Я.С. Карповым [2], и заключается в решении соответствующей плоской задачи теории упругости методом физической дискретизации, что позволяет органично учесть дискретную (например, слоистую) структуру соединяемых деталей. Вторым направлением исследования является изучение влияния изгиба на НДС соединения. К данной тематике относится разработанная А.Р. Ржаницыным теория составных балок и пластин [3]. Третье направление представляют исследования влияния на НДС поперечных деформаций деталей, обусловленных ненулевыми коэффициентами Пуассона. Однако квазидвумерная методика [2] не учитывает неравномерность напряжений по ширине соединения, напряжения сдвига в деталях и взаимное влияние продольных и поперечных деформаций.

Данные обстоятельства делают актуальным создание двумерной по ширине модели нахлесточного соединения, которая учитывала бы ортотропию соединяемых деталей, их прогиб, и была бы лишена недостатков, присущих квазидвумерной методике.

1. Постановка задачи

Рассмотрим двухслойную прямоугольную пластину $D = \{(x_1, x_2) \in [0, L_1] \times [0, L_2]\}$, первый и второй слой которой имеют толщину соответственно $\delta^{(1)}(x_1, x_2)$ и $\delta^{(2)}(x_1, x_2)$. Соединительный слой имеет толщину $\delta_c(x_1, x_2)$. Для каждой составляющей пластины будем считать справедливой гипотезу прямых нормалей. Поперечные связи между слоями будем считать абсолютно жесткими, что не приведет к заметной потере точности нигде, за исключением узких зон вдоль границ пластинки, где работа поперечных связей имеет характер краевого эффекта. К торцам слоев приложены усилия:

$$N_1^{(i)}(0, x_2); N_1^{(i)}(L_1, x_2); N_2^{(i)}(x_1, 0); N_2^{(i)}(x_1, L_2);$$

$$q^{(i)}(0, x_2); q^{(i)}(L_1, x_2); q^{(i)}(x_1, 0); q^{(i)}(x_1, L_2),$$

где $N_k^{(i)}$ – нормальные усилия в слое с номером i направлении x_k (здесь и ниже по тексту верхний индекс, взятый в скобки, означает номер слоя, а нижний – направление);

$q^{(i)}$ – касательные усилия.

Суммарные силовые граничные условия на пластинке D должны удовлетворять интегральным условиям равновесия [4].

2. Построение решения

В клеевом шве выделим разделяющую плоскость, по обе стороны которой различаются продольные перемещения соединяемых слоев. Продольные перемещения каждого слоя будем экстраполировать за пределы фактической толщины вплоть до разделяющей плоскости. Абсолютная жесткость поперечных связей приводит к тому, что все слои имеют один и тот же прогиб $w(x_1, x_2)$. Разности продольных перемещений имеют вид

$$\Delta u_i = c_i \frac{\partial w}{\partial x_i} + u_i^{(2)} - u_i^{(1)}, \quad (1)$$

где $i = 1, 2$ и обозначает направление;

c_i – расстояние между нейтральными осями со-

единяемых слоев в соответствующих направлениях;

$u_i^{(j)}$ – перемещения.

Дифференцированием (1) получаем:

$$\frac{\partial(\Delta u_i)}{\partial x_i} = c_i \frac{\partial^2 w}{\partial x_i^2} + \varepsilon_i^{(2)} - \varepsilon_i^{(1)};$$

$$\sum_{i=1}^2 \frac{\partial(\Delta u_i)}{\partial x_{3-i}} = (c_1 + c_2) \frac{\partial^2 w}{\partial x_1 \partial x_2} + \gamma_{12}^{(2)} - \gamma_{12}^{(1)}, \quad (2)$$

где $\varepsilon_1^{(j)}$ и $\varepsilon_2^{(j)}$ – удлинения нейтральной плоскости;

$\gamma_{12}^{(j)}$ – сдвиг нейтральной плоскости.

Примем, что между разностями смещений и касательными напряжениями в соединительном слое существует линейная зависимость $\tau_i = \xi \Delta u_i$, где ξ – коэффициент жесткости связей сдвига. В случае клеевого соединения определяемый, например, как $\xi = G_c \delta_c^{-1}$, где в свою очередь G_c и δ_c – модуль сдвига и толщина клеевой прослойки. Формулы для расчета жесткости соединительного слоя в клееме-ханическом соединении приведены в работе [2].

Уравнения физического закона для j -го слоя имеют вид:

$$\varepsilon_i^{(j)} = P_i^{(j)} N_i^{(j)} - \mu_i^{(j)} P_{3-i}^{(j)} N_{3-i}^{(j)} + \alpha_i^{(j)} T^{(j)}; \quad (3)$$

$$\gamma_{12}^{(j)} = P_{12}^{(j)} q^{(j)},$$

где $P_i^{(j)}$ – податливости слоев, $P_i^{(j)} = [\delta^{(j)} E_i^{(j)}]^{-1}$ и

$P_{12}^{(j)} = [\delta^{(j)} G_{12}^{(j)}]^{-1}$, где $E_i^{(j)}$ и $G_{12}^{(j)}$ модули упругости на растяжение и на сдвиг;

$\alpha_i^{(j)}$ – коэффициенты линейного температурного расширения в соответствующих направлениях;

$T^{(j)}$ – разница между температурой изготовления и эксплуатации;

$\mu_m^{(j)}$ – коэффициенты Пуассона ($\mu_1^{(i)} = \mu_{12}^{(i)}$, $\mu_2^{(i)} = \mu_{21}^{(i)}$).

Подставляя зависимости (3) и уравнения физического закона для клея в уравнения (2), получаем

$$\frac{1}{\xi} \frac{\partial \tau_i}{\partial x_i} = c_k \frac{\partial^2 w}{\partial x_i^2} + \sum_{j=1}^2 (-1)^j \left[P_i^{(j)} N_i^{(j)} - \mu_i^{(j)} P_{3-i}^{(j)} N_{3-i}^{(j)} - \alpha_i^{(j)} T^{(j)} \right]; \quad (4)$$

$$\frac{1}{\xi} \sum_{i=1}^2 \frac{\tau_i}{x_{3-i}} = (c_1 + c_2) \frac{\partial^2 w}{\partial x_1 \partial x_2} + P_{12}^{(2)} q^{(2)} - P_{12}^{(1)} q^{(1)}.$$

Уравнения равновесия дифференциального элемента первого и второго слоев имеют вид

$$\begin{cases} \tau_i + \frac{\partial N_i^{(1)}}{\partial x_i} + \frac{\partial q^{(1)}}{\partial x_{3-i}} = 0; \\ \tau_i - \frac{\partial N_i^{(2)}}{\partial x_i} - \frac{\partial q^{(2)}}{\partial x_{3-i}} = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Уравнения равновесия дифференциального элемента пластинки D имеют вид

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (N_i^{(1)} + N_i^{(2)}) + \frac{\partial}{\partial x_{3-i}} (q^{(1)} + q^{(2)}) = 0. \quad (6)$$

Дифференцируя уравнения системы (5) и используя соотношения (4), можно получить

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 N_1^{(1)}}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 q^{(1)}}{\partial x_1 \partial x_2} + c_1 \xi \frac{\partial^2 w}{\partial x_1^2} + a_{11} N_1^{(1)} + a_{12} N_2^{(1)} + a_{13} N_1^{(2)} + a_{14} N_2^{(2)} = b_1; \\ \frac{\partial^2 N_2^{(1)}}{\partial x_2^2} + \frac{\partial^2 q^{(1)}}{\partial x_1 \partial x_2} + c_2 \xi \frac{\partial^2 w}{\partial x_2^2} + a_{21} N_1^{(1)} + a_{22} N_2^{(1)} + a_{23} N_1^{(2)} + a_{24} N_2^{(2)} = b_2, \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \text{где } a_{11} &= -\xi P_1^{(1)}; & a_{12} &= \xi \mu_1^{(1)} P_2^{(1)}; & a_{13} &= \xi P_1^{(2)}; \\ a_{14} &= -\xi \mu_1^{(2)} P_2^{(2)}; & a_{21} &= \xi \mu_2^{(1)} P_1^{(1)}; & a_{22} &= -\xi P_2^{(1)}; \\ a_{23} &= -\xi \mu_2^{(2)} P_1^{(2)}; & a_{24} &= \xi P_2^{(2)}; \\ b_i &= \xi (\alpha_i^{(2)} T^{(2)} - \alpha_i^{(1)} T^{(1)}). \end{aligned}$$

Дифференцируя первые уравнения систем (5) по x_2 , а вторые по x_1 и используя соотношения Коши, получаем

$$\begin{aligned} \Delta q^{(j)} + (-1)^j \xi [P_{12}^{(2)} q^{(2)} - P_{12}^{(1)} q^{(1)}] + \\ + \frac{\partial^2}{\partial x_1 \partial x_2} [N_1^{(j)} + N_2^{(j)}] = 0, \end{aligned} \quad (8)$$

где под символом Δ подразумевается оператор Лапласа.

Записав уравнения равновесия для изгибающих и крутящих моментов (подробнее см. [3]), выразив затем моменты через прогибы и применив соотношения (5), исключив тем самым производные от касательных напряжений в клее, получим

$$\begin{aligned} D_1 \frac{\partial^4 w}{\partial x_1^4} + 2D_3 \frac{\partial^4 w}{\partial x_1^2 \partial x_2^2} + D_2 \frac{\partial^4 w}{\partial x_2^4} = \\ = p - \sum_{k=1}^2 c_k \left(\frac{\partial^2 N_k^{(1)}}{\partial x_k^2} + \frac{\partial^2 q^{(1)}}{\partial x_1 \partial x_2} \right), \end{aligned} \quad (9)$$

где D_i – жесткости составной пластинки, лишенной связей сдвига (приведенные в работе [5]);

p – поперечная нагрузка.

Таким образом, уравнения (6) – (8), (9) образуют систему семи дифференциальных уравнений относительно семи неизвестных – нормальных и касательных усилий в слоях и прогиба пластинки.

Необходимо заметить, что для ряда конструкций влияние прогиба на НДС соединения мало. Это дает возможность принять $w = 0$. Вследствие этого из системы уходит уравнение (9), а в уравнениях (7) производные от прогиба становятся равными нулю.

3. Пример расчета

Интерес представляет сравнение НДС соединения, полученного при помощи предложенной методики с результатами расчетов по квазидвумерной методике [2].

В качестве тестового примера было определены напряжения в квадратной пластинке ($L_1 = L_2 = 0,1$ м), состоящей из алюминиевого и композитного слоев. Ввиду малых размеров пластинки влияние прогиба незначительно ($w = 0$). Механические характеристики металлического слоя:

$$E_1 = E_2 = 70 \text{ ГПа}; \quad G_{12} = 27 \text{ ГПа}; \quad \mu_{12} = 0,3.$$

Второй слой изготовлен из борэпоксидного КМ ($E_1 = 250$ ГПа; $E_2 = 4,5$ ГПа; $G_{12} = 9,8$ ГПа; $\mu_{12} = 0,28$), имеющего углы армирования $\varphi = \pm 45^\circ$.

Толщины $\delta^{(1)} = \delta^{(2)} = 2 \cdot 10^{-3}$ м.

Механические характеристики пакета определяются по зависимостям [5]. Рассматривалось одноосное растяжение: $N_1^{(1)}(0, x_2) = N_1^{(2)}(L_1, x_2) = 10 \text{ КН} \cdot \text{м}^{-1}$, остальные усилия на границах равны нулю. Разрешающая система из шести дифференциальных уравнений решалась методом конечных разностей повышенной точности. Напряжения в клее определялись при помощи зависимости (5).

Вычисления показывают, что квазидвумерная методика не в полной мере выявляет краевые эффекты в углах соединения.

На рис. 1 показаны графики отношений полных напряжений в клеевой прослойке ($\tau(\bar{x}_2)$) на торцах соединения ($x_1 = 0$ и $x_1 = L_1$) к напряжениям, вычисляемые по одномерной методике (τ_0), где $\bar{x}_2 = x_2 \cdot L_2^{-1}$.

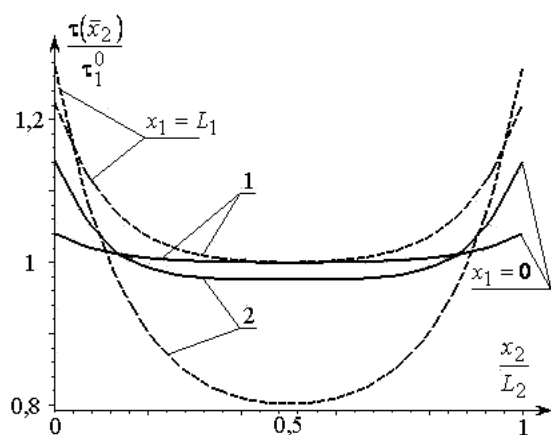


Рис. 1. Относительные напряжения
1 — расчет по квазидвумерной методике;
2 — расчет по двумерной методике

В окрестности углов пластинки существенный вклад в напряжения в клее вносят производные от сдвиговых усилий в слоях, которые не учитываются квазидвумерной методикой. Сами же касательные усилия в данном случае незначительны и достигают лишь величины $150 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$.

Заключение

Представленная двумерная методика определения НДС соединения приводит к необходимости численного решения системы дифференциальных уравнений в частных производных.

Дальнейшее развитие модели может быть направлено на учет неравномерности напряжений по толщине слоев; учет податливости на растяжение поперечных связей в соединительном слое; обобщение на большее число слоев и др.

Кроме того, большой интерес представляет применение данной модели для неразрушающего контроля соединений и двухслойных пластин.

Литература

1. Кутыинов В.Ф. Расчет клеенных комбинированных конструкций из композиционных материалов // Проектирование, расчет и испытание конструкций из композиционных материалов. — ЦАГИ. — 1982. — Вып. 9. — С. 33 — 47.
2. Карпов Я.С., Кривенда С.П., Рябков В.И. Проектирование и конструирование соединений деталей из композиционных материалов. — Х.: ХАИ, 1997. — 200 с.
3. Ржаницын А.Р. Составные стержни и пластины. — М.: Стройиздат, 1986. — 316 с.
4. Вигак В.М, Токовий Ю.В. Необхідні умови для зовнішніх зусиль існування розв'язку плоскої задачі пружності в прямокутній області // Доповіді НАНУ. — 2001. - № 2. — С. 48 — 55.
5. Композиционные материалы: Справочник / В.В. Васильев, В.Д. Протасов, В.В. Болотин др.; Под общ. ред. В.В. Васильева, Ю.М. Тарнопольского. — М.: Машиностроение, 1990. — 512 с.

Поступила в редакцию 16.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Я.С. Карпов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.

УДК 629.78

И.Н. ГОРОШКОВ¹, В.А. ОБУХОВ², Г.А. ПОПОВ²¹НПО им. С.А. Лавочкина, Химки, Россия; ²НИИ ПМЭ, Москва, Россия

ПРИМЕНЕНИЕ СОЛНЕЧНОЙ ЭЛЕКТРОРАКЕТНОЙ ДВИГАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ В ПРОЕКТЕ «ФОБОС-ГРУНТ»

К числу приоритетных проектов Федеральной космической программы России следующего пятилетия по исследованию дальнего космоса относится экспедиция по доставке образцов грунта Фобоса – спутника Марса – на Землю (проект «Фобос-Грунт»). Разные стадии разработки проекта (от НИР до рабочего проектирования) охватывают период с 1998 г. по настоящее время. Доставка космического аппарата (КА) с орбиты Земли на орбиту Марса будет осуществлена с использованием трехступенчатой системы, включающей: жидкостный ракетный двигатель (ЖРД) выведения для формирования начального участка отлетной траектории, солнечной электроракетной двигательной установки (СЭРДУ) на гелиоцентрическом участке полета и ЖРД торможения в грависфере Марса. Продолжительность всей экспедиции около 3 лет из них полет к Фобосу составит около 550 суток, а обратный путь займет примерно год. Приведена схема экспедиции, данные баллистических расчетов и конструктивные схемы КА.

исследование планет Солнечной системы, Фобос, доставка образцов почвы, электрические ракетные двигатели

Введение

С начала 1960 годов в СССР осуществлялись исследования планет, Луны, малых тел Солнечной системы с использованием автоматических КА. Были получены выдающиеся научные результаты, созданы специализированные КА и их системы. В конце 80-х и начале 90-х годов из-за экономических трудностей в России проявилась тенденция уменьшения необходимого финансирования фундаментальных космических исследований. Особенно тяжелое положение сложилось в середине и конце 90-х годов. Оно усугубилось катастрофой с КА «Марс-96». В Российской академии наук, ее институтах с участием научных организаций вузов и промышленности в течение 1997–98 г.г. вырабатывались направления исследований и принципы реализации, которые могут быть положены в основу современной программы планетных исследований страны. При этом развивается идея создания в ближайшие годы КА нового поколения, необходимых для фундаментальных космических исследований в начале 21 века. Концепция КА нового поколения основыва-

ется на использовании новых осваиваемых в настоящее время технологий, предназначенных для решения качественно новых научных задач. Этот подход планируется реализовать в проекте «Фобос-Грунт» [1]. Главная задача проекта – доставка образцов грунта Фобоса – естественного спутника Марса, который, с большой степенью вероятности, содержит реликтовый материал. В проекте также предусмотрены научные исследования на поверхности и в окрестности Фобоса, дистанционное исследование Марса.

1. Сценарий экспедиции и стратегия оптимизации

В основе стратегии реализации программы положен принцип: «легче, быстрее, дешевле». Для этого разработка КА нового поколения должна базироваться на следующих положениях, соответствующих данному принципу:

1. Выведение КА на промежуточную орбиту ИСЗ осуществляется РН среднего класса типа «Союз-2» (в предыдущих проектах применялась тяжелая ракета-носитель (РН) «Протон»).

2. Для доставки КА с орбиты Земли на орбиту Марса используется трехступенчатая ракетная система, включающая: ЖРД большой тяги (20 кН) для формирования начального участка отлетной траектории, СЭРДУ на гелиоцентрическом участке полета и ЖРД относительно малой тяги (500 Н) для торможения в грависфере Марса. Сценарий экспедиции схематично изображен на рис. 1 и включает в себя следующие этапы:

Выведение на отлетную от Земли траекторию.

Перелет Земля–Марс с использованием электро-ракетной двигательной установки (ЭРДУ);

Полет в сфере действия Марса, сближение с Фобосом и посадка на него, взятие проб грунта, старт с Фобоса и полет взлетной ракеты по околomarсианской орбите ожидания.

Старт с орбиты ожидания, перелет Марс–Земля, вход в атмосферу Земли и посадка.

Поиск и эвакуация спускаемого аппарата с образцами грунта Фобоса.

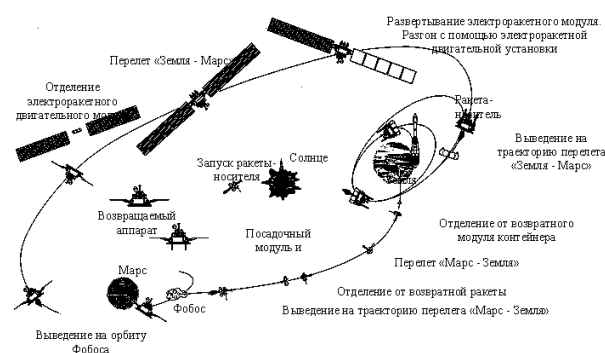


Рис. 1. Сценарий экспедиции

Этапы экспедиции подробно рассмотрены в [2, 3]. В данной статье проводится анализ оптимального решения транспортировки КА с орбиты Земли на орбиту Марса с использованием трехступенчатой ракетной системы. РН выводит КА на незамкнутую траекторию с апогеем 200 км. В апогее производят первое включение ЖРД 1-ой ступени, что обеспечивает вывод КА на промежуточную эллиптическую орбиту с величинами апогея и перигея $r_a = 46370$ км и $r_{\pi} = 6840$ км, соответственно. Вторым включением

ЖРД обеспечивают выход КА из грависферы Земли с некоторой величиной гиперболического избытка скорости (ГИС) V_0 . Величина и направление V_0 подлежат выбору при расчете оптимальной траектории на гелиоцентрическом участке перелета, осуществляемого с помощью СЭРДУ. С изменением расстояния КА от Солнца электрическая мощность СЭУ изменяется по закону: $N = N_0/r^{1,7}$, где r – расстояние КА от Солнца в астрономических единицах (а.е.). Следует учесть также снижение мощности солнечных батарей в результате радиационного и иного воздействия на ФЭП ($\approx 5\%$ в год). Из баллистических расчетов вытекают исходные требования к ЭРДУ: необходимость создания тяги в начале траектории отлета к Марсу 30 – 33 г при располагаемой мощности 6,5 кВт и удельном импульсе 2100 с. Такие параметры может обеспечить ЭРДУ на базе стационарных плазменных двигателей СПД-140 разработки ОКБ «Факел». СЭРДУ обеспечивает перелет от грависферы Земли до грависферы Марса с некоторой величиной ГИС V_k , которая также как и V_0 , определяется в оптимизационных расчетах с учетом затрат массы рабочего тела на торможение КА, осуществляемой ЖРД третьей ступени. При входе КА в грависферу Марса производится отделение СЭРДУ. Сближение с Фобосом и посадку на его поверхность производят с помощью ЖРД третьей ступени, который является и маршевым двигателем взлетной ракеты. Операция сближения и посадки производится аналогично операции стыковки аппарата с телом, лишенным гравитации. При этом используется семейство корректирующих гидразиновых двигателей малой тяги. Результаты оптимизации задачи транспортировки КА на эпоху старта 2009 г. приведены в табл. 1.

Полет к Марсу может продолжаться 400 – 450 суток, суммарный импульс тяги СЭРДУ должен быть 5,6 – 6,7 МН·с, для этого необходимо затратить 300 – 350 кг ксенона. Масса аппарата, доставляемого к орбите Марса, может составлять около 1100 кг.

Важно, что, как показали расчеты, при использовании СЭРДУ масса КА слабо зависит от эпохи старта (в период 2009 – 2017 г.г.). В зависимости от даты

старта прирост массы КА, доставляемого на орбиту Марса при использовании СЭРДУ по сравнению с вариантом без СЭРДУ составляет от 150 до 250 кг.

Таблица 1

Основные проектно-баллистические характеристики траекторий полета КА к Марсу на орбиту наблюдения с перигеем $H_p = 900$ км и апогеем $H_a = 79613$ км

№	T , сут	T_{cm}	V_{∞} , км/с	M_0 , кг	T_a , сут	M_{m2} , кг	M_k , кг	$[Pdt]$, кН*с	$M_{сф\ M}$, кг	$V_{\infty\ M}$, км/с	V_x , км/с	M_{m3} , кг	M_{orb} , кг	T_n
	1-я ступень – ЖРД тяга 20 кН, удельная тяга 330 с				2-я ступень – СЭРДУ мощность СБ 7,5 кВт; мощность ЭРД 5,87 кВт				3-я ступень – ЖРД тяга 500 Н, удельная тяга 310 с					
1	400	15.09.2009	1,839	2209	276,7	294	1915	5629	1620	1,136	0,273	139	1481	20.10.2010
2	430	5.09.2009	1,641	2236	313,0	336	1900	6462	1605	0,939	0,229	116	1489	9.11.2010
3	440	2.09.2009	1,588	2243	323,8	348	1895	6707	1600	0,878	0,217	110	1490	16.11.2010

Примечание: T – время перелета; T_{cm} – дата старта КА с промежуточной орбиты ИСЗ; V_{∞} – величина гиперболического избытка скорости на грависфере Земли; M_0 – масса КА на выходе из грависферы Земли; T_a – суммарное время работы ЭРД на гелиоцентрическом участке полета; M_{m2} – масса ксенона, израсходованного на гелиоцентрическом участке полета; M_k – масса КА в конце гелиоцентрического участка полета; $[Pdt]$ – импульс тяги ЭРДУ на гелиоцентрическом участке; $M_{сф\ M}$ – масса КА на входе в грависферу Марса после отделения второй ступени $V_{\infty\ M}$ – гиперболический избыток скорости входа КА в грависферу Марса; V_x – затраты характеристической скорости при торможении для выхода на эллиптическую орбиту; M_{m3} – масса топлива, расходуемая при торможении; M_{orb} – масса КА на орбите; T_n – дата прилета на грависферу Марса.

2. Проектный облик КА и СЭРДУ

На рис. 2 показан внешний вид КА Фобос-Грунт разработки НПО им. С.А. Лавочкина на момент его выведения на отлетную траекторию, а на рис. 3 – на участке гелиоцентрического полета. В основе ЭРДУ (рис. 4) используются три двигателя СПД-140 (рис. 5). В полете располагаемая электрическая мощность меняется в диапазоне 6,5 – 2,8 кВт по мере удаления от Солнца и, соответственно, меняется тяга. При постоянном рабочем напряжении разряда 400 В тяга двигателя меняется по времени полета от 330 до 140 мН. Программа изменения характеристик СЭРДУ приведена на рис. 6. По мере полета сначала должен быть выработан ресурс первого двигателя, соответствующий расчетному значению импульса тяги 4,5 МН·с., затем второй двигатель должен выработать оставшиеся 3,5 МН·с. Третий двигатель находится в холодном резерве и должен включаться при отказе любого из двух предыдущих.

Основными по трудоемкости задачами исследования и отработки СЭРДУ для использования в ЭРДУ «Фобос-Грунт» будут подтверждение ресурса двигателя СПД-140 во всем диапазоне изменения мощности, а также изучение специальных характе-

ристических, таких, например, как свойства истекающей плазменной струи, важных с точки зрения взаимодействия ЭРДУ с системами КА [4].

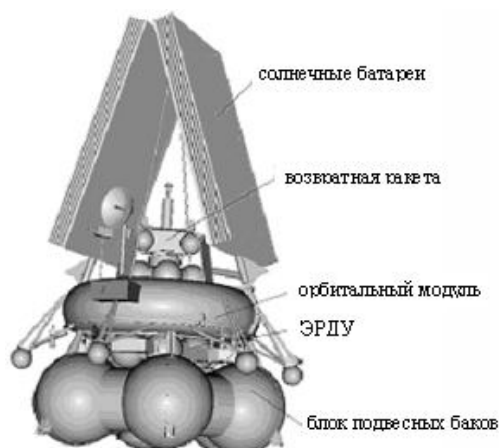


Рис. 2. КА Фобос-Грунт на момент выведения на отлетную траекторию

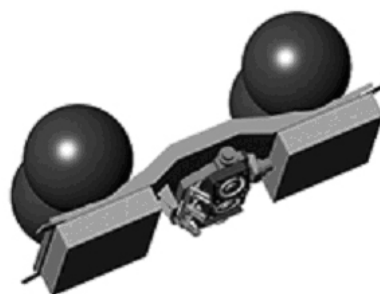


Рис. 3. Модуль ЭРД с тремя двигателями СПД-140

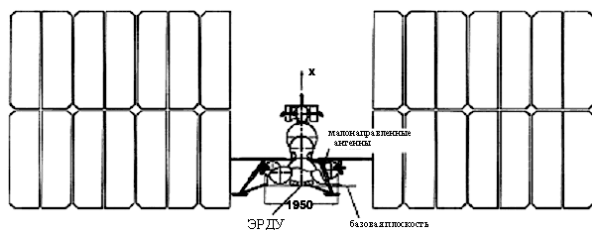


Рис. 4. КА «Фобос-Грунт» на этапе гелиоцентрического полета

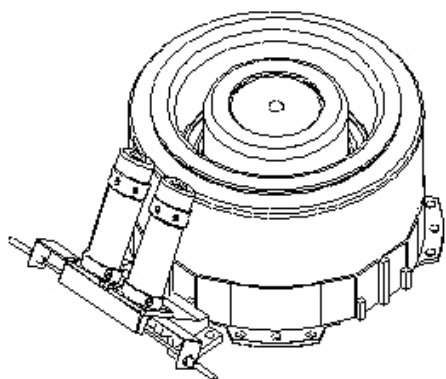


Рис. 5. Двигатель СПД-140

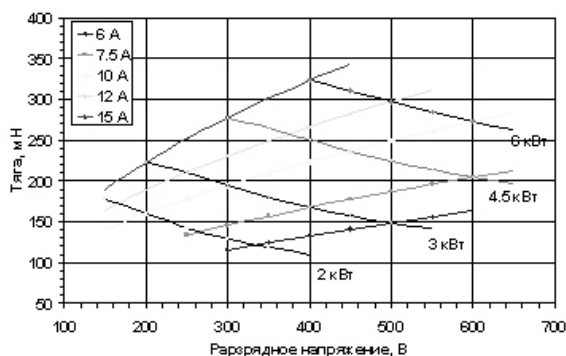


Рис. 6. Зависимость тяги СПД-140 от разрядного напряжения

Заключение

1. Разработана стратегия экспедиции по доставке на Землю образцов грунта Фобоса, позволяющая использовать ракету-носитель среднего класса типа «Союз», дооснащенную трехступенчатой комбинированной ракетной системой, включающей СЭРДУ.

2. Рассмотрена перспективная для практики планетарных исследований баллистическая задача полета к Марсу с помощью СЭРДУ с переменной по времени полета тягой.

3. Разработан проектный облик СЭРДУ, которая может служить базовым вариантом для осуществления проектов исследования дальнего космоса и астрофизических наблюдений.

4. Отработаны режимные параметры базового двигателя СПД-140, в диапазоне потребляемой мощности 2,5 – 6 кВт, перекрывающем диапазон изменения электрической мощности, вырабатываемой солнечной энергоустановкой на участке гелиоцентрического этапа полета.

Литература

1. Планетная программа России и проект «Фобос-Грунт» / Э.А. Аким, Э.М. Галеев, Р.С. Кремнев, С.Д. Куликов, В.А. Обухов, Г.А. Попов, Т.М. Энеев. // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Естественные науки. – 2001. – Спецвыпуск. – С. 13 – 19.
2. Obukhov V.A., Popov G.A., Kim V., Konstantinov M.S., Fedotov G.G. Propulsion for the Phobos-Soil Mission // Paper IAF-0-S.4.05. – 2000.-Rio-de-Janeiro, Brasilia. – 11 p.
3. Попов Г.А., Обухов В.А., Константинов М.С., Федотов Г.Г., Мурашко В.М. Применение электро-ракетной двигательной установки в проекте «Фобос-Грунт» // Фундаментальные и прикладные проблемы космонавтики. – 2001. – № 2. – С. 26 – 31.
4. Popov G.A., Obukhov V.A., Kulikov S.D., Goroshkov I.N., Uspensky G.R. State of the Art for Phobos Return Mission // Paper IAC-03-Q.3.a.05 – 2003. – Bremen, Germany.
5. Nadiradze A.B., Obukhov V.A., Popov G.A. Calculation for the EP Plasma Plume Interaction With the Structural Components of the «Phobos-Soil» Automatic Spacecraft // Paper IAC-04-IAF-S.4.06 – 2004. – Vancouver, Canada.

Поступила в редакцию 23.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Г.Г. Федотов, Московский авиационный институт, Москва.

УДК 629.78.03 : 621.4

С.Л. ФИНОГЕНОВ, О.И. КУДРИН, А.И. КОЛОМЕНЦЕВ*Московский авиационный институт (государственный технический университет),
Москва, Россия*

О НЕКОТОРЫХ СРЕДСТВАХ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СОЛНЕЧНОГО ТЕПЛООВОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ В ЗАДАЧАХ МЕЖОРБИТАЛЬНОЙ ТРАНСПОРТИРОВКИ

Рассматриваются вопросы повышения энергомассовой эффективности и упрощения условий функционирования солнечного теплового ракетного двигателя (СТРкД) с высокотемпературным источником тепла, включающим жесткий или формируемый в полете зеркальный концентратор и приемник солнечного излучения неравнотемпературного типа. Определены целесообразные параметры системы концентратор-приемник и предложены некоторые средства упрощения задачи ее ориентации на Солнце. Приводятся предварительные результаты сравнительного анализа эффективности использования СТРкД и традиционных тепловых ракетных двигателей как средства межорбитальной транспортировки.

солнечный тепловой ракетный двигатель, система концентратор-приемник, неравнотемпературный приемник, ступенчатый нагрев водорода, полетная эффективность, слежение за Солнцем

Введение

Создание солнечного теплового ракетного двигателя (СТРкД) с прямым нагревом водорода в системе концентратор-приемник (КП) зависит от решения ряда научно-технических проблем, главными из которых являются создание эффективного солнечного высокотемпературного источника тепла и обеспечение достаточно точной и продолжительной ориентации системы КП на Солнце на активных участках многовитковой траектории в условиях возмущений от работающего двигателя в сочетании с одновременной пространственной ориентацией вектора тяги. Эти и другие проблемы необходимо рассматривать с учетом задач полета, факторов внешней среды и высокого уровня интеграции СТРкД с космическим аппаратом (КА).

Среди путей решения рассматриваемых проблем можно выделить, в частности, такие, как использование приемника неравнотемпературного типа, снижение требуемых размеров системы КП при дожигании нагретого водорода, тепловое аккумуля-

рование солнечной энергии на пассивных участках траектории, а также использование приемника со свойствами спектрально-селективного лучепоглощения (например, [1 – 4, 8]). Некоторые из них требуют дополнительного изучения. Так, использование селективного приемника требует решения специальных вопросов, связанных с созданием спектрально-селективных лучепоглощающих покрытий, способных длительное время сохранять свои свойства при высоких рабочих температурах. Поэтому представление результатов, касающихся повышения полетной эффективности СТРкД с таким приемником, пока еще преждевременно.

СТРкД с неравнотемпературной системой концентратор-приемник

Перспективным путем повышения эффективности СТРкД является использование приемника неравнотемпературного типа с энергетически выгодной схемой организации нагрева теплоносителя, когда текущая температура нагрева газа соответст-

вует экспоненциальному закону распределения плотности падающего излучения по поверхности приемника. Потери на собственное тепловое излучение такого приемника уменьшаются по сравнению с обыкновенно рассматриваемым равнотемпературным приемником, в том числе приемником полостного типа в виде абсолютно черного тела. Нагрев газа до более высоких температур в неравнотемпературном приемнике позволяет обеспечить увеличенные значения удельного импульса СТРКД. Повышенная энергетическая эффективность неравнотемпературной системы КП позволяет снизить требуемую точность солнечного концентратора как одного из наиболее критичных элементов СТРКД. При этом, как показано ниже, снижается его удельная масса и облегчаются условия ориентации системы КП на Солнце.

Распределение интенсивности концентрированного солнечного излучения вдоль относительного радиуса приемника в зависимости от точности параболического концентратора представлено на рис. 1.

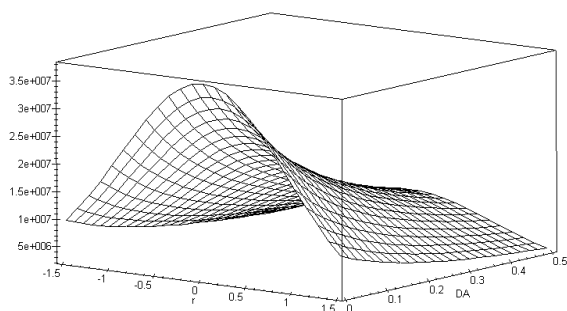


Рис. 1. Распределение плотности лучистого потока в фокальном световом пятне

Точность выполнения зеркальной поверхности концентратора здесь определяется параметром $\Delta\alpha$ [1, 2]. Диаметр приемника может быть принят равным размеру светового пятна в фокальной плоскости. Реальные размеры фокального светового пятна достаточно обеспечивают конструктивную реализацию подобного приемника. Наиболее простой приемник неравнотемпературного типа может иметь

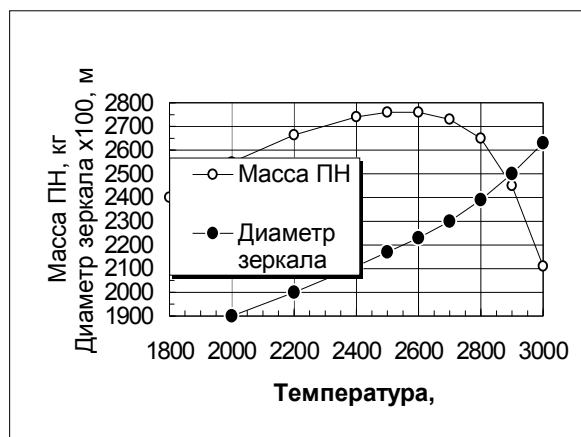
две ступени нагрева, размеры и соотношение температур которых определяются балансом энергии для каждой ступени.

СТРКД как средство межорбитальной транспортировки

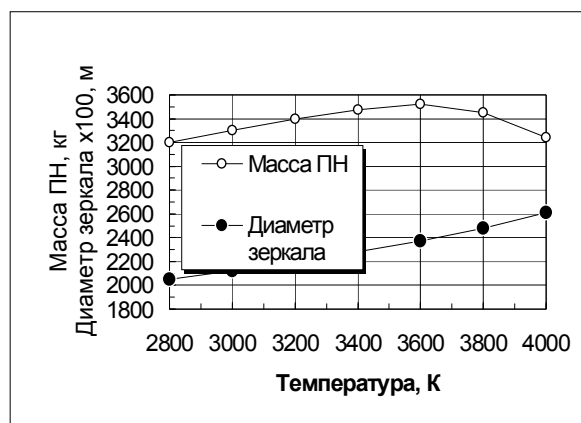
Будем рассматривать задачу выведения полезной нагрузки (ПН) на геостационарную орбиту (ГСО) при помощи разгонного блока с СТРКД. Время межорбитального перелета примем равным 60 суткам. Стартовую массу космической ступени на исходной низкой экваториальной орбите примем равной 8500 кг, что соответствует использованию РН "Союз-2" при запуске с космодрома Куру. Зависимости массы ПН от температуры нагрева газа в приемнике равнотемпературного и неравнотемпературного (ступенчатого) типа при использовании формируемого на орбите пленочного зеркала представлены на рис. 2, а, б. Видно, что слева от экстремума масса ПН меняется слабо, в отличие от диаметра концентратора, зависимость которого от рабочей температуры приемника в данной области близка к линейной с большим коэффициентом наклона. Поэтому может оказаться целесообразным некоторое отклонение рабочей температуры приемника от оптимальной в сторону ее понижения для того, чтобы за счет допустимого снижения массы ПН уменьшить требуемый размер зеркала. Следует отметить, что справа от экстремума масса ПН быстро уменьшается, а требуемый размер и масса зеркала нелинейно растут вследствие падения КПД системы КП. Для неравнотемпературного приемника это различие в изменении массы ПН и размера зеркала при отклонении температуры нагрева от оптимальной проявляется в меньшей степени и при более высоких температурах.

Высокая рабочая температура приемника неравнотемпературного типа не должна смущать разработчиков по следующим причинам. Во-первых, температуру такого порядка вполне выдерживают

специальные материалы, в частности, на основе графита и карбидов некоторых металлов [9]. Во-вторых, поскольку зависимости массы ПН от температуры являются достаточно пологими слева от максимума, то в ряде случаев целесообразно снижение рабочей температуры, продиктованное материаловедческими и/или технологическими требованиями, не приводящее еще к существенному уменьшению массы ПН. Это позволяет дополнительно снизить требуемую точность концентратора и упростить условия его ориентации на Солнце.



а



б

Рис. 2. Зависимость массы ПН и диаметра концентратора от температуры нагрева водорода в: а — обыкновенном (равнотемпературном) приемнике; б — двухступенчатом приемнике

Аналогично могут быть представлены и зависимости массы ПН от оптических характеристик концентратора. Для сокращения размерности оператора модели целесообразно использование концентрации солнечного излучения как комплексного

показателя, объединяющего оптические характеристики зеркала и видимый угловой размер солнечного диска (это справедливо только для маневров с незначительным изменением расстояния до Солнца). Для оценки оптимальной концентрации, соответствующей наибольшей массе ПН в рассматриваемой полетной задаче, в зависимости от температуры приемника, можно воспользоваться графиками на рис. 3, из которых следует, что наибольшая концентрация требуется для СТКД с равнотемпературным приемником и жестким (в частности, металлическим) зеркалом. При использовании же пленочного зеркала требуемая концентрация несколько снижается. Наименьшая требуемая концентрация соответствует СТКД с пленочным зеркалом и ступенчатым приемником. Такие значения концентрации могут быть достигнуты при выполнении зеркала, например, псевдо-сферической поверхности, легко формируемой в космосе. В этом случае необходимо учитывать особенности облученности приемника в фокальной области зеркала непараболической формы, что отражается на конструктивных решениях лучепоглощающих поверхностей.

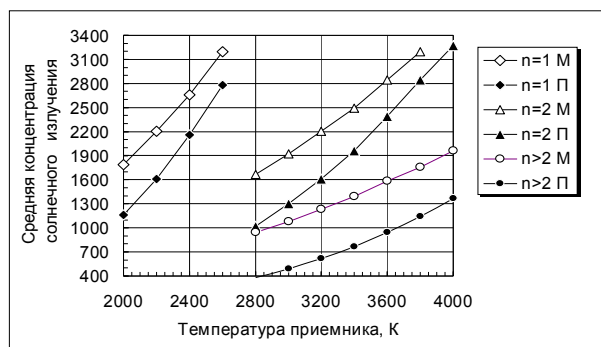


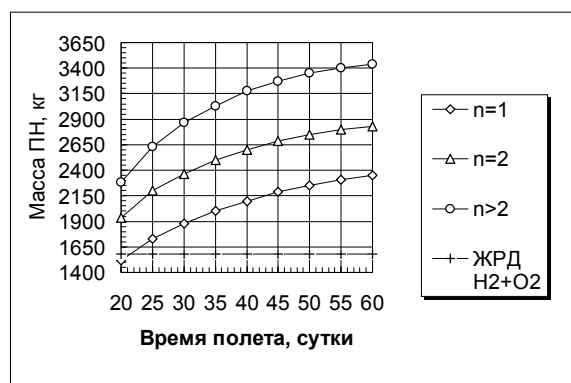
Рис. 3. Концентрация солнечного излучения как функция температуры одноступенчатого ($n = 1$), двухступенчатого ($n = 2$) и предельно-неравнотемпературного ($n > 2$) приемника для металлического (М) и пленочного (П) концентратора

Выбор показателей СТКД

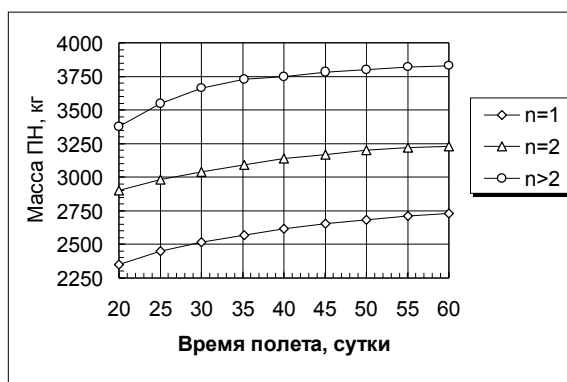
Целесообразная продолжительность выведения по многovitковой траектории с пассивными участками, реализуемой СТКД как двигателем ограниченной тяги, составляет от 30 до 60 суток. Это спра-

ведливо и в случае СТРКД с неравнотемпературной системой КП. Меньшее время приводит к существенному снижению массы полезной нагрузки, поскольку сопровождается опережающим ростом влияния размера концентратора на массу системы КП по сравнению со снижением требуемой точности и удельной массы зеркала. Увеличение же времени выведения свыше двух месяцев сопровождается заметным снижением темпов роста массы ПН.

При выборе продолжительности перелета следует учитывать большой объем научно-исследовательских и проектно-конструкторских работ, необходимых для создания разгонного блока с длительным хранением криогенных компонентов. Примеры зависимости полезной массы от продолжительности выполнения рассматриваемой полетной задачи показаны на рис. 4, а, б.



а



б

Рис. 4. Зависимость массы ПН от времени выведения при использовании СТРКД с:
а – металлическим концентратором;
б – концентратором пленочного типа

Основные показатели использования СТРКД в случае двухступенчатого приемника и жесткого

концентратора и допустимые условия его динамической ориентации на Солнце применительно к рассматриваемой задаче с различной продолжительностью выведения представлены в табл. 1, из которой следует, что при уменьшении времени выведения не только снижается масса ПН и увеличивается размер концентратора, но и несколько упрощаются условия ориентации системы КП на Солнце из-за уменьшения требуемой точности зеркала.

При общей оценке показателей качества СТРКД с неравнотемпературной системой КП наряду с ее потенциально высокой энергомассовой эффективностью следует учитывать, что условия ее ориентации на Солнце гораздо более критичны по сравнению, например, с солнечными батареями, могущими служить источником мощности солнечной энергодвигательной установки [5, 6]. Это обстоятельство должно быть учтено при оценке полетной эффективности и формировании критерия предпочтения для выбора целесообразной альтернативы выполнения полетной задачи.

Допустимый угол отклонения системы КП от прицельного направления на Солнце определяется из условия, что снижение поступления концентрированной солнечной энергии в приемник еще не приводит к существенному падению его энергетической эффективности. Так, точность слежения системы КП за Солнцем в динамическом режиме $\beta = 1 - 1,5^\circ$ вполне может быть достигнута современными техническими средствами. Условия ориентации могут быть дополнительно упрощены путем целенаправленного снижения точности зеркала за счет некоторого уменьшения массы ПН, которое может оказаться вполне допустимым в случае неравнотемпературного приемника. Некоторые особенности и условия ориентации СТРКД в полете рассмотрены в работах [2 – 4]. Следует отметить, что угловая разориентация неравнотемпературной системы КП снижает ее КПД в меньшей мере по сравнению с равнотемпературной за счет того, что при

смещении фокального пятна с лучевоспринимающей поверхности “уходит” периферийная часть распределения солнечной энергии, вклад которой в энергетическую эффективность приемника сравнительно невелик. Условия слежения за Солнцем в динамическом режиме могут упрощаться в том числе и за счет организации “автоподслеживания” приемника за перемещением фокального светового пятна.

В табл. 2. представлены результаты оптимизации по критерию максимума полезного груза основных показателей системы КП применительно к рассмотренной задаче выведения на ГСО с помощью СТРкД с различными типами системы КП. Требования к высокотемпературной системе КП для СТРкД оказываются достаточно жесткими. Важным является снижение требуемой точности концентратора (увеличение параметра $\Delta\alpha$) при увеличении числа ступеней нагрева рабочего тела в приемнике, особенно в случае пленочного зеркала. При этом снижается удельная масса концентратора, которая может составить $1 - 1,2 \text{ кг/м}^2$ (без учета массы систем развертывания и ориентации) и менее в случае пленочного зеркала и неравнотемпературного приемника. Разрабатываемые же в настоящее время жесткие концентраторы, выполненные, в частности, из алюминиевых сотовых панелей, имеют удельную массу $2 - 2,5 \text{ кг/м}^2$; отмечается возможность использования разворачиваемых зонтичных конструкций с удельной массой до 1 кг/м^2 [7]. Использование легких пленочных зеркал позволит дополнительно повысить энергомассовое совершенство СТРкД.

В случае пленочного зеркала оптимальная температура нагрева газа в приемнике оказывается более высокой. При этом несколько возрастают оптимальные значения параметра точности и связанные с ним допустимые углы отклонения системы КП от прицельного направления на Солнце. С увеличением степени неравнотемпературности приемника масса ПН возрастет в основном вследствие повышения удельного импульса, и в меньшей

мере из-за уменьшения массы системы КП. С увеличением числа ступеней нагрева в приемнике различие в оптимальной точности пленочного и жесткого зеркала возрастает; более целесообразным, в том числе с позиций упрощения системы КП и системы ее ориентации, является использование менее точного пленочного концентратора. Кроме упрощения системы КП и снижения требований к условиям ее ориентации, отмеченная особенность имеет практическое значение также и в связи с тем, что точность реальных зеркал, особенно неметаллических, с течением времени может ухудшаться, особенно при длительном функционировании солнечной энергодвигательной системы на орбите назначения (в частности, при энергоснабжении бортовых систем КА или в режиме ожидания активных маневров), а также при многократном использовании, например, в составе многоразового межорбитального буксира. В случае неравнотемпературного приемника эта потеря точности не приведет к существенному падению энергетической эффективности системы КП.

Сравнительная эффективность СТРкД

В табл. 3 приведены результаты предварительной оценки энергомассовой эффективности верхних ступеней некоторых типов ракет-носителей при использовании СТРкД с двухступенчатой и предельно-неравнотемпературной (с большим числом ступеней нагрева газа) системой КП по сравнению с современными жидкостными средствами межорбитальной транспортировки. Продолжительность выведения на ГСО с использованием СТРкД составляет 60 суток. Рассматривается использование двигателя с концентратором жесткого типа, а использование пленочных зеркал является одним из резервов повышения его эффективности. Как следует из таблицы, СТРкД способен существенно повысить эффективность существующих средств выведения. Так, использование солнечного ракет-

ного двигателя с неравнотемпературным приемником в составе космической ступени РН “Союз-2” при запуске с космодрома Байконур позволяет осуществить выведение объектов на ГСО, причем уровень полезной массы соответствует использованию тяжелого носителя серии “Протон” с верхней ступенью типа “ДМ”. Солнечный ракетный двигатель с двухступенчатой системой КП в составе космической ступени РН “Зенит” обеспечивает

доставку на ГСО изделий, масса которых может соответствовать использованию РН “Протон-М” с разгонным блоком “Бриз-М”. В случае же приемника с предельной неравнотемпературностью РН “Зенит” с “солнечной” космической ступенью оказывается подобной по грузоподъемности РН “Протон-М” с кислородно-водородным разгонным блоком “КВРБ”.

Таблица 1

Показатели СТРкД со ступенчатой системой КП

Время выведения, сутки	Масса выводимой ПН, кг	Температура приемника, К	Диаметр зеркала, м	Параметр точности $\Delta\alpha$, град.	Допустимый угол β , град.
60	2800	3200	18,5	0,47°	1,10°
40	2590	2600	20,1	0,72°	1,34°
20	1930	2400	27,5	0,83°	1,45°

Таблица 2

Показатели СТРкД в задаче выведения на ГСО в течение 60 суток

Концентратор	Показатели системы КП	Приемник		
1	2	Р	Д	Н
Жесткий	Параметр точности $\Delta\alpha$, град.	0,47°	0,47°	0,59°
	Концентрация солнечного излучения [-]	2200	2200	1760
	Статическая точность слежения, град.	0,27°	0,27°	0,3°
	Динамическая точность слежения, град.	1,1°	1,1°	1,2°
	Температура приемника, К	2200	3200	3800
	Удельная масса концентратора, кг/м ²	2,7	2,7	2,4
	Диаметр зеркала, м	18,7	18,5	18,3
	Масса зеркала, кг	740	725	630
	Масса ПН на ГСО, кг	2350	2800	3400
Пленочный	Параметр точности $\Delta\alpha$, град.	0,48°	0,53°	0,86°
	Концентрация солнечного излучения [-]	2160	1920	1140
	Статическая точность слежения, град.	0,27°	0,28°	0,37°
	Динамическая точность слежения, град.	1,1°	1,1°	1,5°
	Температура приемника, К	2400	3400	3800
	Удельная масса концентратора, кг/м ²	1,2	1,1	0,5
	Диаметр зеркала, м	22,3	22,0	21,7
	Масса зеркала, кг	470	420	185
	Масса ПН на ГСО, кг	2760	3050	3800

Обозначения: Р, Д, Н – равнотемпературный, двухступенчатый, предельно-неравнотемпературный приемник.

Таблица 3

Сравнительная эффективность использования СТРкД

Средство выведения	Место запуска	Масса ПН на ГСО при использовании ЖРД, кг [6]	Масса ПН на ГСО при использовании СТРкД, кг	Относительное увеличение выводимой массы
Союз-2	Куру	1580	2800 (3400) ¹	1,77 (2,15)
Союз-2	Байконур	1060	2070 (2700)	1,95 (2,5)
Зенит-2	Байконур	.	3300 (4200)	. (.)
Зенит-3SL	Экватор	2910	5300 (6400)	1,82 (2,2)

¹ В скобках приведены перспективные данные для случая СТРкД с приемником предельно-неравнотемпературного типа.

Заключение

СТРкД с неравнотемпературной системой КП позволяет заметно повысить энергомассовую эффективность полета по сравнению с традиционными химическими двигательными установками, что при прежней массе ПН позволяет использование РН более легкого класса с меньшей стоимостью выведения на высокие орбиты. Условия динамической ориентации системы КП на Солнце в случае предельно-неравнотемпературного приемника заметно упрощаются по сравнению с обыкновенно рассматриваемыми СТРкД и вполне достижимы современными техническими средствами. Особенно выгодно использование неравнотемпературной системы КП в случае легких пленочных концентраторов, формируемых на орбите и предназначенных, кроме задачи выведения, для продолжительного энергоснабжения бортовых систем КА на орбите назначения.

Работы по настоящей тематике проводятся на кафедре ракетных двигателей МАИ при финансовой поддержке Министерства образования Российской Федерации (грант по фундаментальным исследованиям в области технических наук ТО2-14.0-2418, раздел 14 “Космические исследования”).

Литература

1. Кудрин О.И. Космические двигатели, использующие солнечную энергию. – М: Изд. МАИ, 1967. – 270 с.
2. Кудрин О.И. Солнечные высокотемпературные космические энергодвигательные установки. – М.: Машиностроение, 1987. – 247 с.
3. Финогенов С.Л., Кудрин О.И. К задаче выбора теплоаккумулирующего вещества для солнечного

теплового ракетного двигателя // Труды МАИ. – 2000. – Вып. 2. – [Электр. ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mai.ru>.

4. Финогенов С.Л., Кудрин О.И. Солнечная энергодвигательная установка с неравнотемпературной системой концентратор-приемник // XXVII Гагаринские чтения. Москва, 2–7 апреля 2001. Тезисы докладов. – М.: Изд-во МАТИ-РГТУ им. К.Э. Циолковского. – 2001. – Т. 6. – С. 25 – 26.

5. Акимов В.Н., Архангельский Н.И., Коротеев А.С., Кузьмин Е.П. Солнечная энергодвигательная установка с электронагревным тепловым аккумулятором и дожиганием рабочего тела // Полет. – 1999. – № 2. – С. 20 – 28.

6. Коротеев А.С. Концепция солнечной энергодвигательной установки с электронагревным тепловым аккумулятором и дожиганием рабочего тела // Вестник МАИ. – 2000. – Т. 7, № 1. – С. 60 – 67.

7. Frye P.E., Kennedy F.G. Reusable Orbital Transfer Vehicles (ROTV) Applications of an Integrated Solar Upper Stage (ISUS). – AIAA Paper 1997, № 97-2981.

8. Finogenov S.L., Kudrin O.I., Nickolenko V.V. Solar Thermal Rocket Engine with Post-Burning: the Possibility of Its Usage in Space. //Space Technology. – 1996, Vol. 16, № 1. – P. 15 – 19.

9. McClanahan J.A., Frye P.E. Solar Thermal Propulsion Transfer Stage Design for Near-Term Science Mission Applications. – AIAA Paper 1994, № 94-2999.

Поступила в редакцию 1.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Д.А. Ягодников, Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва.

УДК 521.1 : 629.783

П.Г. ХОРОЛЬСКИЙ*Днепропетровский национальный университет, Украина*

ВЫБОР НАПРАВЛЕНИЯ ОТДЕЛЕНИЯ ПОЛЕЗНОЙ НАГРУЗКИ РАКЕТОЙ-НОСИТЕЛЕМ

Статья посвящена выбору оптимального по точности выведения направления отделения полезной нагрузки от ракеты-носителя для общего случая произвольного числа заданных параметров конечной орбиты. Направление определяется в инерциальном пространстве на момент окончания полета. Ракета предварительно ориентирует конструктивно заданное направление отделения полезной нагрузки коллинеарно выбранному пространственному направлению и отделяет ее в нем. Выбор направления необходим для повышения точности выведения за счет снижения влияния на него ошибки системы отделения. Эта ошибка вызвана рядом случайных погрешностей, вызывающих разброс приращения скорости, получаемого полезной нагрузкой. В существующих ракетах точность в основном определяется ошибками системы управления. Они могут быть существенно снижены при навигации по спутниковым системам «НАВСТАР» и «ГЛОНАСС». Поскольку ошибка отделения появляется в конце полета, то при снижении других ошибок выведения, ее влияние становится определяющим. Проблема сформулирована и решена в оптимизационной постановке. Эффективность решения показана на ряде модельных и практических примеров.

точность выведения, направление отделения, ошибка отделения, ракета-носитель, полезная нагрузка, космический аппарат, критериальная функция, навигационные определения, параметры орбиты

Введение

Одной из важнейших характеристик ракетно-космического комплекса является точность выведения полезной нагрузки (ПН). Она определяющим образом влияет на эффективность космической миссии, в том числе, на условия работы бортовой аппаратуры, запасы топлива на маневрирование и стабилизацию спутника и др.

1. Формулирование проблемы

Точность выведения ракет-носителей (РН) характеризуют предельными отклонениями заданных оскулирующих параметров конечной орбиты (ЗПКО), на которую выводится ПН [1 – 3]. Число последних, как правило, не превышает трех – четырех.

Точность выведения выражается рассеиванием ЗПКО. При его расчете учитывается влияние большого количества, порядка нескольких десятков, погрешностей разной природы, объединенные в не-

сколько групп [4, 5], соответствующих системам управления (в том числе погрешности навигации), прицеливания и отделения ПН. Эти погрешности определяют одноименные ошибки параметров конечной орбиты.

Для достижения заданного уровня точности на практике применяют принцип обеспечения приблизительно равного вклада в суммарное рассеивание ошибок от каждой отдельной погрешности. Отсюда, при повышении уровня ТВ должно обеспечиваться равномерное снижение влияния каждой из них.

Данное исследование посвящено проблеме снижения влияния на точность выведения ошибки системы отделения ПН (в дальнейшем – ошибки отделения (ОО)). Она также определяется рядом погрешностей (в частности, разбросом импульса последствия маршевой двигательной установки, точностью срабатывания устройств отделения ПН от ступени РН, работы системы торможения и/или толкателей) [1, 4, 5]. Их суммарная погрешность выражается разбросом приращения относительной

скорости, получаемого ПН в момент отделения, как правило, вдоль продольной оси РН.

Необходимость решения рассматриваемой проблемы, помимо снижения общего уровня рассеивания РН с автономными системами управления, связана с применением аппаратуры GPS для навигации по радиосигналам спутников систем «НАВСТАР» и «ГЛОНАСС» [6]. Обеспечиваемая только этой аппаратурой ошибка по компонентам скорости может составить от 1,4 до 5 см/с [5 – 10]. Тогда как предельное отклонение импульса скорости отделения Δv применительно к РН «Циклон» составляет 25 см/с [3]. Таким образом, проблема снижения ошибки отделения в настоящее время остается актуальной.

Общие соотношения. Когда число ЗПКО n составляет от одного до двух, то возможно в первом приближении исключить влияние на них ошибки отделения [1, 11]. Для этого, при $n = 2$, в конечной точке траектории выведения совмещают конструктивно заданное направление отделения (КЗНО) ПН (в нашем случае – продольную ось РН) с нейтральным (v) направлением, определяемым нормалью к плоскости двух градиентных направлений (ГН), соответствующих ЗПКО $\vec{u} = \{u_i\}, i = \overline{1, n}$. Подробности приведены в [1]. При $n = 1$ – присутствует нейтральная плоскость, нормальная к единственному ГН.

Очевидно, что v -направление не оптимально в случае трех и более ЗПКО, если все их ГН некомпланарны одной плоскости.

Анализ других, близких по теме, библиографических источников [12 – 17] показал, что РН специальным образом ориентируют в инерциальном пространстве и для исключения соударения нескольких элементов составной ПН после их отделения. Получаемое в этом случае решение не совпадает с выше-описанным решением и не удовлетворяет поставленной проблеме.

Таким образом, проблема не решена для общего случая произвольного числа ЗПКО.

Поэтому целью настоящего исследования явля-

ется определение возможности такого общего решения и разработка его методологии.

Постановка задачи. Принимается, что в заданный момент времени от ступени РН отделяют одну ПН. Заданы ЗПКО, модели пассивного движения ПН после отделения и расчета ошибки отделения, а также предельное отклонение импульса скорости отделения Δv . Собственно отделение ПН происходит мгновенно.

Необходимо определить в конечной точке траектории выведения такое направление (НО), при совмещении КЗНО с которым обеспечивается минимальное влияние ошибки отделения на ТВ, т.е. минимальный вклад в суммарное рассеивание ЗПКО. Если дополнительно заданы точность выведения РН и известна модель ее расчета по траектории полета, то необходимо определить направление, обеспечивающее минимум суммарного рассеивания ЗПКО. При этом отсутствуют ограничения на выбор и реализацию НО и его ориентация совпадает с программной.

Поскольку систематическую составляющую Δv учитывают при наведении РН, а его случайное отклонение принимает как положительные, так и отрицательные значения, то НО можно определять с точностью до знака.

2. Решение проблемы

Очевидно, что геометрический подход к решению, позволивший получить v -направление, в нашем случае непригоден. В соответствии с постановкой задачи определим НО посредством орта (вектора-строки) $\vec{c}$ путем оптимизации некоторой скалярной критериальной функции (КФ) Φ , зависящей от ошибки отделения (т. е. от этого направления) и результирующих ошибок каждого ЗПКО. Поскольку проведение численной оптимизации не представляет сложности, то задача сводится к поиску вида КФ, оптимального с точки зрения разработчика РН.

Чтобы минимизировать суммарное рассеивание

РН, вклад ошибок каждого ЗПКО $\Delta u_i, i = \overline{1, n}$, учтем с весом h_i , зависящим от соотношения набранного к моменту отделения t значения Δu_{0i} и заданной ТВ Δu_{mi} . Вектор ошибок $\Delta \vec{u}_0 = \{\Delta u_{0i}\}$ определим по заданной модели. Тогда h_i определяется допустимым для ОО вкладом в ТВ:

$$h_i = \delta u_i^{-1}; \quad \delta u_i = \sqrt{\Delta u_{mi}^2 - \Delta u_{0i}^2}. \quad (1)$$

Чтобы учесть случай превышения Δu_{0i} над Δu_{mi} , в дальнейшем рассмотрим также вариант оп-
ределения δu_i как

$$\delta u_i = \exp(\Delta u_{mi}^2 - \Delta u_{0i}^2). \quad (2)$$

В соответствии с принятой методологией расчета ТВ [1] разбросы $\Delta \vec{u}$ определим так:

$$\Delta \vec{u}(\vec{c}) = \Delta v \cdot G \cdot \vec{c}^m; \quad G = \text{col}\{\vec{q}_i\} = \frac{\partial \vec{u}(t)}{\partial \vec{v}}, \quad (3)$$

где $\vec{q}_i$ – вектор-строка частной производной i -го ЗПКО по компонентам вектора скорости $\vec{v}$, определяемый по модели пассивного движения ПН; верхнее “ m ” – символ транспонирования.

В качестве КФ рассмотрим функции – аддитивные $\Phi_j, j = \overline{1, 5}$, и полиэдральную Φ_6 , соответственно:

$$\Phi_j = \sum_{i=1}^n \phi_{ij}(h_i \cdot \Delta u_i); \quad \Phi_6 = \max(\phi_{16}, \dots, \phi_{n6}), \quad (4)$$

где $j = \overline{1, 6}$ – номер варианта.

Возможный вид ϕ_{ij} определим из эвристических соображений, в нашем случае:

$$\phi_{i1} = \Delta u_i / \delta u_i, \quad \vec{c} = \vec{L}; \quad (5)$$

$$\phi_{i2} = |(\Delta u_i)| / \delta u_i, \quad \vec{c} = \vec{A}; \quad (6)$$

$$\phi_{i3} = (\Delta u_i / \delta u_i)^2, \quad \vec{c} = \vec{K}; \quad (7)$$

$$\phi_{i4} = \exp(\Delta u_i) / \delta u_i, \quad \vec{c} = \vec{E}; \quad (8)$$

$$\phi_{i5} = (\Delta u_i / \delta u_i)^4, \quad \vec{c} = \vec{T}; \quad (9)$$

$$\phi_{i6} = \phi_{i2}, \quad \vec{c} = \vec{X}. \quad (10)$$

Для линейного случая (5) можно легко получить решение аналитически: как промежуточное направ-

ление между ГН

$$\vec{c}^L = \vec{r}_0 = \vec{r} / |\vec{r}|; \quad \vec{r}_i = \sum_{i=1}^n h_i \cdot \vec{q}_i, \quad (11)$$

или между нейтральными направлениями к каждой паре ГН

$$\vec{c}^M = \vec{m}_0 = \vec{r} / |\vec{r}|, \quad (12)$$

$$\text{где } \vec{R} = \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{p=i+1}^n h_i \cdot h_p \cdot s \cdot (\vec{q}_i \times \vec{q}_p);$$

$$s = \text{sign}(\vec{q}_1 \times \vec{q}_2, \vec{q}_i \times \vec{q}_p);$$

“ $\times$ ” – символ векторного произведения.

Эффективность полученного решения поставленной проблемы проверена на ряде модельных и практических примеров. Численная оптимизация проводилась с помощью надстройки “Поиск решения” электронных таблиц Microsoft Excel [18]. В качестве искоемых переменных использовались направляющие косинусы орта НО в орбитальной системе координат.

Исходные данные и результаты для модельных примеров представлены в табл. 1 для $\Delta v = 1$, $h_i = 1$. В ней, кроме введенных выше, приняты следующие обозначения: $\Delta P, P = \{M_0, A, K, T, \Gamma_0, q\}$ – ОО по обозначенному в фигурных скобках направлению (случаю $P = q$ отвечает отделение коллинеарно ГН ЗПКО, соответствующего обозначению строки таблицы). В табл. 1 не приведены ОО для таких НО, как $\vec{L}, \vec{E}$, поскольку они совпадают или близки к таковым для случая $\vec{r}_0$.

Из табл. 1 видно, что результаты совпадают с ожиданиями, основанными на геометрических представлениях об ориентации оптимальных НО. Случай двух ЗПКО является частным случаем предлагаемого решения для НО $\vec{M}_0, \vec{A}, \vec{K}, \vec{T}$. НО $\vec{L}, \vec{E}, \vec{r}_0$ в целом обеспечивают улучшение ОО. Наилучшую точность дает отделение ПН в направлении, задаваемом $\vec{K}, \vec{T}$.

Варианты определения весов h_i (1) и (2) обеспечивают близкие НО и ОО.

Таблица 1
ОО для оптимальных НО (модельные примеры)

n	$\bar{q}_1^m$	$\bar{q}_2^m$	$\bar{q}_3^m$	$\bar{q}_4^m$	$\bar{q}_5^m$	ΔM_0	ΔA	ΔK	ΔT	$\Delta \Gamma_0$	Δq
2	1	0	—	—	—	0,00	0,00	0,00	0,00	0,71	1,00
	0	0	—	—	—	0,00	0,00	0,00	0,00	0,71	1,00
	0	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3	1	0	0	—	—	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	1,00
	0	0	1	—	—	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	1,00
	0	1	0	—	—	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	1,00
5	1	1	1	1	1	0,00	0,00	0,00	0,00	1,00	1,00
	0	0	0	0,5	-0,5	0,35	0,50	0,50	0,35	1,00	1,12
	0	0,5	-0,5	0	0	0,35	0,50	0,50	0,35	1,00	1,12
	—	—	—	—	—	0,35	0,00	0,00	0,35	1,00	1,12
	—	—	—	—	—	0,35	0,00	0,00	0,35	1,00	1,12
6	1	1	1	1	1	0,42	0,00	0,50	0,50	1,00	1,50
	0,5	0,5	0,5	-0,5	-0,5	0,33	0,45	0,50	0,50	1,00	1,12
	1	0	-1	1	0	1,08	0,89	0,50	0,50	1,00	1,50
	—	—	—	—	—	1,08	0,89	0,50	0,50	1,00	1,50
	—	—	—	—	—	0,33	0,45	0,50	0,50	1,00	1,12
	—	—	—	—	—	0,42	0,00	0,50	0,50	1,00	1,50

Рассмотрим теперь случай выведения ПН на круговые орбиты. В качестве примера используем данные по РН «Циклон» из [3]. При этом предположим, что перед отделением полезной нагрузки проведены навигационные определения по данным аппаратуры GPS. Тогда ошибками – компонентами $\Delta \vec{v}_0$ – можно пренебречь по сравнению с ошибкой отделения Δv . ЗПКО являются эксцентриситет e , период обращения P и наклонение i (использованы общепринятые обозначения [19 – 21]). Движение рассматривается в орбитальной системе координат [19, 20]. В соответствии с [19] можно записать выражения для матрицы частных производных G :

$$G = \begin{bmatrix} \frac{\partial e}{\partial \vec{v}}; \frac{\partial P}{\partial \vec{v}}; \frac{\partial i}{\partial \vec{v}} \end{bmatrix}^m; \frac{\partial e}{\partial \vec{v}} = \begin{bmatrix} \frac{2}{v_0} & \frac{1}{v_0} & 0 \end{bmatrix}; \quad (13)$$

$$\frac{\partial P}{\partial \vec{v}} = \begin{bmatrix} \frac{3P_0}{v_0} & 0 & 0 \end{bmatrix}; \frac{\partial i}{\partial \vec{v}} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{1}{v_0} \end{bmatrix},$$

где P_0, v_0 – значения периода обращения и орбитальной скорости на начальной орбите ПН.

Предельные ошибки выведения и отделения ПН определены по [3] и представлены в табл. 2.

Результаты оптимизации приведены в табл. 3. В ней, помимо принятых обозначений, приведены ОО для отделения ПН по вектору орбитальной скорости и по направлению $\vec{X}$ (обозначены Δv_0 и ΔX , соот-

ветственно). Отклонения определены в процентах к указанным в табл. 2 предельным ошибкам.

Таблица 2

Точность выведения РН «Циклон»

Погрешности	Ошибки выведения для высот круговой орбиты $H_{кр}$, км		
	650	950	1500
$\Delta e \cdot 10^{-3}$	1,89	2,13	2,19
ΔP , с	5,00	8,00	12,00
Δi , угл. мин	3,00	3,00	3,00
Δv , м/с	0,25	0,25	0,25

Таблица 3

ОО РН «Циклон» для оптимальных НО

Параметр	$H_{кр}$, км	Δq	Δv_0	ΔM_0	ΔK	ΔT	ΔX
e , %	650	3,84	3,43	1,21	1,54	1,37	1,21
P , %		10,23	10,23	0,00	0,53	0,96	1,21
i , %		3,72	0,00	2,63	0,00	0,57	1,21
e , %	950	3,56	3,18	1,13	1,36	1,21	1,08
P , %		7,94	7,94	0,00	0,57	0,91	1,08
i , %		3,88	0,00	2,75	0,00	0,43	1,08
e , %	1500	3,60	3,22	1,14	1,24	1,10	1,01
P , %		6,11	6,11	0,00	0,69	0,91	1,00
i , %		4,03	0,00	2,85	0,00	0,37	1,01

Данные табл. 3 подтверждают выводы, сделанные выше для модельных примеров. Кроме того, очевидно, что направление $\vec{X}$ обеспечивает максимальную ТВ и равенство относительных ошибок выведения по каждому ЗПКО.

Заключение

Разработана общая методология выбора оптимального по ТВ направления отделения ПН от РН. Конкретные решения достаточно просты в реализации на модернизируемых и вновь разрабатываемых ракетах. Их эффективность продемонстрирована на модельных и практических примерах. В ходе дальнейших исследований предполагается получить решение с учетом неточности ориентации направления отделения ПН от программного и динамической ошибки автомата стабилизации.

Литература

1. Игдалов И.М., Кучма Л.Д., Поляков Н.В., Шептун Ю.Д. Ракета как объект управления: Учебник – Д.: АРТ-ПРЕСС, 2004. – 544 с.
2. Брикер В.В., Литвинов В.С., Негода А.А., Новиков А.В. Методология и результаты анализа точности выведения космических аппаратов ракетой-носителем «Зенит» // Космічна наука і технологія. – 1996. – Т. 2. – № 3 – 4. – С. 66 – 69.
3. Isakowitz S. J. International Reference Guide to Space Launch Systems. Second Edition. – Washington: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1991. – 341 p.
4. Костров А.В., Ситарский Ю.С. Рассеивание управляемых баллистических ракет. – М.: Машиностроение, 1977. – 304 с.
5. Разоренов Г.Н. Системы управления летательными аппаратами (баллистическими ракетами и их головными частями) / Г.Н. Разоренов, Э.А. Бахрамов, Ю.Ф. Титов; под ред. Г.Н. Разоренова. – М.: Машиностроение, 2003. – 584 с.
6. Жалило А.А. Навигация космических аппаратов по сигналам космических навигационных систем ГЛОНАСС и NAVSTAR / А.А. Жалило, П.А. Кот, И.Н. Минервин, И.Г. Ноздрин, В.В. Пискорж, Л.П. Рофварг / Космічна наука і технологія. – 1995. – Т. 1, № 1. – С. 69 – 73.
7. Ефимов С.К., Нестерович А.Г., Яковченко А.И. Аппаратура спутниковой навигации КА «Січ-1М» и «Микроспутник» // Космічна наука і технологія. – 2001. – Т. 7, № 4. – С. 114 – 116.
8. Верещак А.П. Концепция создания системы навигационного обеспечения Украины / А.П. Верещак, В.В. Пискорж, А.А. Жалило, В.А. Литвинов, К.Ф. Волох // Космічна наука і технологія. – 1998. – Т. 4, № 5/6. – С. 46 – 55.
9. Жалило А.А., Хомяков Э.Н., Флерко С.Н., Волох К.Ф. Высокоточные траекторные определения низкоорбитальных космических аппаратов с использованием сигналов глобальной навигационной спутниковой системы GNSS // Космічна наука і технологія. – 1999. – Т. 5, № 2/3. – С. 93 – 102.
10. Збруцький О.В., Гогун Ю.В. Навігація наземного об'єкта за допомогою інтегрованої навігаційної системи // Космічна наука і технологія. – 2001. – Т. 7, № 4. – С. 45 – 50.
11. Герасюта Н.Ф., Новиков А.В., Белецкая Н.Г. Динамика полета. Основные задачи динамического проектирования ракет. – Днепропетровск: ГKB «Южное», НПП «ЭКОСИ – Гидрофизика», 1998. – 365 с.
12. Иванова В.И., Иванов В.М. Проектирование орбитального движения при групповом выведении космических аппаратов системы “GLOBALSTAR” // Космічна наука і технологія. Додаток. – 2001. – Т. 7, № 1. – С. 75 – 76.
13. Компаниец Э.П., Иванова В.И. Принципы группового выведения КА одной ракетой-носителем без специальных средств разведения // Техническая механика. – 2001. – № 1. – С. 125 – 129.
14. Пальцев Н.Г. Поведение группы КА, выводимых одной РН // Космічна наука і технологія. Додаток. – 2001. – Т. 7, № 1. – С. 76 – 100.
15. Пат. FR 2805245A1 7B64G1/64. Способ запуска нескольких спутников с одной космической пусковой установки и применяемое устройство // Изобретения стран мира. – 2002. – № 8. – С. 7.
16. Пат. RU 2128816C1 6F42B15/36. Устройство для отделения отсека баллистической ракеты. – М.: ВНИИПИ, 1995.
17. Пат. RU 2111901 6B64G1/00. Способ отделения спутников и разведения их на орбите при групповом запуске одной ракетой // Ракетостроение и космическая техника. – 1999. – № 41. – Вып. 12. – Реф. 12.41.80П.
18. Ларсен Р.У. Инженерные расчеты в Excel. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2002. – 544 с.
19. Управление и навигация искусственных спутников Земли на околокруговых орбитах / М.Ф. Решетнев, А.А. Лебедев, В.А. Бартенев и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 336 с.
20. Порфирьев Л.Ф., Смирнов В.В., Кузнецов В.И. Аналитические оценки точности автономных методов определения орбит. – М.: Машиностроение, 1987. – 280 с.
21. Эльясберг П.Е. Введение в теорию полета искусственных спутников Земли. – М.: Наука, ГРФМЛ, 1966. – 540 с.

Поступила в редакцию 31.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. И.М. Игдалов, Днепропетровский национальный университет, Днепропетровск.

УДК 519.876.5 : 621.452.22

В.Л. БУЧАРСКИЙ, М.А. КАТРЕНКО, А.А. ШИНКАРЕНКО

Днепропетровский национальный университет

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАМЕРЫ СМЕЩЕНИЯ ГИБРИДНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ МЕТОДОМ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Разработана модель течения газа в тракте гибридного ракетного двигателя (ГРД) на основе метода контрольного объема. В качестве элементарного объема был выбран элемент треугольного сечения. Анализ тестирования полученной модели показал хорошее соответствие результатов с теоретическими и экспериментальными данными. Показана возможность применения модели для проектирования камеры смешения гибридного ракетного двигателя.

численное моделирование, гибридный ракетный двигатель, камера смешения, метод расщепления

Ранее авторами была построена математическая модель течения невязкого сжимаемого газа по тракту ГРД [2]. Анализ результатов тестовых расчетов построенной ранее модели [2] показал возможность использования данной модели в ограниченном диапазоне конфигураций расчетной области и граничных условий. Так же при предварительном анализе было выявлено значительное влияние пограничного слоя и кинетики химических процессов на характер течения газа по тракту ГРД.

Учитывая выявленные недостатки, была разработана новая модель турбулентного течения газа по тракту ГРД на основе метода контрольного объема. В качестве элементарного объема был выбран элемент треугольного сечения.

Применение адаптивных и неструктурированных расчетных сеток позволяет получить большое количество преимуществ по сравнению с ортогональными постоянными сетками при моделировании пространств, сложных геометрических форм. Как показано в [5], для получения адекватных результатов необходимо обеспечить подстройку сетки в процессе расчета под особенности решения.

На данный момент до сих пор не создан универсальный метод триангуляции расчетной области, остаются определенные трудности в построении адаптивных сеток, что стимулирует дальнейшие

исследования в данной области. Наиболее полно удовлетворяет условиям решаемой задачи способ триангуляции по критерию Делоне. В случае триангуляции по данному критерию достигается минимальная погрешность аппроксимации [7].

Разработанная методика триангуляции расчетной области сложной формы обладает следующими свойствами: она позволяет производить задание конфигураций сложных форм, выполнять сгущение сетки в пристеночных зонах и в зонах больших градиентов параметров, автоматическую адаптацию сетки для повышения точности расчета, имеет высокую скорость работы алгоритма.

Математическая модель построена на основе законов сохранения в интегральной форме. Для получения дискретных аналогов уравнений с помощью метода контрольных объемов уравнения Навье - Стокса были записаны в векторной интегральной форме:

$$\begin{aligned} \frac{\partial F}{\partial t} + \frac{1}{V_j} \sum_{i=1}^3 A_{ij} (G_i n_{ijx} + H_i n_{ijy} + R_i) = \\ = \frac{1}{V_j} \sum_{i=1}^3 A_{ij} S_i + E_{Cj}, \end{aligned} \quad (1)$$

где j – номер контрольного объема;

i – номер грани j -го контрольного объема;

A_{ij} – площади граней j -го контрольного объема;

V_j – объем j -й ячейки;

n_{ix}, n_{iy} – проекции внешней нормали к граням контрольного объема на оси декартовой системы координат;

$$F = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ E \\ \rho C_i \end{pmatrix}; \quad G_i = \begin{pmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho v u \\ (E + p)u \\ \rho C_i u \end{pmatrix};$$

$$H_i = \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho u v \\ \rho v^2 + p \\ (E + p)v \\ \rho C_i v \end{pmatrix}; \quad S_i = \begin{pmatrix} 0 \\ p n_{ix} \\ p n_{iy} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix};$$

$$R_i = \begin{pmatrix} 0 \\ \mu_{эф} \left[\frac{\partial u}{\partial n} \tilde{n}_{ix} + \frac{\partial v}{\partial n} \tilde{n}_i \right] \\ \mu_{эф} \left[\frac{\partial u}{\partial n} \tilde{n}_i + \frac{\partial v}{\partial n} \tilde{n}_{iy} \right] \\ \mu_{эф} \left[\frac{\partial u}{\partial n} (u \tilde{n}_{ix} + v \tilde{n}_i) + \frac{\partial v}{\partial n} (u \tilde{n}_i + v \tilde{n}_{iy}) \right] \\ 0 \end{pmatrix};$$

$$E_{Cj} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{\partial E_C}{\partial t} \\ \rho \frac{\partial C_{Ci}}{\partial t} \end{pmatrix}; \quad \frac{dC_{Ci}}{dt} = \frac{dC_{\mu_i}}{dt} \frac{\mu_i}{\sum_{i=1}^N \mu_i \frac{dC_{\mu_i}}{dt}};$$

$$\frac{dE_C}{dt} = \frac{1}{v_i} \frac{dC_{\mu_i}}{dt} Q_V;$$

$$\mu_{эф} = \mu_T + \mu_{мол}; \quad \mu_T = \nu_T \rho;$$

$$\tilde{n}_{ix} = 1 + n_{ix}^2/3; \tilde{n}_{iy} = 1 + n_{iy}^2/3; \tilde{n}_i = n_{ix}n_{iy}/3;$$

ρ – плотность; u и v – осевая и радиальная составляющие скорости; E – полная энергия единицы объема; E_C – энергия, выделяющаяся в за счет химических реакций; C_i – массовая концентрация i -го компонента смеси; C_{Ci} – массовая концентрация i -го компонента смеси в результате химических реакций.

Для замыкания системы уравнений использовались калорическое и термическое уравнения состояния.

Метод решения

Для решения полученной системы уравнений был использован метод расщепления по физическим процессам, который предусматривал три этапа. На первом этапе моделировались процессы конвективного переноса. Расчет конвективных потоков выполнен с использованием схемы расщепления по координатным направлениям. Решение полученных алгебраических уравнений осуществлялось методом «бегущего счета».

На втором этапе проводился учет эффектов диссипаций. Вязкие напряжения и диффузионные потоки на старом временном слое аппроксимировались с помощью обобщения центральных разностей на треугольную сетку. Для решения полученных уравнений использовался метод Гаусса-Зейделя. Моделирование пограничного слоя выполнено на основе двухслойной модели турбулентной вязкости [6].

На третьем этапе проводился учет химических реакций. Система уравнений, описывающая динамику химических процессов, основана на уравнениях химической кинетики, которые решались методом Ньютона.

Для получения численного решения задавались следующие граничные условия. На входных границах задавались и были постоянными следующие параметры: плотности, давления, вектора скорости смешивающихся потоков, концентрации компонентов смеси, вязкость газов. В выходном сечении, для случая сверхзвукового потока, истечение газа задавалось свободным, для дозвукового – статическое давление на высоте полета. На твердой стенке, при расчете с учетом пограничного слоя, были заданы условия прилипания. На твердой стенке граничные условия вычислялись неявно. В качестве начальных условий для всей расчетной области задавались параметры потока, соответствующие параметрам на входной границе области. Задача решалась методом установления от начальных условий.

Для проверки соответствия реальным процессам было проведено численное моделирование процессов в сверхзвуковом газовом эжекторе ЦАГИ [3]. Полученное предельное отклонение составляет 33% при коэффициенте эжекции $k = 0,1$. В результате сравнения был сделан вывод об адекватности модели физическим процессам в эжекционных системах, который подтвержден сравнением с теоретическими и экспериментальными данными других авторов.

Далее была поставлена задача взаимодействия косого скачка уплотнения с турбулентным пограничным слоем. На рис. 1 приведен график распределения давления на пластине в сравнении с экспериментальными данными и другими моделями расчета.

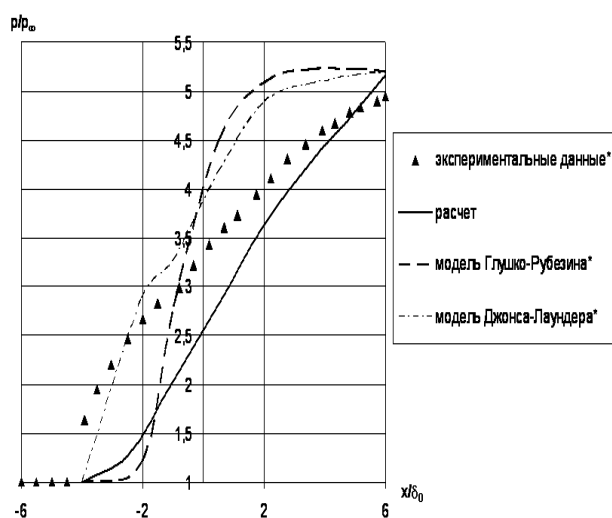


Рис. 1. Распределение давления на пластине по данным [8]

Следующей была решена задача моделирования воспламенения струи водорода в спутном потоке воздуха по данным [1].

Схема горения включала учет основных 4-х реакций, согласно данным [4]. Полученное отклонение статической температуры смеси вдоль оси симметрии по сравнению с расчетами в [1] составляет не более 3%, а сравнение расчетных и экспериментальных данных распределения молекулярных компонентов реагирующей смеси с полученными результатами составляет не более 14%.

Для демонстрации работоспособности полученной модели, было проведено моделирование модифицированного двигателя СПРВД РД-012У для МКР «Буря» разработки ОКБ-670. Для модельного ГРД, подача жидкого топлива в воздушный контур была заменена установкой ЖРД, вмонтированной в центральное тело. Вследствие этого был увеличен диаметр начального участка камеры смешения ГРД до 1280мм.

Расчет был выполнен для стационарного режима полета на высоте 20 км с числом Ма полета $M = 3,15$. Исходные параметры задачи: компоненты ЖРД: кислород + керосин, массовый расход компонентов через ракетную ступень – 8,85 кг/с, коэффициенты избытка окислителя α : для ЖРД – 0,4, для ГРД – 1,2.

На рис. 2 приведен характер изолиний относительного давления газа в проточной части модельного двигателя.

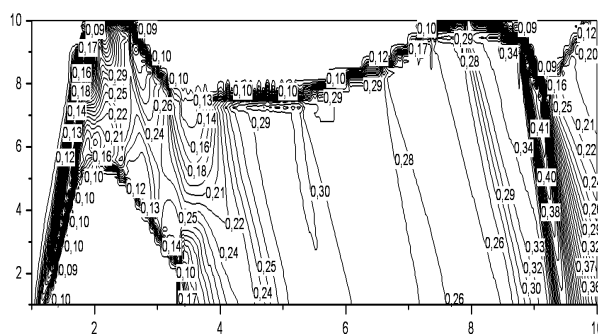


Рис. 2. Распределение изолиний относительного давления в проточной части ГРД

По данным печати основные характеристики СПРВД РД-012У для МКР «Буря» разработки ОКБ-670 М.М. Бондарюка следующие:

Рабочий диапазон высот, км	16 – 25,5
Рабочий диапазон чисел М	2,8 – 3,3
Маршевое число М	3,15
Ресурс, ч	4
Время непрерывной работы, ч	2,5
Максимальная тяга, кгс При $M=3,15$ и на высоте 18 км	9050
Удельная тяга, с	1560

Диаметр камеры, мм	1700
Длина камеры сгорания с соплом, мм	5770
Вес камеры сгорания с соплом, кг	750
Вес комплекта двигателя, кг (камера сгорания с соплом, ТНА с агрегатами системы регулирования и зажигания)	950
Топливо	Т-5
Энергетическая мощность ТНА, кВт	18

Расчетные характеристики для модельного ГРД:

Рабочий диапазон высот, км	16 – 20
Рабочий диапазон чисел М	2,8 – 3,5
Маршевое число М	3,15
Ресурс, ч	
Время непрерывной работы, ч	
Максимальная тяга, Н При М = 3,15 и на высоте 18 км	82740
Удельная тяга, Н с /кг	2236,216
Диаметр камеры, мм	1700
Длина камеры сгорания с соплом, мм	5770
Вес камеры сгорания с соплом, кг	
Вес комплекта двигателя, кг (камера сгорания с соплом, ТНА с агрегатами системы регулирования и зажигания)	
Топливо	Т-5
Энергетическая мощность ТНА, кВт	

Выводы

Разработанный пакет программ позволяет в короткий срок провести оптимизацию параметров двигателя по выбранному критерию, что дает возможность получить решение задачи проектирования камеры смешения ГРД в сравнительно короткий срок.

Проведенное теоретическое исследование подтверждает перспективность и необходимость разработки по тематике гибридных двигателей.

Литература

1. Баев В.К., Головичев В.И., Исаков В.А. Двумерные турбулентные течения реагирующих газов. – Новосибирск.: Наука, 1976. – 264 с.
2. Бучарский В.Л., Катренко М.А., Шинкаренко А.А. Некоторые результаты численного моделирования процессов смешения в ракетно-прямоточных двигателях // Сб. научных трудов ДНУ «Проблемы высокотемпературной техники». – Днепропетровск.: РВВ ДНУ. – 2003. – С. 31 – 36.
3. Васильев Ю.Н., Филатов А.П. Экспериментальное исследование серии газовых эжекторов с цилиндрической камерой смешения и сверхзвуковыми соплами // Труды центрального аэрогидродинамического института им. проф. Н.Е. Жуковского. – М.: Бюро научной информации ЦАГИ, 1961. – 52 с.
4. Дрыжаков Е.В., Козлов Н.П., Корничук Н.К. и др. Техническая термодинамика. – М.: Высш. Школа, 1971. – 422 с.
5. Ковеня В.М., Тарновский Г.А., Черный Г.Н. Применение метода расщепления в задачах аэродинамики. – Новосибирск.: Наука, 1990. – 247 с.
6. Лапин Ю.В., Стрелец М.Х. Внутренние течения газовых смесей. – М.: Наука, 1989. – 368 с.
7. Митчелл Э., Уэйт Р. Метод конечных элементов для уравнений с частными производными. Пер с англ. – М.: Мир, 1981. – 216 с.
8. Приходько А.А. Компьютерные технологии в аэрогидродинамике и теплообмене. – К.: Наукова думка, 2003. – 379 с.

Поступила в редакцию 8.6.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.В. Сичевой, Днепропетровский национальный университет, Днепропетровск.

УДК 621.452.2.043 + 621.822

В.Л. ДЖЕППА, А.А. ДУБРОВИНСКИЙ, М.И. КОШКИН

Государственное конструкторское бюро "Южное", Днепропетровск, Украина

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПРОЕКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМОНАСОСНОГО АГРЕГАТА

Рассмотрена конструктивная схема пневмонасосного агрегата "электромеханического" типа, в которой управление работой двух пневмогидроцилиндров осуществляется электропневмоклапанами с помощью электрического управляющего блока по сигналам датчиков конечного положения поршней. Получены зависимости, описывающие происходящие в агрегате процессы, составлена методика расчета основных проектных параметров пневмонасосного агрегата.

ракетная техника, подача компонентов топлива, пневмонасосный агрегат, пневмогидроцилиндр, рабочая жидкость, управляющий блок

В ракетной технике нашли применение в основном центробежные насосы с турбинным приводом. В последнее время проявляется интерес к пневмонасосным агрегатам (ПНА) с насосом и приводом объемного типа, особенно для подачи сравнительно малых расходов компонентов топлива.

Известны ПНА в виде чисто "механического" устройства, управление которым осуществляется посредством кинематического взаимодействия управляющих и исполнительных элементов [1 – 3], причем для работы требуется только подача сжатого газа. Такой ПНА очень трудоемок в изготовлении из-за сложности его конструкции и требует много времени для экспериментальной отработки.

При исполнении ПНА в виде "электромеханического" изделия управление его работой осуществляется специальным электрическим управляющим блоком, задействующим электропневмоклапаны (ЭПК) подачи и дренажа сжатого газа по сигналам датчиков конечного положения гидравлических поршней [4]. Для работы такого ПНА, кроме сжатого газа, требуется еще и электропитание, однако конструкция получается проще и легко отлаживается.

Схема ПНА "электромеханического" типа пред-

ставлена на рис. 1, а циклограмма его работы при максимальной производительности по расходу – на рис. 2.

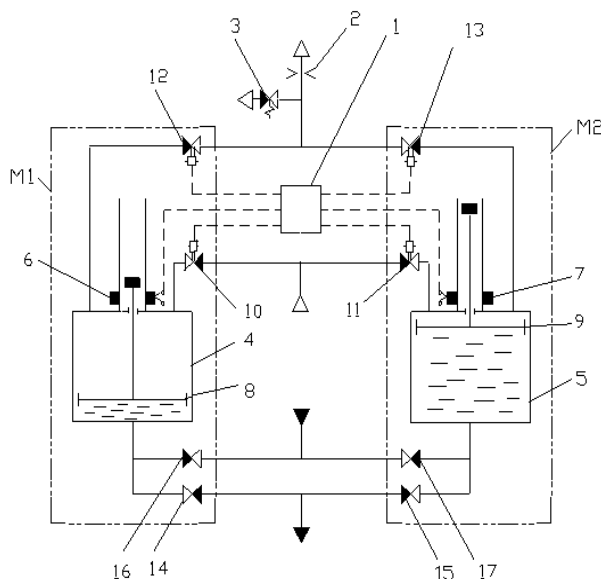


Рис. 1. Конструктивная схема ПНА "электромеханического" типа:

M1, M2 – модуль; 1 – управляющий блок;
2 – жиклер; 3 – предохранительный клапан;
4, 5 – пневмогидроцилиндр; 6, 7 – датчики конечного положения поршня; 8, 9 – поршень; 10...13 – ЭПК;
14...17 – обратный клапан

ПНА (смотри рис. 1) состоит из двух модулей M1 и M2, управляющего блока 1, жиклера 2 и предохранительного клапана 3. Каждый модуль M1 (M2) содержит пневмогидроцилиндр 4 (5) с ЭПК 10, 12 (11, 13) и обратными клапанами 14, 16 (15, 17).

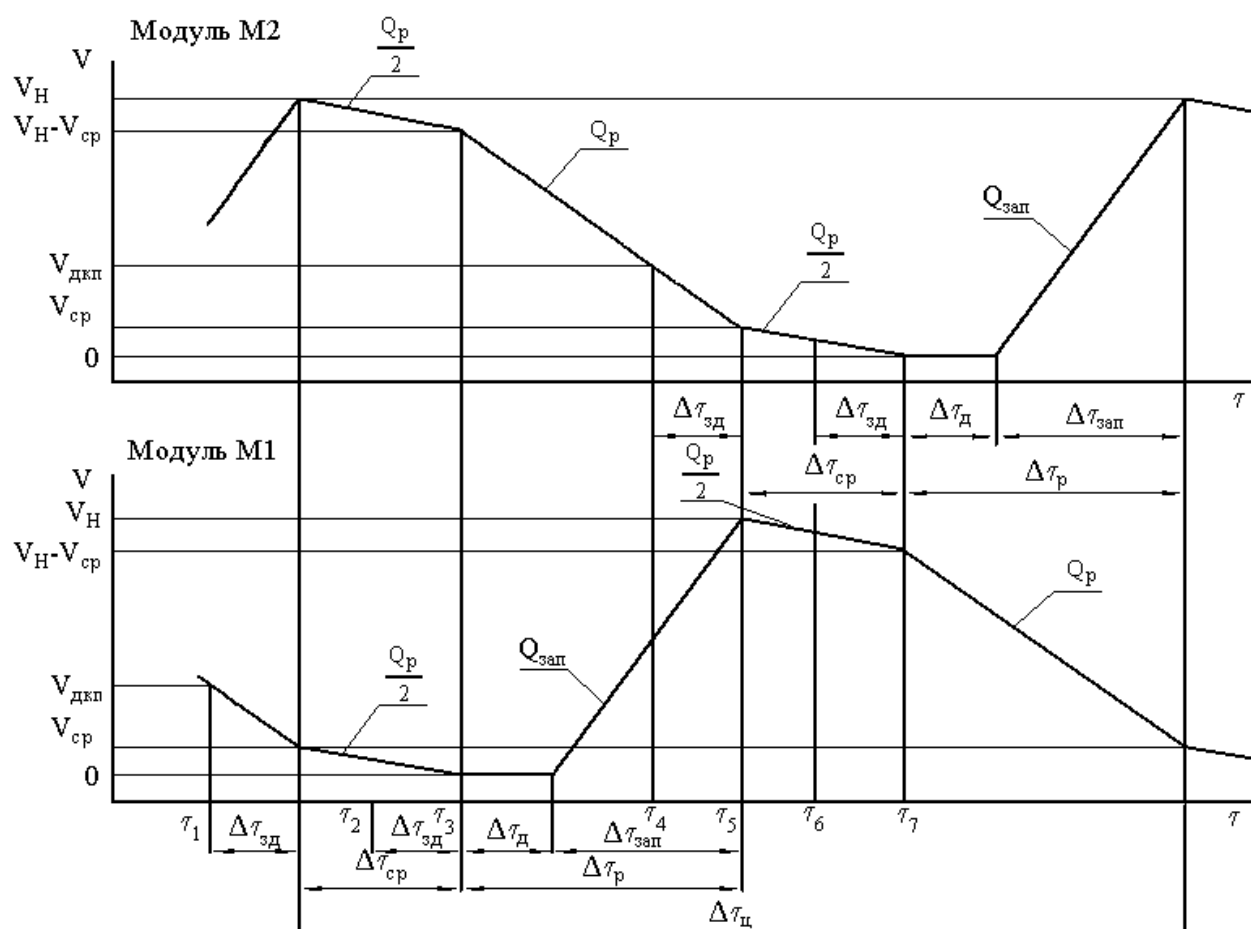


Рис. 2. Циклограмма работы ПНА при максимальной производительности

Пневмогидроцилиндры 4 и 5 снабжены датчиками 6 и 7 конечного положения поршней 8 и 9.

В исходном положении поршни 8 и 9 находятся в верхнем положении (на механическом упоре), подпоршневые полости заполнены рабочей жидкостью, ЭПК 10 и 11 закрыты, а ЭПК 12 и 13 открыты. По команде на задействование ПНА закрывается ЭПК 12 и открывается ЭПК 10. Поршень 8 под воздействием сжатого газа начинает двигаться вниз, обеспечивая расход рабочей жидкости к потребителю через обратный клапан 14.

Благодаря наличию электропневмоклапанов, электрического блока и датчиков конечного положения поршней каждый пневмогидроцилиндр подключается к работе раньше, чем происходит реверс поршня в другом. В процессе работы пневмонасоса поршни не достигают своих нижних механических

упоров, а время задержки срабатывания электропневмоклапанов (для обеспечения реверса поршней только после того, как давление рабочей жидкости в нагнетательной гидролинии другого пневмогидроцилиндра достигнет нужного значения), легко отработать настройкой электрического блока. Это обеспечивает отсутствие провалов давления рабочей жидкости на выходе из пневмонасоса.

Отсутствие в конструкции пневмонасоса кинематически связанных между собой движущихся элементов позволяет уменьшить число уплотнений, что приводит к повышению надежности.

Рассмотрим работу ПНА от момента времени, когда поршень 8 доходит до нижнего конечного положения (но не механического упора) и срабатывает датчик 6 (момент времени τ_1 на рис. 2). Управляющий блок 1 выдает команду на закрытие ЭПК 13 и

открытие ЭПК 11. Через время $\Delta\tau_{30}$, равное времени задержки срабатывания ЭПК, сжатый газ через ЭПК 11 поступает в надпоршневую полость пневмогидроцилиндра 5, обеспечивая подачу рабочей жидкости к потребителю через обратный клапан 15. Рабочая жидкость расходуется одновременно из двух пневмогидроцилиндров. В момент времени τ_2 подается команда на закрытие ЭПК 10 и открытие ЭПК 12, которая выполняется через время $\Delta\tau_{30}$. С момента времени τ_3 рабочая жидкость расходуется только из пневмогидроцилиндра 5.

В течении времени $\Delta\tau_0$ сжатый газ из надпоршневой полости пневмогидроцилиндра 4 срабатывает сначала через предохранительный клапан 3, затем через жиклер 2 при постоянном давлении в надпоршневой полости, а подпоршневая полость при этом заполняется рабочей жидкостью через обратный клапан 16 под давлением наддува бака с жидкостью.

Когда поршень 9 доходит до нижнего положения (но не механического упора), при котором срабатывает датчик концевого положения 7 (момент времени τ_4), подается команда на закрытие ЭПК 12 и открытие ЭПК 10, которая выполняется через время $\Delta\tau_{30}$ (момент времени τ_5). К этому времени поршень 8 должен дойти до своего верхнего положения (до механического упора). Под действием сжатого газа, поступающего через ЭПК 10, рабочая жидкость начинает расходоваться из пневмогидроцилиндра 4 через обратный клапан 14. Некоторое время ($\Delta\tau_{cp}$) рабочая жидкость расходуется одновременно из двух пневмогидроцилиндров.

В момент времени τ_6 подается команда на закрытие ЭПК 11 и открытие ЭПК 13, которая выполняется через время $\Delta\tau_{cp}$ (момент времени τ_7). Рабочая жидкость расходуется только из пневмогидроцилиндра 4 через обратный клапан 14, а пневмогидроци-

линдр 5 заполняется рабочей жидкостью через обратный клапан 17.

В дальнейшем в соответствии с описанным процессом поочередно задействуются модули М1 и М2.

Как видно из графических построений на рис. 2, для функционирования ПНА необходимо, чтобы время $\Delta\tau_p$ расходования жидкости только из одного модуля было равно или больше времени $\Delta\tau_0$ дренажа газа из надпоршневого объема и времени $\Delta\tau_{зан}$ заполнения жидкостью подпоршневого объема пневмогидроцилиндра

$$\Delta\tau_p \geq \Delta\tau_0 + \Delta\tau_{зан}. \quad (1)$$

Время расходования рабочей жидкости

$$\Delta\tau_p = \frac{V_n - 2V_{cp}}{Q_p},$$

где V_n – полезный объем насоса;

V_{cp} – объем жидкости, расходуемый из насоса при совместной работе модулей;

Q_p – объемный расход жидкости на выходе из ПНА.

С учетом того, что

$$V_{cp} = \Delta\tau_{cp} \cdot \frac{Q_p}{2},$$

где $\Delta\tau_{cp}$ – время совместного вытеснения жидкости из модулей, время $\Delta\tau_p$ можно выразить зависимостью

$$\Delta\tau_p = \frac{V_n}{Q_p} - \Delta\tau_{cp}. \quad (2)$$

Время заполнения подпоршневого объема рабочей жидкостью

$$\Delta\tau_{зан} = \frac{V_n}{Q_{зан}}, \quad (3)$$

где $Q_{зан}$ – объемный расход рабочей жидкости на входе в ПНА.

При дренажировании газа из постоянного надпоршневого объема в предположении изотермичности процесса

$$\frac{dP}{d\tau} = -\frac{RT}{V_H} G, \quad (4)$$

где P – давление газа;

T – температура газа;

R – газовая постоянная;

G – массовый расход газа.

Расход газа G при сверхкритическом истечении вычисляется по известной формуле

$$G = P\mu f \sqrt{\frac{k}{RT} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, \quad (5)$$

где μ – коэффициент расхода;

f – площадь жиклера;

k – показатель адиабаты.

Из-за наличия сил трения между поршнем и цилиндром, а также неравенства площадей поршня, на которые воздействуют газ и жидкость, давление газа и жидкости в пневмогидроцилиндре будут отличаться друг от друга. Для учета этого явления введем соответствующие коэффициенты $k_{зан} \geq 1$ и $k_p > 1$. Тогда связь между давлениями газа и жидкости можно выразить соотношениями:

$$\left. \begin{aligned} P_{г зан} &= k_{зан} P_{ж зан}; \\ P_{сж г} &= k_p P_{ж п}, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где $P_{г зан}$ – давление газа в надпоршневом объеме при заполнении подпоршневого объема жидкостью;

$P_{ж зан}$ – давление жидкости в подпоршневом объеме при его заполнении;

$P_{сж г}$ – давление сжатого газа в надпоршневом объеме при вытеснении (расходовании) жидкости из подпоршневого объема;

$P_{ж п}$ – давление жидкости в подпоршневом объеме при ее расходовании.

При открытии дренажного ЭПК сжатый газ стравливается сначала от давления $P_{сж г}$ до давления $P_{пр}$, на которое настроен предохранительный клапан, за пренебрежимо малое время по сравнению с временем истечения газа через жиклер от давления $P_{пр}$ до давления $P_{г зан}$.

Решая уравнение (4) с учетом (5), получим

$$\Delta\tau_0 = \frac{V_H}{\mu f \sqrt{kRT \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}} \cdot \ln \frac{P_{пр}}{P_{г зан}}. \quad (7)$$

Исходя из равенства абсолютных величин скоростей изменения объемов жидкости и газа при заполнении рабочей жидкостью подпоршневого объема

$$Q_{зан} = \frac{G}{\rho}, \quad (8)$$

где ρ – плотность газа.

Из уравнений (5) и (8) с учетом известного соотношения $\rho = P/(RT)$ получим

$$Q_{зан} = \mu f \sqrt{kRT \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}. \quad (9)$$

Как видно из (9), объемный расход жидкости $Q_{зан}$ на установившемся режиме заполнения подпоршневого объема не зависит от давления газа над поршнем, а определяется только проходным сечением жиклера и температурой газа.

С учетом соотношения (9) формулу (7) можно записать в виде

$$\Delta\tau_0 = \frac{V_H}{Q_{зан}} \ln \frac{P_{пр}}{P_{г зан}}. \quad (10)$$

Из уравнения (1) после подстановки в него зависимостей (2), (3) и (10) получим

$$Q_{зан} \geq \frac{V_H \left(\ln \frac{P_{пр}}{P_{г зан}} + 1 \right)}{\frac{V_H}{Q_p} - \Delta\tau_{ср}}. \quad (11)$$

При выводе формулы (11) сделано допущение, что полезный объем жидкостной полости насоса равен максимальному объему надпоршневой полости, включая трубопроводы подачи и дренажа сжатого газа.

Расход рабочей жидкости при заполнении подпоршневого объема зависит от давления наддува бака P_0 , давления под поршнем $P_{ж зан}$, гидравлического сопротивления подводящей магистрали ξ_M

(включая обратный клапан ПНА) и плотности жидкости $\rho_{ж}$

$$P_0 - P_{ж\text{ зап}} = \xi_M Q_{зап}^2 \rho_{ж} \quad (12)$$

В ракетной технике компоненты топлива (рабочие жидкости) обычно насыщены газом. Поэтому при проектировании ПНА следует учитывать возможное образование несплошности в потоке рабочей жидкости при заполнении подпоршневого объема, связанное с понижением давления при прохождении подводящей магистрали.

В дальнейшем при выходе из ПНА возрастание давления должно привести к уменьшению объема газовых включений, однако количественно этот процесс описать сложно.

Указанные проблемы выходят за рамки настоящей работы, поэтому будем полагать, что для каждого конкретного случая всегда существует теоретическая или эмпирическая зависимость, которая определяет связь между допустимым перепадом давления на подводящей магистрали, ее гидравлическим сопротивлением и расходом рабочей жидкости

$$P_0 - P_{ж\text{ зап}} \leq F_1(Q_{зап}, \xi_M) \quad (13)$$

Приведенные соотношения позволяют рассчитать проектные параметры ПНА. Исходными данными для расчета являются:

1) теплофизические параметры рабочей жидкости и газа ее насыщения;

2) расход рабочей жидкости Q_p , давление в баке P_0 и в жидкостной полости пневмогидроцилиндра $P_{ж\text{ п}}$ (давление на выходе ПНА);

3) время задержки срабатывания ЭПК.

Расчет проводят в следующей последовательности.

а) из соотношений (6) находим $P_{сж\text{ з}}$;

б) При помощи уравнений (6), (12) и (13) находят аналитическую или графическую функциональную зависимость

$$F_2(Q_{зап}, \xi_M, P_{г\text{ зап}}) = 0; \quad (14)$$

с) задаются значениями $P_{пр}$ ($P_{пр} > P_{г\text{ зап}}$), $\Delta\tau_{ср}$ ($\Delta\tau_{ср} > \Delta\tau_{з0}$) и минимально возможной величиной ξ_M . Решая совместно систему уравнений (11) и (14), определяют $Q_{зап}$ и V_n ;

д) из уравнения (9) находим проходное сечение жиклера f ;

е) При помощи зависимостей (2), (3) и (7) вычисляют временные характеристики ПНА – $\Delta\tau_p$, $\Delta\tau_{зап}$, $\Delta\tau_d$ и продолжительность цикла ПНА

$$\Delta\tau_{ц} = 2(\Delta\tau_{ср} + \Delta\tau_d + \Delta\tau_{зап}).$$

В случае, если допустимый перепад давления на подводящей магистрали более чем на порядок превышает допуск на давление настройки предохранительного клапана ($P_{пр} > P_{г\text{ зап}}$, $\Delta\tau_d > 0$), тогда выражение (11) примет вид

$$Q_{зап} \geq \frac{Q_p}{1 - Q_p \cdot \Delta\tau_{ср}}.$$

Литература

1. А.с. СССР №1765510 А1, кл. F04B9/12. Пневмонасос / И.И. Калиниченко, В.Г. Курейчик, Ю.П. Просвирыков, С.П. Скороходов, Г.Г. Хохлов // Бюл. №36, 1992 г.
2. Патент Украины №57095, кл. F04B9/12. Пневмонасос / В.Н. Шнякин, В.Г. Курейчик, И.И. Калиниченко, С.А. Шевченко // Бюлл. № 6, 2003 г.
3. Пневмонасосный агрегат для систем подачи жидкостного ракетного двигателя / В.Н. Шнякин, В.Г. Курейчик, В.И. Конох, Г.Г. Хохлов, И.Ю. Кука. // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: НАКУ "ХАИ". – 2004. – Вып. 8/16. – С. 249 – 250.
4. Заявка на изобретение № а 2005 00019, кл. F04B9/12. Пневмонасос / В.Л. Джеппа, А.А. Дубровинский, М.И. Кошкин. Заявлено 04.01.2005.

Поступила в редакцию 4.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Габринец, Национальная академия государственного управления при президенте Украины, Днепропетровск.

УДК 533.9.07

А.В. ХИТЬКО

Днепропетровский национальный университет, Днепропетровск, Украина

КОНЦЕПЦИЯ ПОСТРОЕНИЯ КАТОДОВ НА КОМБИНИРОВАННОМ РАБОЧЕМ ТЕЛЕ

Приведены варианты построения катодов электроракетных двигателей малой мощности на комбинированных рабочих телах. Они отличаются расходами рабочего тела и давлением газа при котором существует газовый разряд с цезиевым полым катодом.

полый катод, электрический ракетный двигатель, расход рабочего тела, активатор, плазменный мост, ток, напряжение, внутренний разряд

Введение

В течение последних лет установилась тенденция увеличения роли микроспутников (МС) и расширения диапазона их применений [1]. Это стимулирует работы по созданию двигательных систем малой мощности (до 100 Вт), которые могут быть использованы в системах ориентации и коррекции орбиты МС.

Как одну из двигательных технологий, которую можно применять на борту МС, следует рассматривать электрические ракетные двигатели (ЭРД), в частности, холловские двигатели (ХД) [2]. Такие несомненные преимущества как конструктивная простота, легкость управления, высокий уровень выходных характеристик позволят им занять свое место среди расположенного на борту оборудования.

Основным фактором, сдерживающим использование холловских двигателей на борту малых космических аппаратов с низкой энерговооруженностью, является их относительно большая потребляемая мощность (100Вт, СПД-25).

1. Формулирование проблемы

Один из способов снижения уровня потребляемой мощности связан с реализацией режимов

работы катода и двигателя при малых токах разряда (до 0,5А).

Для ЭРД характерно использование, в качестве основного катода и катода-нейтрализатора, полого плазменного катода с протоком рабочего тела. Расход через катод обычно составляет до 10% от основного расхода через двигатель, что при прочих равных условиях приводит к снижению удельного импульса. Ввиду этого естественным является стремление разработчиков к снижению расхода через катод и повышению его газовой эффективности.

Непосредственное снижение расхода для диафрагмированного полого катода приводит к желаемому снижению разрядного тока, но при предельных граничных значениях расхода разряд гаснет, двигатель не работает [3]. Следовательно, проблема обеспечения работы катода и двигателя при снижении расхода рабочего тела через катод и малых уровнях токов (меньших 0,5 – 0,8 А), актуальна и требует оригинальных решений на основе новых подходов к организации плазменного катода.

Обзор публикаций. Анализ результатов исследований цезиевых полых катодов показал, что организация в полости катода вспомогательного внутреннего разряда позволяет обеспечить его устойчивую работу при давлениях меньших 1 Торр на один три порядка [5]. Как следствие этого удалось снизить расход щелочного металла до $10^{-4} - 10^{-2}$ мг/с. Также

получено, что для создания в межэлектродном зазоре квазинейтральной плазмы, обеспечивающей прохождение тока необходимой плотности, можно использовать дополнительную подачу газа не через полость катода, а извне – газовый катод с внешней подачей [4].

Экспериментально установлено, что увеличение расхода щелочного металла для газового катода с внешней подачей рабочего тела приводит к существенному снижению прикатодного скачка потенциала и как следствие напряжения горения разряда. Также известно [6] что, аналогичным образом влияет на напряжение разряда и изменение величины основного расхода газа, с ростом расхода напряжение падает.

Расход активатора, в нашем случае щелочного металла, на четыре-пять порядков меньше расхода основного плазмообразующего газа [7]. Поэтому можно существенно увеличить газовую эффективность катода, построив его по схеме с внешней подачей и при этом изменив соотношение между расходом активатора и плазмообразующего газа.

2. Решение проблемы

Катодный расход состоит из двух составляющих: расхода активирующего вещества и плазмообразующего газа. При построении катода на комбинированном рабочем теле необходимо действовать следующим образом, уменьшить расход газа, что приведет к увеличению напряжения горения разряда. Затем увеличением расхода активатора добиться прежнего его значения. При этом параметры разряда (ток, напряжение) останутся неизменными, но суммарный расход существенно уменьшится, т.к. расход активатора значительно меньше и его доля в суммарном расходе мала. Катод будет работать на комбинированном рабочем теле (газ + щелочной металл), но соотношение расходов и суммарный расход существенно уменьшатся, газовая эффективность возрастет.

Недостаток нейтральных атомов может быть пополнен за счет дополнительного введения газа в разрядный промежуток, минуя полость катода. При этом роль щелочного металла заключается в снижении работы выхода эмитирующей поверхности и ее температуры, а роль дополнительного расхода инертного газа (химически пассивного) – к созданию в межэлектродном зазоре квазинейтральной плазмы обеспечивающей перенос электронов к пучку.

Постановка задачи исследования. Задачей данного исследования является разработка вариантов и рекомендаций по построению катодов ЭРД на комбинированных рабочих телах.

Основной материал

Изменяя соотношение между расходами газа и щелочного металла можно предложить несколько вариантов построения катодов на комбинированном рабочем теле, обеспечивающих необходимый уровень разрядного тока ($I_p > 0,8$ А):

1. Цезиевый полый расходный катод.

Подачи газа нет.

2. Цезиевый катод + струя ускорителя.

Наиболее предпочтительное расположение катода в центральном магнитопроводе двигателя.

3. Цезиевый катод + газовая ступень.

Катод с внешней подачей

Наиболее предпочтительное расположение катода в центральном магнитопроводе двигателя.

4. Газовый катод с активатором на основе солей цезия.

Выбор конкретного варианта построения катода необходимо осуществлять исходя из требований, которые являются определяющими для всей двигательной установки и космического летательного аппарата в целом.

Требования и соответствующие приоритетные варианты построения катода можно представить следующим образом:

1. Малая допустимая доза напыления щелочного металла на поверхность и узлы КЛА. Низкий расход щелочного металла.

В этом случае наиболее предпочтительным является использование газового катода с активатором на основе солей цезия [7]. Катод может быть построен, как по традиционной схеме с протоком рабочего вещества через полость, так и по схеме с внешней подачей газа. В качестве активирующей соли щелочного металла необходимо использовать алюминат цезия или калия, которые имеют более низкое значение давления насыщенного пара и при рабочей температуре катода обеспечат более низкую величину расхода активатора.

Если допустимый уровень напыления позволяет поднять расход ЩМ, то следует использовать схему с внешней подачей газа, которая позволит повысить газовую эффективность катода. Менее привлекательными являются варианты использования чисто цезиевого катода без газовой компенсации разрядного промежутка. В этом случае уровень напыления будет максимальным.

2. Высокая газовая эффективность, минимальный расход через катод и как следствие минимальный запас рабочего тела.

Такая постановка задачи при проектировании катода правомочна для малых летательных аппаратов – микроспутников [1]. Использование на их борту электрических ракетных двигателей обусловлено возможностью, благодаря более высокому значению удельного импульса, существенно снизить запас рабочего тела необходимый для выполнения задачи полета. Расход рабочего тела через катод не участвует в создании тяги двигателя и является прямыми потерями, которые необходимо снижать.

В этом случае наиболее предпочтительным вариантом построения катода является цезиевый катод с использованием проводимости граничных областей ускоренного пучка ионов для создания «плазменного моста». При этом отсутствует подача газа через

катод в разрядный промежуток "пучок-катод". Компенсация пространственного заряда электронов обеспечивается плазмой и доионизированным газом струи ускорителя. Расход щелочного металла меньше, чем у цезиевого катода традиционной схемы. Его величина определяется давлением в полости, необходимым для создания на поверхности катода пленки активатора.

Менее привлекательным является вариант традиционного цезиевого катода или катода на солях цезия. Крайне не желательными, но возможными являются варианты газовых катодов.

3. Низкий уровень потребляемой мощности.

Наиболее жестко это требование предъявляется для катодов микродвигателей, которые используются на малых летательных аппаратах. Энерговооруженность малых и микроспутников находится на уровне 1 – 2 Вт на килограмм общей массы спутника [1]. Мощность, которая может быть выделена для обеспечения работоспособности катода, составляет 10 – 15 Вт.

Потребляемая катодом мощность определяется в первую очередь необходимым уровнем рабочих температур, который зависит от используемого активатора. Поэтому варианты цезиевого катода в различных модификациях (традиционная схема, схема с внутренним разрядом) более предпочтительны. Катоды, работающие на чистом жидком металле, будут иметь меньший уровень температур в зоне генерации паров, чем работающие на солях. Поэтому с точки зрения энергозатрат работа на чистых металлах предпочтительнее.

При рассмотрении энергопотребления катодом важным параметром является величина катодного скачка потенциала, которая находится на уровне потенциала ионизации рабочего тела. С этой точки зрения газовые катоды более энергоемки, т.к. потенциал ионизации Хе в 3 раза выше, чем у Cs. Прикатодное падение потенциала обеспечивает только перенос электронов в разрядный промежуток. При

питании двигателя источником напряжения его увеличение приводит к снижению ускоряющего напряжения, уменьшению уровня тяги, росту цены тяги двигателя. Поэтому в этом случае работа на чистом цезии более предпочтительна.

4. Максимальный ресурс.

Наибольшее влияние на ресурс катода-компенсатора оказывает материал эмиттера.

Применяемый в настоящее время в качестве эмиттера компенсаторов ОКБ «ФАКЕЛ» прессованный гексаборид лантана наряду со своими замечательными свойствами (низкая работа выхода электронов $\phi_K = 2,8$ эВ), высокая температура плавления ~ 2100 °С, высокие плотности эмиссионного тока на уровне 25 А/см^2 при температуре 1600 °С и т.д. [8], обладает и существенными недостатками, которые ограничивают его использование в системах с ресурсом в несколько тысяч часов. Так, при температурах ~ 1600 °С и давлениях $30 \dots 40$ мм рт. ст., которые реализуются в компенсаторах, прессованные гексаборид лантановые катоды подвергаются диссоциативному испарению со значительными потерями массы по сравнению со скоростями испарения наиболее тугоплавких металлов.

Другим существенным недостатком этих катодов является их высокая химическая активность при высоких температурах, приводящая к интенсивному взаимодействию с металлическими конструкционными материалами компенсатора, в частности, с молибденом и его сплавами.

В этой связи представляется целесообразным применение между молибденом и гексаборидом лантана барьерных слоев из нитрида или карбида циркония, либо изготовление конструкционного материала катода из вакуумно-плотного графита. Это может несколько расширить область разрядных токов и повысить ресурс компенсатора, однако, полностью не решит проблему нейтрализатора СПД на требуемые времена работы.

Термоэмиттеры, разработанных в Харьковском авиационном институте импрегнированных вольфрамо-бариевых термокатодов ГПВК (ХАИ-2, БКН-5, БНК-Л, КМ-290 и др.), выполнены из пористого вольфрама, пропитанного алюминатом бария-кальция [8].

На основании имеющихся опытных данных установлено, что при правильной организации режимов работы вольфрамо-бариевых термоэмиттеров в составе ГПВК происходит унос только активатора, вольфрамовая губка (основа) эмиттера при этом практически не эродирует, массоунос вольфрама на $2 - 3$ порядка меньше скорости массоуноса активатора.

Опыт показывает, что при работе полых вольфрамо-бариевых катодов в дуговом разряде, скорость массоуноса активатора изменяется. Сначала она резко уменьшаясь на этапе приработки, затем медленно уменьшается в период установившегося износа (на этом этапе ее можно считать практически постоянной), в самом же конце ресурса, (последние минуты и секунды работы катода), – в период разрушения – резко скачком возрастает. Поскольку по продолжительности этап установившегося износа на $2 - 3$ порядка превышает период приработки, и на несколько порядков - период разрушения, то для оценочных расчетов можно использовать скорость массоуноса активатора, измеренную на этапе установившегося износа, приняв ее постоянной. Наконец, нерасходуемый остаток массы активатора обычно настолько мал, что им можно пренебречь. Следовательно, ресурс эмиттера обусловлен величиной запаса активатора и скоростью его массоуноса.

В нашем случае при любой схеме построения катода в качестве активатора использует щелочной металл – цезий. Пленка цезия на эмиссионной поверхности динамическая. Ее параметры в основном определяются давлением в полости катода. Поэтому

ресурс катода обусловлен необходимым запасом и величиной расхода щелочного металла.

К положительным моментам с точки зрения ресурса следует отнести существенно более низкую рабочую температуру катода и более низкое значение прикатодного скачка потенциала. Это позволяет утверждать, что скорость термического испарения материала катода и скорость ионного распыления в случае цезиевого активирования ниже, чем при использовании других активирующих веществ.

Среди рассматриваемых вариантов катодов с цезиевым активатором предпочтение, с точки зрения обеспечения максимального ресурса, следует отдать чисто цезиевым вариантам без использования газа. В этом случае катодное падение потенциала будет ниже порога ионного распыления материала катода, что положительно скажется на его ресурсе.

Выводы

1. Экспериментально подтверждена возможность построения малорасходного полого катода на базе ампульного полого катода на комбинированном (активатор + газ) рабочем теле.

2. Определены варианты построения катодов, отличаются расходами рабочего тела и давлением газа при котором существует газовый разряд с цезиевым полым катодом.

Заключение

В каждом конкретном случае для выбора варианта построения катода необходимо дополнительно проводить комплекс прикладных экспериментальных исследований для согласования рабочих режимов катода и ускорителя.

Литература

1. Университетские проекты микроспутников: тенденции, технологии, реализация // Материалы международного семинара-практикума. – Днепропетровск, 2002. – 90 с.
2. Small SPT unit development and test / Arkhipov B. et al. // 3-rd International Conference Spacecraft Propulsion. Cannes, France 10-13 Oct. 2000.
3. Термоэлектронные катоды. / Г.А.Кудинцева, А.И. Мельников, А.В. Морозов, Б.Н. Никонов. – М.: Энергия., 1966. – 386 с.
4. Морозов А.И. Физические основы космических электрореактивных двигателей. – М.: Атомиздат, 1978. – 328 с.
5. Хитько А.В. Двухступенчатый полый катод // Современные проблемы ДЛА: Тр. 3 Всесоюз. науч.-техн. конф. – М.: МАИ, 1986. – 620 с.
6. Термоэмиссионные преобразователи и низкотемпературная плазма / Под ред. Б.Я. Мойжеса, Г.Е. Пикуса. – М., 1973. – 480 с.
7. Дюжев Г.А., Бакшт Ф.Г., Юрьев В.Г. Теория сильноточного дугового полого катода // ЖТФ. – 1981. – Т. 51. – С. 1846 – 1857.
8. Лоян А.В., Рыбаков А.А. Разработка электродугового двигателя малой мощности для коррекции и ориентации спутника // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: «ХАИ». – 1998. – Вып. 5. – С. 225 – 228.

Поступила в редакцию 27.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Н.В. Белан, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 533.9.07

Т.А. МАКСИМЕНКО, А.В. ЛОЯН, Н.Н. КОШЕЛЕВ

*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского "ХАИ", Украина***ХОЛЛОВСКИЙ ДВИГАТЕЛЬ МАЛОЙ МОЩНОСТИ ДЛЯ СИСТЕМ КОРРЕКЦИИ ОРБИТЫ МАЛЫХ МИНИ И МИКРОСПУТНИКОВ**

Рассмотрены проблемы актуальности разработки СПД малой мощности. Представлены основные требования для этого класса двигателей, сравнительные характеристики модели СПД и холловских двигателей малой мощности, разработанных ведущими мировыми специалистами. Обсуждаются преимущества и недостатки ряда методов проектирования холловских двигателей малой мощности. Показаны результаты испытаний и основные параметры серии лабораторных моделей СПД-20М.

электрореактивный двигатель, стационарный плазменный двигатель, микроспутник, тяга, зондовые измерения, эрозия изолятора

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами

Еще в 70-х годах прошлого века было доказано, что для коррекции и поддержания орбиты космических аппаратов (КА) преимуществами обладают двигательные установки (ДУ) на базе электрореактивных двигателей (ЭРД), в частности хорошо себя зарекомендовали стационарные плазменные двигатели (СПД) [2]. Так, например, в ОКБ ФАКЕЛ (Россия) разработан целый модельный ряд СПД с номинальной рабочей мощностью от 200 Вт до 20 кВт. Аналогичные работы проводятся в США и Франции. Однако основные усилия направлены на создание двигателей мощностью 1,5 – 3 кВт для аппаратов массой 1000 кг и более.

Однако известно, что настоящее время имеет место миниатюризация и увеличение надежности электроники спутниковых систем, и, как следствие, уменьшение веса полезной нагрузки и КЛА в целом (до 100 кг и до 100 Вт электрической мощности фотоэлектрических преобразователей), соответственно уменьшается и энерговооруженность КЛА. В то же время из-за отсутствия надежных и эффективных двигателей еще не решена проблема разработки систем активной коррекции и поддержания орбиты малых и микро КЛА.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем

В настоящее время актуальной является проблема разработки СПД малой мощности с параметрами, приемлемыми для применения на малых КА типа микроспутник. Основными требованиями для проектирования является очень малая мощность двигателя – менее 100 Вт. Это накладывает существенные ограничения на геометрические размеры, что серьезно усложняет задачу разработки магнитной системы и двигателя в целом.

Рядом организаций принимались значительные усилия по созданию СПД мощностью до 100 Вт (табл. 1).

Однако легко увидеть, что все эти двигатели не удовлетворяют необходимым требованиям по уровню мощности или по параметрам двигателя.

Отдел перспективных разработок Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского "ХАИ" разработал серию моделей двигателя СПД-20М, последняя из которых, по мнению авторов, имеет приемлемые характеристики при уровне мощности до 100 Вт.

Целью исследований являлось создание и испытание МСПД с параметрами, приемлемыми для применения на малых КЛА в системах поддержания и коррекции орбиты.

Таблица 1

Характеристики СПД мощностью до 100 Вт

Разработчик, модель	$D_{\max}$, мм	N , Вт	P , мН	J_{sp} , с	КПД
ОКБ Факел, Россия СПД-25	25	59	3,2	554	0,14
СПД-30	30	90	4,9	819	0,19
СПД-50	50	86	5,3	850	0,21
Исслед. центр им. Келдыша, Россия КМ-37	37	100	5,7	895	0,24
КМ-32	32	160	10,4	1410	
Х-40	40	110	5,8	1160	
ЦНИИМАШ, Россия D-38	38	110	5,1	862	
T-27	27	114	5,3	1033	
Испания, MIT		100	1,6	773	0,063
		42	0,85	515	0,05
Busec Co Inc., США BHT-200		100	3,8	1100	0,15
Alta and Centropazio, Италия ХНТ-100	29	60–160	3,5–10	750-950	0,21–0,29
Украина, ХАИ, СПД-20М	23	<100	5	1350	~0,34

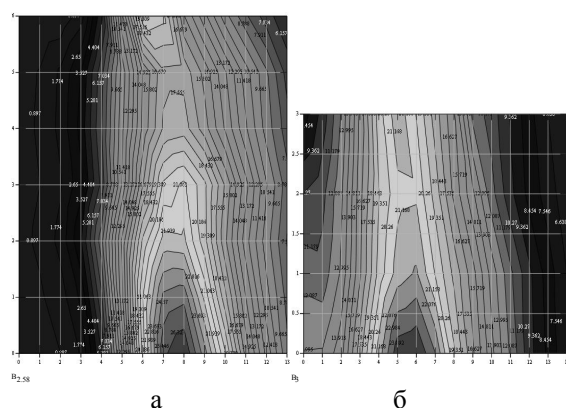


Рис. 1. Топограммы распределения магнитного поля
а – отработанной конструкции СПД-70,
б – конструкции СПД-20М3

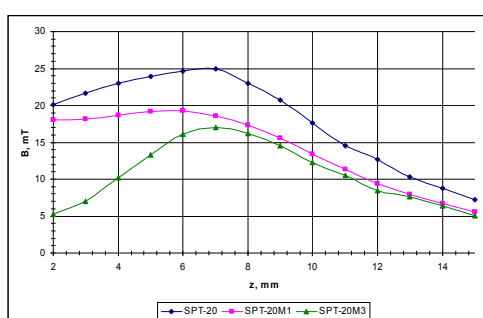


Рис. 2. Сравнительные результаты распределения радиального магнитного поля вдоль срединной поверхности разрядной камеры для трех вариантов СПД-20

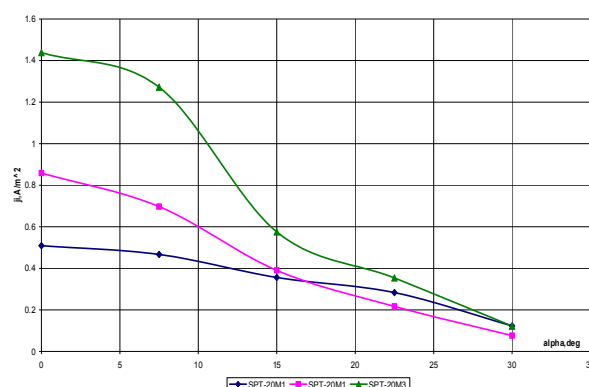


Рис. 3. Угловое распределение плотности ионного тока для различных модификаций двигателя СПД-20

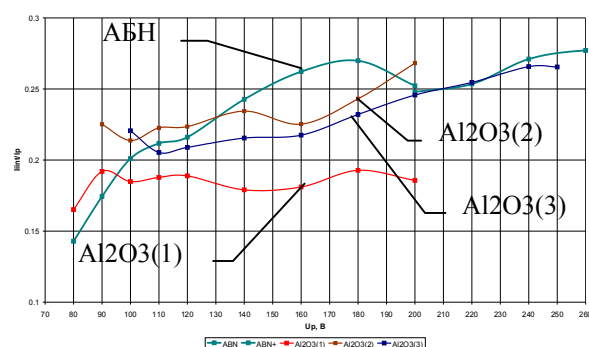


Рис. 4. Влияние материала разрядной камеры на отношение ионного тока двигателя к разряду при прочих равных условиях

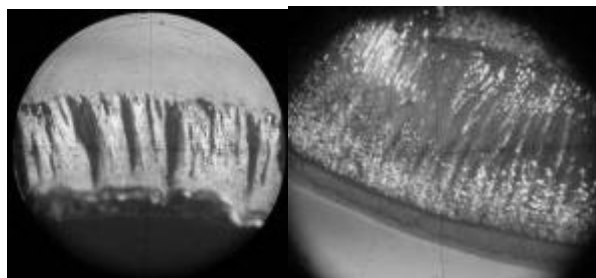


Рис. 5. Эрозия внутреннего диэлектрического кольца РК после 300ч работы (7:1):

а – АБН;
б – Al_2O_3

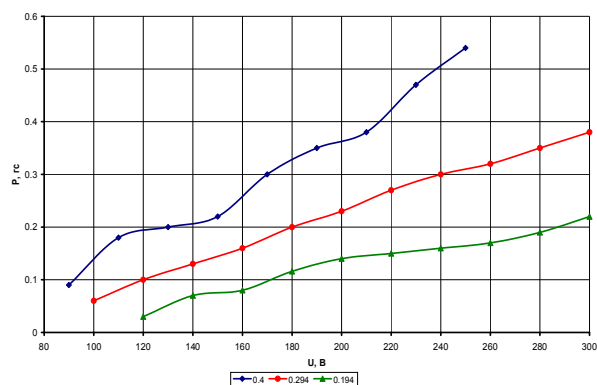


Рис. 6. Зависимость тяги от разрядного напряжения

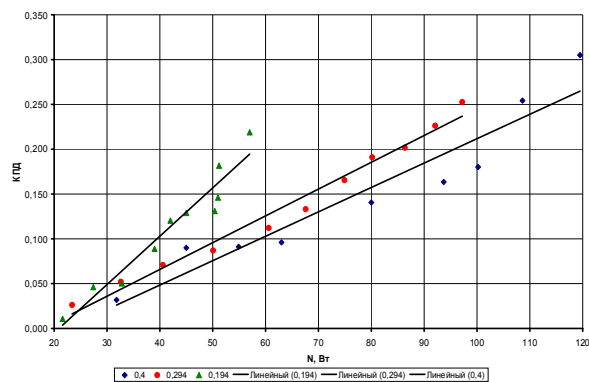


Рис. 7. Зависимость КПД от потребляемой мощности

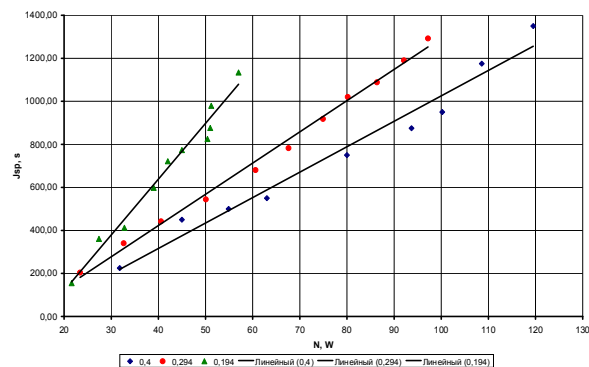


Рис. 8. Зависимость удельного импульса от потребляемой мощности

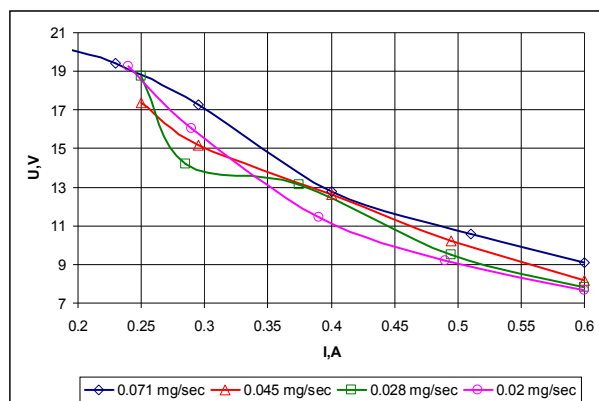


Рис. 9. Разрядные характеристики БНК М02 в диодном режиме на разных массовых расходах

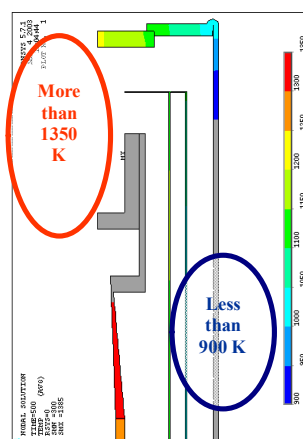


Рис. 10. Распределение температурных полей в конструкции БНК



Рис. 11. Лабораторная модель СЭП



Рис. 12. СХПРТ на стенде с двигателем и катодом-компенсатором

Результаты исследований

Для создания ЭРДУ на базе МСПД были разработаны, изготовлены и испытаны следующие основные узлы:

1. Серия двигателей СПД-20М.
2. Катод-компенсатор БНК М02.
3. Система электропитания.
4. Система хранения и подачи рабочего тела.

Для оптимизации параметров МСПД в МНТЦ КЭД ХАИ исследования двигателя были проведены по следующим направлениям:

1. Магнитная система МСПД:
 - материал магнитопровода;
 - конфигурация магнитных силовых линий.
2. Материал изолятора разрядной камеры (РК).

Для реализации указанных исследований МСПД прошел комплексные испытания, в ходе которых проводились:

1. Построение топограмм магнитного поля в РК.
2. Измерение интегральных характеристик.
3. Автоматизированные зондовые измерения струи плазмы двигателя.
4. Ресурсные испытания.

Анализ свойств магнитомягких материалов показал, что при использовании специальных сплавов можно снизить энергопотребление на создание магнитного поля примерно в 3 раза.

Как известно, оптимальная ионная фокусировка обеспечивается колоколообразным видом магнитного поля вдоль оси разрядной камеры. На рис. 1 для сравнения показаны топограммы магнитного поля хорошо отработанной модели СПД-70 и последней версии СПД-20М. Очевидно, что последняя модификация имеет оптимальное распределение $\vec{B}$ не только вдоль срединной поверхности разрядной камеры (рис. 2), но и вблизи магнитных полюсов.

Для более полного представления о параметрах двигателя была проведена зондовая диагностика струи плазмы при помощи электростатического зонда.

В результате были получена информация о локальных характеристиках (потенциал плазмы, концентрация плазмы, температура электронов). На основании полученных данных вычислялись интегральные характеристики двигателя (угол раскрытия струи плазмы, интегральный ионный ток). На рис. 3 представлено угловое распределение плотности ионного тока для различных модификаций двигателя СПД-20.

Из диаграммы видно, что при всех прочих равных условиях работы фокусировка и величина плотности ионного тока для модификации двигателя СПД-20М3 в 2 раза лучше предыдущей модели СПД-20 М1 и в 3 раза лучше первой – СПД-20.

Известно, что материал диэлектрической камеры СПД является определяющим как для ресурса, так и эффективности двигателя. Поэтому была проведена целая серия экспериментов по поиску новых материалов.

Применяя материалы разрядной камеры с меньшим коэффициентом распыления, мы увеличиваем ресурс двигателя. Предпочтительнее использовать не керамику АБН, а Al_2O_3 .

Однако, по данным [1], чистый Al_2O_3 существенно ухудшает интегральные параметры двигателя за счет увеличения коэффициента вторичной электронной эмиссии. Нами были исследованы диэлектрические материалы, изготовленные из Al_2O_3 с различными присадками.

Как показали результаты исследований, при сохранении эффективности двигателя можно увеличить ресурс на порядок раз, применяя Al_2O_3 керамику с присадкой №2 (рис. 4, 5).

Так, объемная скорость уноса материала наиболее подвергнутого эрозии внутреннего кольца изолятора составила:

для АБН – $89 \cdot 10^{-6} \text{ см}^3/\text{ч}$, для Al_2O_3 – $6,2 \cdot 10^{-6} \text{ см}^3/\text{ч}$.

Двигатель прошел испытания на вакуумном стенде лаборатории ЭРД ФТИ ДНУ. В ходе испытаний варьировались значения анодного массового

расхода $\dot{m}_a$ и разрядное напряжение U_p при фиксированном токе катушки намагничивания. Данные, полученные в результате эксперимента, приведены на рис. 6 – 8.

Легко увидеть, что двигатель обладает хорошими характеристиками. Следует учесть, что это лабораторная модель, и решение отдельных технологических вопросов позволит улучшить параметры двигателя.

Также велась работа по оптимизации катода-компенсатора. Основные требования, предъявляемые к катоду-компенсатору – обеспечение при минимальных значениях массы, размера, массового расхода и работы выхода эмиттера максимальной энергетической эффективности.

Для работы с двигателем СПД-20 был спроектирован и изготовлен катод-компенсатор класса БНК М02, разрядные характеристики которого представлены на рис. 9.

Для определения тепловых режимов работы и способности выдерживать технологические и эксплуатационные нагрузки были проведены соответствующие расчеты в пакете ANSYS (рис. 10).

Для обеспечения стабильной работы двигателя была разработана и изготовлена система лабораторная модель системы электропитания (рис. 11).

Эта ЛМ СЭП прошла уже ряд модификаций по параметрам запуска и стабильности свойств и в настоящее время полностью удовлетворяет требуемым параметрам.

Для обеспечения подачи рабочего тела в газовый тракт двигателя и катода была спроектирована и изготовлена система хранения и подачи рабочего тела. Она включает в себя блок грубой и тонкой стабилизации (рис. 12).

СХПРТ обеспечивает такие параметры:

- катодный массовый расход 0,01 – 0,15 мг/с;
- анодный массовый расход 0,2 – 1,2 мг/с;
- максимальные флуктуации менее 0,3%.

Перспективы дальнейших исследований

В настоящее время ведется технологическая отработка отдельных узлов двигателя для создания летного варианта, на базе которого разрабатывается электрореактивная двигательная установка для коррекции и поддержания орбиты КА малого класса.

Заключение

Испытания разработанной лабораторной модели ЭРДУ на базе СПД-20М показали, что ее параметры удовлетворяют требованиям разработчиков малых и микро КА. При этом необходимо учитывать немаловажный технологический аспект, разрешение которого позволит создать летный вариант ЭРДУ и обеспечить решение задач коррекции орбиты и ориентации малых и микро КА. Что мы и планируем сделать в недалеком будущем.

Литература

1. Hruby V., Monheiser J., Pote B. “Low Power Hall Thruster Propulsion System” in Proceedings of the International Electric Propulsion Conference IEPC-99-092 26th. – Kitakyushu, Japan. – (1999, 17-21 October) – 1999. – Vol. 1. – P. 544 – 551.
2. Belikov M.B., Gorshkov O.A., Rizakhanov R.N. “The Output Parameters and Angular Plume Characteristics of Low Power Hall Thruster” in Proceedings of the International Electric Propulsion Conference IEPC-99-094 26th – Kitakyushu, Japan. – (1999, 17-21 October) – 1999. – Vol. 1. – P. 552 – 558.
3. Стационарные плазменные двигатели / Н.В. Белан, В.П. Ким, А.И. Оранский, В.Б. Тихонов: Уч. пособие. – Х.: ХАИ, 1989. – 315 с.

Поступила в редакцию 1.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Н.В. Белан, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.

УДК 533.9.07, 621.387.424

С.А. ОГИЕНКО

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского "ХАИ", Украина

АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ФОРМИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПОЛЯ И ФОКУСИРОВКУ ИОННОГО ПОТОКА В УСКОРИТЕЛЕ ХОЛЛА И В СТАЦИОНАРНОМ ПЛАЗМЕННОМ ДВИГАТЕЛЕ

С целью улучшения фокусировки ионного пучка ускорителя Холла, на первом этапе, на основе метода Монте-Карло решена задача о движении электронов в скрещенных неоднородных электрическом и магнитном полях при условии их стационарности и учете неоднородного распределения по углам рассеянных электронов при их взаимодействии с частицами плазмы.

ускоритель Холла, стационарный плазменный двигатель, фокусировка ионного потока, формирование электрического поля

Введение

Ускоритель с замкнутым дрейфом электронов и протяженной зоной ускорения, который также известен как ускоритель Холла (УХ), в настоящее время широко используется в качестве стационарного плазменного двигателя (СПД) для космических аппаратов. С целью улучшения фокусировки потока УХ выделены вопросы, требующие дальнейшего изучения: динамика электронов; закономерности формирования электрического поля в разрядной камере (РК).

1. Формулирование задач

При решении вышеперечисленных вопросов широко используется описание распределения потенциала электрического поля с помощью так называемого "уравнения термализованного потенциала" (УТП) [1, 2]. Однако остаются противоречия, которые не могут быть объяснены в рамках сделанных предположений и требуют исследования. Условия, при которых определено так называемое УТП, предполагают наличие "перемешивающего электроны фактора" [2]. Полагается, что интенсивность взаимодействия должна быть такова, чтобы отклонение электрона за счет кулоновских столкновений – "перемешивающего фактора" на угол порядка 90°

происходило на расстоянии $L_{mix} = \lambda_{90}$ много меньшим, чем характерный размер неоднородности магнитного поля $L_{н.мп} \sim 10^{-2}$ м (определяется шириной канала). Т.е. должно выполняться условие $L_{mix} \ll L_{н.мп}$. Оценивая λ_{90} согласно [3], получаем $L_{mix} = \lambda_{90} \approx 1$ м, что превосходит $L_{н.мп}$.

Представляется необходимым решение стационарной задачи об определении движения электронов в РК в условиях, характерных для рабочего режима двигателя, с учетом наличия неоднородных электрического и магнитного полей и двумерного характера магнитного поля; характерного углового распределения рассеянных электронов при упругом и неупругом взаимодействии с частицами в плазме РК. Основным результатом решения стационарной задачи будет определение в первом приближении распределений: осредненной по ширине канала скорости движения электронов вдоль оси РК; осредненной энергии электронов; области локализации в РК процессов ионообразования.

2. Решение задач.

Результаты исследований

2.1. Уравнения и условия математической модели движения электронов в РК

Задача о движении электронов решается на основе метода Монте-Карло. Траектория движения

электронов в РК определяется путем численного интегрирования системы дифференциальных уравнений движения заряженной частицы с единичным зарядом $-q$, массой $-m$, в скрещенных неоднородных магнитном поле с составляющими B_z и B_y , и электрическом поле $-E_z$ и E_y :

$$\begin{cases} m \cdot \dot{V}_x = -q \cdot B_z \cdot V_y + q \cdot B_y \cdot V_z; \\ m \cdot \dot{V}_y = -q \cdot E_y + q \cdot B_z \cdot V_x; \\ m \cdot \dot{V}_z = -q \cdot B_y \cdot V_x - q \cdot E_z. \end{cases}$$

Учтены упругие и неупругие столкновения электронов. Вероятностный механизм столкновений моделируется путем введения (дополнительно) расчета вероятности пробега электроном пути λ до реализации интересующего процесса по формуле $P\left(\frac{\lambda}{\lambda_0}\right) = \exp\left(-\frac{\lambda}{\lambda_0}\right)$, где λ_0 – средняя длина пробега электрона. Для расчета λ_0 использованы опытные данные о характерном распределении параметров плазмы вдоль РК: $n_e(y)$, $n_a(y)$ – концентрации электронов и атомов РТ.

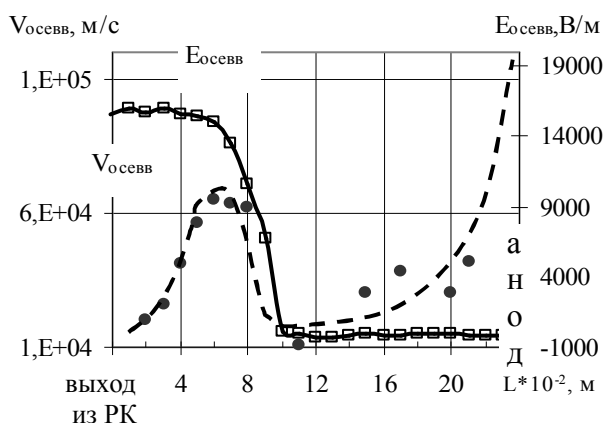


Рис. 1. Распределение скорости движения электронов к аноду и напряженности электрического поля при разрядном напряжении 250 В:

L – расстояние от выхода из РК.

$E_{осев}$ – напряженность эл. поля в РК

Взаимодействие с атомами моделируется с учетом характерного углового рассеяния электронов в зависимости от кинетической энергии взаимного движения [4]. Полагается, что процессы рекомбинации происходят на поверхности РК при неупругом столкновении электрона со стенкой РК. Учтен пристеночный скачок потенциала с характерной величиной $\approx (1,5 \dots 2) \cdot T_e$. Определен коэффициент вторичной эмиссии электронов поверхности РК с эмиссионными свойствами оксида Al_2O_3 .

2.2. Результаты расчета по математической модели

Рассчитано: распределение вдоль оси РК осевой скорости электрона $-V_{осев}$; распределение средней энергии электронов $E_{осев}$ (рис. 1, 2) с характерным изменением вдоль РК (с максимумом в зоне ионизации и ускорения, со снижением к аноду и стабилизацией в прианодной области), что соответствует экспериментальным данным; а также распределение в РК области в которой локализованы процессы ионообразования (рис. 3, 4).

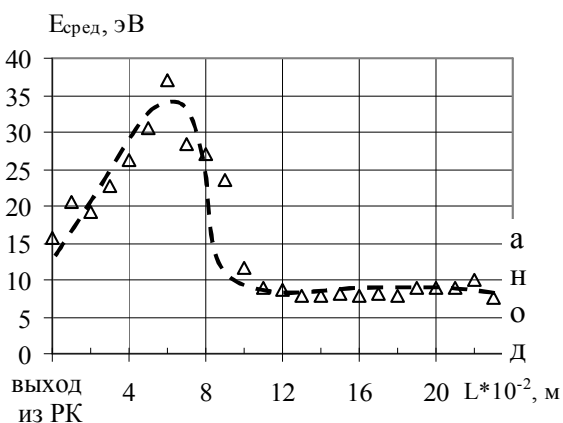


Рис. 2. Средняя энергия электронов $-E_{сред}$ при разрядном напряжении 250 В:
 L – расстояние от выхода из РК

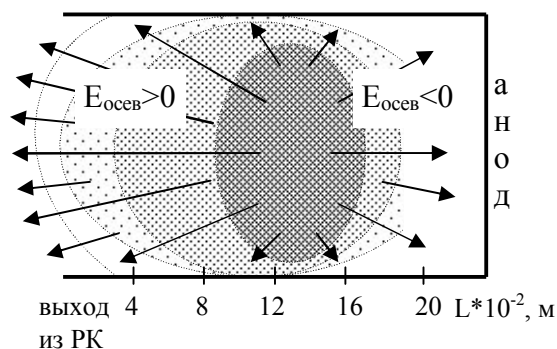


Рис. 3. Распределение в РК области локализации ионизационных столкновений:
 --- Линии равной концентрации ионов.
 ← Направление движения ионов в РК.

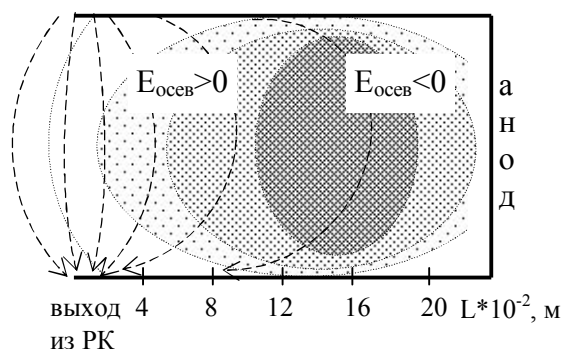


Рис. 4. Распределение в РК концентрации электронов:
 --- Линии равной концентрации электронов
 -.-.- Силовые линии магнитного поля

Заключение

1. Условия, необходимые для выполнения “уравнения термализованного потенциала” в зоне ионизации и ускорения РК УХ, не реализуются вследствие того, что рассеяние электронов является недостаточно интенсивным.

2. Распределение средней энергии электронов вдоль РК качественно соответствует результатам известных экспериментов

3. При анализе процессов следует учитывать влияние на движение электронов неоднородных электрического и магнитного полей, а также особенности рассеяния частиц при упругих и неупругих взаимодействиях.

4. В прианодной области, в которой электрическое поле имеет обратную направленность, механизм диффузии электронов обеспечивает эффективный перенос электронов на анод;

5. Характерный профиль области, где локализованы процессы ионообразования и распределение концентрации электронов определяет качественно распределение потенциала в РК и, т.о., направление движения ионов (к аноду, к выходу из РК и к стенкам РК) — т.е. определяет дефокусировку ионного потока (рис. 3 и 4). Этот профиль соответствует качественно экспериментальным данным о распределении потенциала в РК.

С целью улучшения фокусировки ионов выделены для решения задачи: о распределении ионов в РК с учетом их движения; о движении электронов в области между катодом и РК.

Некоторые результаты работы получены при выполнении проекта № 1936, финансируемого НТЦУ в 2005 г.

Литература

1. Плазменные ускорители / Под ред. Л.А. Арцимовича. — М.: Машиностроение, 1973. — С. 75 — 91.
2. Бугрова А.И., Ким В.П. Современное состояние физических исследований в ускорителях с замкнутым дрейфом электронов и протяженной зоной ускорения // Плазменные ускорители и ионные инжекторы. — М.: Наука, 1984. — С. 97 — 117.
3. Мак-Даниель И. Процессы столкновений в ионизованных газах.: Пер.с англ. / Под ред. Л.А. Арцимовича. — М.: Мир, 1967. — 564 с.
4. Месси Г. Электронные и ионные столкновения.: Пер. с англ. / Под ред. С.М. Осовец. — М.: Ин. лит., 1958. — 604 с.

Поступила в редакцию 22.04.2005

Рецензент: д-р техн. наук, профессор А.И. Оранский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского “ХАИ”, Харьков.

УДК 629.7.087 : 538.4 : 001.2

С.Н. КУЛАГИН

Днепропетровский национальный университет, Днепропетровск, Украина

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ПРОЦЕССЫ ИОНИЗАЦИИ В ХОЛЛОВСКОМ ДВИГАТЕЛЕ

Проведен анализ возможных способов снижения мощности холловского двигателя, а также экспериментально оценено влияние геометрии разрядной камеры и схемы включения двигателя на интегральные характеристики и процессы ионизации.

холловский двигатель, разрядная камера, ионизация, расход рабочего тела, ток разряда, напряжение разряда, анод

Введение

В связи с миниатюризацией электронных приборов существует тенденция уменьшения массы космических аппаратов, что стимулирует разработку соответствующих двигательных систем с малой потребляемой мощностью, в частности для микро-спутников с массой ~ 100 кг она не должна превышать ~ 100 Вт.

В качестве одного из вариантов можно рассматривать электрореактивную двигательную установку с использованием холловских двигателей (ХД), преимущества которых заключаются в их конструктивной простоте, легкости управления и высоких уровнях выходных характеристик.

1. Формулирование проблемы

Уменьшение мощности до 100 Вт и ниже приводит к быстрому снижению коэффициента полезного действия двигателя, поэтому поиск путей снижения мощности холловского двигателя до приемлемого уровня без существенного уменьшения коэффициента полезного действия является достаточно актуальной задачей.

2. Решение проблемы

Существует несколько основных способов снижения мощности ХД.

2.1. Уменьшение разрядного напряжения.

Уменьшение разрядного напряжения имеет ограничение, связанное с уменьшением удельного импульса, что приводит к увеличению массы рабочего тела (РТ). Нижний предел разрядного напряжения ограничен уровнями 120 – 140 В, так как при более низких напряжениях начинает быстро расти энергетическая цена тяги [1].

2.2. Использование импульсных режимов.

Использование импульсных режимов работы позволяет в широких пределах изменять уровень потребляемой мощности ХД за счет частотно- и широтно-импульсной модуляции тяги двигателя. Однако, как показано в работе [2], при переводе двигателя в квазистационарный режим работы возникают потери, приводящие к снижению эффективности преобразования подводимой энергии в тягу, главными из которых являются потери рабочего тела в паузах между импульсами и снижение средней скорости плазменного сгустка, вызываемое нестабильностью разрядного напряжения в течение импульса.

2.3. Изменение геометрии разрядной камеры.

Для эффективной ионизации рабочего тела величина плотности тока нейтральных атомов, определяющая ток разряда и, соответственно, мощность, должна быть не ниже некоторого оптимального значения. В токовых единицах плотность тока должна удовлетворять соотношению [1]:

$$j_a \geq \frac{e\dot{m}}{MS}, \quad (1)$$

где j_a – плотность тока нейтральных атомов;

e – заряд электрона;

M – масса атома РТ;

S – проходное сечение кольцевого зазора РК;

$\dot{m}$ – массовый расход РТ.

Из (1) следует, что для расширения рабочего диапазона двигателя в сторону малых расходов при сохранении величины j_a необходимо уменьшать проходное сечение кольцевого зазора РК, определяемое из соотношения:

$$S = 2\pi\bar{r}h, \quad (2)$$

где h – ширина кольцевого зазора РК;

$\bar{r}$ – средний радиус кольцевого зазора РК.

Из (2) следует, что уменьшить S можно, уменьшив $\bar{r}$ или h . Величина $\bar{r}$ для ХД малой мощности ограничена конструкцией магнитной системы и толщиной полюсных наконечников и для известных двигателей малой мощности близка к минимально возможной.

Таким образом, практически единственным способом уменьшения проходного сечения является уменьшение ширины кольцевого зазора h . Однако уменьшение h приводит к увеличению потерь энергии за счет попадания большего числа ускоренных ионов на стенки РК и, соответственно, к уменьшению КПД.

Естественным способом преодоления указанного недостатка является уменьшение продольной протяженности зоны ускорения (ЗУ) [1]), которое, с одной стороны, увеличит значение продольной компоненты электрического поля, т.е. уменьшит влияние радиальных перепадов потенциала на конфигурацию эквипотенциалей, а с другой – снизит потери ионов на стенках. Сокращение продольной протяженности ЗУ достигается увеличением скорости нарастания радиальной компоненты магнитного поля.

Минимальная протяженность ЗУ получена в двигателе с анодным слоем. Использование полого анода с уменьшенной на переднем срезе шириной полости анода позволяет снизить скорость эрозии полюсных наконечников, а использование профилированного магнитного поля с увеличенным продольным градиентом, позволяет создать двигатель с минимальной глубиной РК, при этом значительная часть приложенной разности потенциалов ($\sim 0,5 U_p$) сосредоточена вне ускорителя [3].

Такой способ организации рабочего процесса при его использовании в двигателе малой мощности имеет один существенный недостаток: быстрое расширение потока атомов за срезом приводит к необходимости увеличения расхода рабочего тела, что в свою очередь увеличивает ток разряда и соответственно мощность двигателя.

Таким образом, выбор оптимальной глубины РК, при которой сохраняется высокая вероятность ионизации при минимальной глубине РК, является актуальной задачей при проектировании ХД малой мощности.

2.4. Постановка задачи исследований. Задачей исследований являлась оценка целесообразности использования в холловском двигателе малой мощности полого анода с уменьшенной шириной полости при двух значениях глубины РК и различных схемах включения.

2.5. Результаты исследований. Конструктивная схема двигателя, использованного при проведении исследований, представлена на рис. 1. Она включает в себя газораспределитель 1, анод 2, центральный полюс 3, магнитопровод 4, катушку намагничивания 5, изоляторы 6, 7, трубку газоподвода 8, проводящие полюсные наконечники 9, 10. Функции магнитного экрана выполнял анод 2. Ширина полости анода b составляла 2,75 мм и обеспечивалась введением в анод металлических колец 11, 12. Наружный диаметр РК составлял 37 мм, внутренний (на переднем срезе) – 18 мм. Ширина полюсных наконечни-

ков – 4 мм. Расстояние от передних кромок анода до полюсных наконечников – 2,5 мм. Глубина L РК изменялась соответствующим перемещением колец 11, 12.

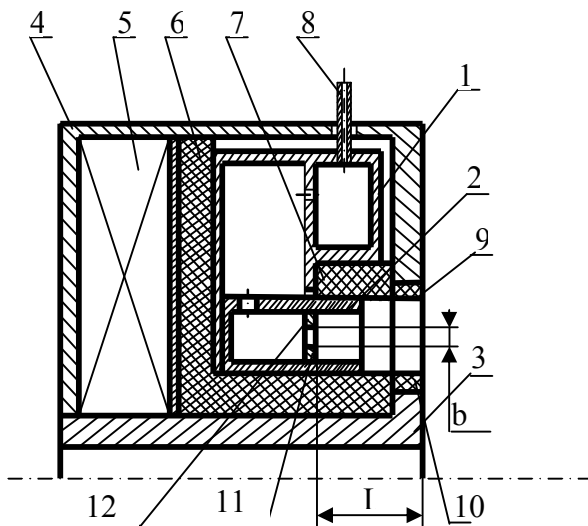


Рис. 1. Конструктивная схема Д-37Т

Для оценки эффективности ионизации использовалось отношение тока разряда к току ионов на коллектор из металлической сетки диаметром 110 мм, расположенной на расстоянии 120 мм от переднего среза двигателя. Полученные значения ионного тока сильно занижены из-за малых размеров коллектора, однако для качественной оценки и сравнения различных вариантов, их использование вполне приемлемо. Кроме того, для оценки эффективности ионизации измерялось минимальное напряжение горения разряда. Полученные характеристики при работе двигателя на аргоне и ксеноне в одноступенчатом варианте представлены в табл. 1 (без колец), 2, 3 (с кольцами при разных L), где $\dot{m}$ – объемный расход РТ, U_p – напряжение разряда, I_p – ток разряда, I_k – ток катушки (подбирался по минимуму I_p при $U_p = 150$ В), I_i – ионный ток, P – тяга, C – энергетическая цена тяги (без учета мощности катушки намагничивания), $U_{p\min}$ – минимальное напряжение горения разряда.

Таблица 1

Характеристики ХД Д-37Т
(без колец при $L = 20$ мм)

$\dot{m}$, см ³ /с	U_p , В	I_p , А	I_k , А	I_p/I_i	P , гс	C , Вт/гс	$U_{p\min}$, В
Аргон							
0,23	150	0,78	1,2	5,2	0,46	254	95
0,21	150	0,46	1,2	5,1	0,28	246	140
0,17	150	0,35	0,5	11,6	0,094	558	150
0,23	200	0,82	1,2	5,0	–	–	–
0,23	180	0,80	1,2	5,2	–	–	–
0,23	130	0,65	1,2	5,4	–	–	–
0,23	100	0,42	1,2	6,0	–	–	–
Ксенон							
–	150	0,57	1,25	4,4	0,55	155	–
–	200	0,60	1,25	4,0	0,66	182	73

Таблица 2

Характеристики ХД Д-37Т
(с кольцами при $L = 1,5$ мм)

$\dot{m}$, см ³ /с	U_p , В	I_p , А	I_k , А	I_p/I_i	P , гс	C , Вт/гс	$U_{p\min}$, В
Аргон							
0,23	200	0,79	1,2	4,9	–	–	–
0,23	180	0,78	1,2	5,2	–	–	–
0,23	150	0,76	0,5	5,8	0,46	247	–
0,23	130	0,62	1,2	6,2	–	–	–
0,23	120	0,56	1,2	6,3	–	–	100
0,21	150	0,43	1,2	6,1	0,22	293	145
Ксенон							
–	150	0,65	1,25	4,3	0,62	157	–
–	200	0,70	1,25	4,1	0,80	175	65

Таблица 3

Характеристики ХД Д-37Т
(с кольцами при $L = 6,5$ мм)

$\dot{m}$, см ³ /с	U_p , В	I_p , А	I_k , А	I_p/I_i	P , гс	C , Вт/гс	$U_{p\min}$, В
Аргон							
0,23	150	0,66	1,2	6,0	0,38	260	130
Ксенон							
–	150	0,46	1,25	4,6	0,36	191	120

Во второй серии экспериментов измерялись характеристики двигателя при включении по двухступенчатой схеме при различных расходах ксенона. При этом дополнительный электрод, служивший анодом первой ступени, устанавливался внутри по-

лости анода на керамическом изоляторе. Полученные результаты представлены в табл. 4, где U_I , I_I , U_{II} , I_{II} – напряжения и токи первой (разрядной) и второй (ускорительной) ступеней соответственно.

Таблица 4

Характеристики ХД Д-37Т
(двухступенчатый вариант,
с кольцами, $L = 6,5$ мм)

U_I , В	I_I , А	U_{II} , В	I_{II} , А	I_{II}/I_I	P , гс	C , Вт/гс	$U_{p_{\min}}$ В
Аргон							
40	0,88	150	0,74	4,9	0,49	298	–
28	0,25	150	0,69	5,8	0,38	290	110
Ксенон							
40	0,5	150	0,48	4,0	0,5	184	50
48	1,0	150	0,6	5,0	–	–	–
40	0,5	150	0,4	5,0	–	–	–
40	0,3	150	0,29	4,8	0,27	205	–

Из представленных результатов видно, что введение в анод колец 11, 12 при работе на аргоне приводит к увеличению $U_{p_{\min}}$ и I_p/I_i , при этом на пониженном расходе $\dot{m} = 0,17$ см³/с разряд не горит.

Уменьшение L с 10,5 мм до 6,5 мм приводит к дальнейшему росту $U_{p_{\min}}$, I_p/I_i и цены тяги C , что свидетельствует о снижении вероятности ионизации. Ситуация значительно улучшается при использовании двухступенчатой схемы. При этом во второй (ускорительной) ступени ток разряда увеличивается, $U_{p_{\min}}$ и I_p/I_i уменьшаются, кроме того, возможна реализация режимов работы с относительно низкой ценой тяги.

Заключение

Полученные результаты являются предварительными и требуют уточнения, однако, на качествен-

ном уровне можно говорить о возможности значительного уменьшения глубины разрядной камеры холловских двигателей малой мощности. При этом некоторое ухудшение характеристик может в некоторых случаях оказаться оправданным ввиду увеличения ресурса. Показано, что использование двухступенчатой схемы включения может заметно улучшить интегральные характеристики двигателя и расширить рабочий диапазон в сторону уменьшения расходов рабочего тела и соответственно потребляемой мощности.

Дальнейшие исследования двигателя могут быть направлены на уточнение оптимальной глубины разрядной камеры и параметров разряда в первой ступени, при которых достигается высокая эффективность работы двигателя.

Литература

1. Стационарные плазменные двигатели / Н.В. Белан, В.П. Ким, А.И. Оранский и др. – Х., 1989. – 316 с.
2. Кирюшко В.И. Экспериментальное исследование УЗДП, работающего в квазистационарном режиме // Источники и ускорители плазмы. – Х. – 1978. – Вып. 3. – С. 28 – 30.
3. Совершенствование конструкции одноступенчатого ускорителя с анодным слоем (УАС) / В.И. Гаркуша, Е.А. Ляпин, К.К. Михайлов и др. // Тезисы докладов шестой Всесоюзной конференции "Плазменные ускорители и ионные инжекторы". Днепропетровск, 16-18 сентября 1986 г. – 1986. – С. 11 – 12.

Поступила в редакцию 27.05.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Н.В. Белан, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 629.7.036.7

**Н.В. БЛИНОВ, Ю.М. ГОЛОВИН, О.А. ГОРШКОВ, Е.Н. ДЫШЛЮК,
А.А. ШАГАЙДА***ФГУП “Исследовательский Центр им. М.В. Келдыша”, Россия***СПЕКТРОСКОПИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СТРУИ ХОЛЛОВСКОГО
ДВИГАТЕЛЯ С ЦЕЛЬЮ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТИ ЭРОЗИИ
УСКОРИТЕЛЬНОГО КАНАЛА
В ХОДЕ ДЛИТЕЛЬНЫХ РЕСУРСНЫХ ИСПЫТАНИЙ**

Представлен метод определения скорости эрозии керамического ускорительного канала холловского двигателя в ходе ресурсных испытаний. Проведено сравнение результатов определения скорости эрозии спектроскопическим методом с результатами прямых измерений.

холловский двигатель, спектроскопия, оптическая диагностика, эрозия, ресурс, корональная модель

Введение

Методы бесконтактной оптической диагностики струи холловского двигателя (ХД) вызывают все больший интерес в последнее время. Одним из направлений оптической диагностики стало исследование эрозии ускорительного канала двигателя.

Эрозия стенки ускорительного канала – основная причина, ограничивающая ресурс холловского двигателя. Этот процесс вызван воздействием высокоэнергетичных ионов струи ХД на материал стенки ускорительного канала.

Определение ресурса ХД чрезвычайно дорогая и трудоёмкая задача. В настоящее время для определения ресурса проводятся длительные испытания. Продолжительность таких испытаний достигает 5 – 10 тысяч часов, а затраты могут быть соизмеримы с затратами на создание самого изделия. Одной из важнейших задач при проведении ресурсных испытаний является определение скорости эрозии ускорительного канала.

Оптическая диагностика – это один из лучших способов, позволяющих оценивать скорость эрозии ускорительного канала непосредственно во время работы двигателя, не влияя на остальные его характеристики. Кроме того, сведения о скорости эрозии

имеют большое значение при выборе оптимального режима работы двигателя. Несмотря на важность таких работ, спектроскопические исследования двигателей с керамическим ускорительным каналом с целью определения скорости эрозии не получили широкого развития.

1. Постановка задачи

Цель данной работы – исследование возможности определения скорости эрозии ускорительного канала ХД в ходе ресурсных испытаний.

Существуют два основных типа ХД. В стационарном плазменном двигателе (СПД) используются керамические стенки ускорительного канала (как правило, боросил – BNSiO_2), а в двигателе с анодным слоем (ДАС) – металлические.

Исследования с целью определения скорости эрозии ускорительного канала холловского двигателя проводились в работах [1 – 4]. В работе [1] была показана принципиальная возможность обнаружения линий элементов керамического ускорительного канала ($\text{VI } 249,68; 249,77 \text{ нм}$) в плазменной струе СПД. В работах [2, 3] был представлен метод определения скорости эрозии металлических стенок ускорительного канала ДАС и проведено исследова-

ние скорости распыления в различных режимах работы двигателя. В работе [4] исследовалось распыление ускорительного канала СПД. Недостатком перечисленных выше работ является то, что скорость эрозии, определенная путем спектроскопических измерений, не была сравнена со скоростью эрозии определенной другим независимым методом.

2. Метод определения скорости эрозии ускорительного канала холловского двигателя

Интенсивность излучения плазменной струи определяется локальными параметрами разряда (плотность, распределение частиц по энергиям). Интерпретацию интенсивности излучения линий можно проводить только в рамках определенной столкновительно – излучательной модели. В условиях, характерных для холловских двигателей, хорошим приближением является модель коронального равновесия, или иначе – корональная модель [5, 6].

Согласно корональной модели, интенсивность излучения линии при переходе с уровня u на уровень l вычисляется по формуле:

$$I_{ul} = \frac{h\nu}{4\pi} \sum_j \frac{A_{ul}}{A_{uj}} n_e n_a Q(\epsilon), \quad (1)$$

где h – постоянная Планка;

ν – частота перехода с уровня u на уровень l ,

A_{ul} – коэффициент Эйнштейна для спонтанного перехода с уровня u на уровень l ;

n_e, n_a – плотности электронов и излучающих атомов соответственно;

$Q(\epsilon) = \langle \sigma_{ex}(\epsilon) v_e \rangle$ – коэффициент скорости возбуждения – эффективное сечение возбуждения уровня, усредненное по функции распределения электронов по скоростям.

Для линий распыленных элементов – линий “маркеров” и линий нейтрального ксенона – “опорных” линий в рамках корональной модели имеем:

$$I_s = C_s \cdot n_e \cdot n_s \cdot Q_s(\epsilon); \quad (2)$$

$$I_{XeI} = C_{XeI} \cdot n_e \cdot n_{XeI} \cdot Q_{XeI}(\epsilon), \quad (3)$$

где индекс s обозначает распыленные атомы;

XeI – нейтральные атомы ксенона;

C_s и C_{XeI} – константы.

В отличие от работы [2], где в качестве опорных линий были выбраны линии ионизованного ксенона, в данной работе используются линии нейтрального ксенона. Действительно, в условиях квазинейтральности плазменной струи ХД $n_i \approx n_e$ и $I_{XeII} \sim n_e^2$, осуществлять контроль за плотностью нейтральных частиц – n_{XeI} проще.

Определив коэффициент газовой эффективности – α [7] ($\alpha = m_{ai}/m_a$ – отношение числа атомов, выходящих из двигателя ионизованными, к числу атомов, поступающих в анод), и зная то, как меняется расход рабочего газа в процессе ресурсных испытаний, можно определить изменение плотности атомов нейтральной компоненты рабочего газа

$$n_{XeI} \propto m_a \cdot (1 - \alpha). \quad (4)$$

Предполагая, что плотность распыляемых атомов однородно распределена по выходному сечению двигателя получим:

$$n_s = \frac{R}{v_s \cdot S}, \quad (5)$$

где R – скорость эрозии – количество распыляемых атомов в единицу времени;

v_s – средняя скорость потока распыляемых атомов на срезе двигателя;

S – площадь ускорительного канала на срезе двигателя.

Предполагая, что средняя скорость потока распыляемых атомов ускорительного канала при небольших изменениях режима работы двигателя меняется не существенно, а S практически не изменяется, получим:

$$R \propto n_s. \quad (6)$$

Учитывая формулы (2) – (4), (6), получим следующее соотношение для определения скорости эрозии ускорительного канала:

$$R \propto m_a \cdot (1 - \alpha) \cdot \frac{I_s}{I_{XeI}} \cdot \frac{Q_{XeI}(\varepsilon)}{Q_s(\varepsilon)} \quad (7)$$

или

$$R = R_n \cdot \frac{m_a \cdot (1 - \alpha)}{m_{a_n} \cdot (1 - \alpha_n)} \cdot \frac{I_s}{I_{s_n}} \times \frac{I_{XeI_n}}{I_{XeI}} \cdot \frac{Q_{XeI}(\varepsilon)}{Q_{XeI_n}(\varepsilon)} \cdot \frac{Q_{s_n}(\varepsilon)}{Q_s(\varepsilon)}, \quad (8)$$

где индекс n – означает номинальный режим работы двигателя, скорость эрозии в котором известна.

Коэффициент скорости возбуждения – $Q(\varepsilon)$ зависит от функции распределения электронов по энергиям.

Для контроля за функцией распределения электронов использовались результаты работы [8], где приводится методика определения температуры электронов в плазменной струе холловских двигателей.

В [8] была смоделирована зависимость отношения интенсивности линии XeI 823,16 нм к интенсивности линии XeI 828,01 от температуры электронов (в предположении о максвелловском распределении электронов).

Это удалось сделать, так как сечения возбуждения этих линий сильно отличаются в диапазоне до 30 эВ.

Изменения температуры электронов в ходе ресурсных испытаний составили менее 0,3 эВ.

В таких малых пределах изменения температуры электронов $Q(\varepsilon)$ можно считать константой и формула для определения скорости эрозии упрощается:

$$R = R_n \cdot \frac{m_a \cdot (1 - \alpha)}{m_{a_n} \cdot (1 - \alpha_n)} \cdot \frac{I_s}{I_{s_n}} \cdot \frac{I_{XeI_n}}{I_{XeI}}. \quad (9)$$

Определив скорость эрозии в течение нескольких первых часов работы двигателя (как правило, хватает первых 50 часов) каким-либо прямым методом (измерением профиля ускорительного канала или взвешиванием изолятора), в дальнейшем скорость эрозии можно определять, используя соотношение (9).

3. Экспериментальное оборудование

Эксперимент проводился на криогенновакуумной установке КВУ-90, находящейся во ФГУП “Центр Келдыша” (рис. 1). Камера имеет объем 90 м³ (длина 8,3 м, диаметр 4,2 м). Система откачки камеры, состоит из систем предварительной и криогенной откачки. Криогенные насосы позволяют достигать высокой степени и чистоты вакуума (остаточное давление в камере $\sim 10^{-6}$ Торр).



Рис.1. Криогенновакуумная установка КВУ-90

Для осуществления оптических измерений и наблюдений за работой двигателя камера оснащена кварцевым окном, благодаря чему удастся проводить измерения в ультрафиолетовой области спектра.

Изображение плазменной струи ХД фокусировалось на входную щель спектрографа NSI-600. Сигнал с CCD линейки поступал на компьютер, где регистрировался с помощью специальной программы обработки данных

4. Результаты экспериментов и их анализ

Измерения скорости эрозии спектроскопическим методом были проведены в течение первых 150 ч (начиная с 10 часа работы двигателя) 500 часовых ресурсных испытаний лабораторной модели холлов-

ского двигателя мощностью 900 Вт, выполненных во ФГУП “Центр Келдыша”. Рабочие параметры двигателя (напряжение разряда, ток разряда) в ходе ресурсных испытаний поддерживались на заданном уровне.

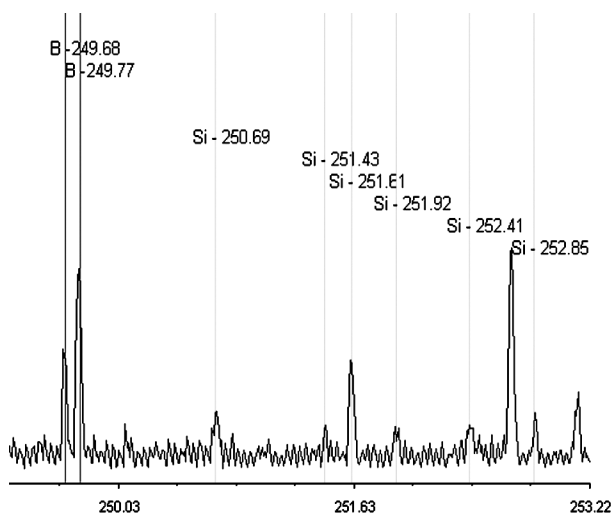


Рис. 2. Спектр излучения струи ХД

В ходе измерений фиксировались интенсивности четырех линий распыляемых веществ (B I 249,68; B I 249,77; Si I 251,61; Si I 288,16 нм), трех линий Xe II (247,55; 248,91; 484,43 нм) и двух линий Xe I (823,16; 828,01 нм). На рис. 2 представлена часть спектра, на которой присутствуют интенсивные линии распыляемых веществ.

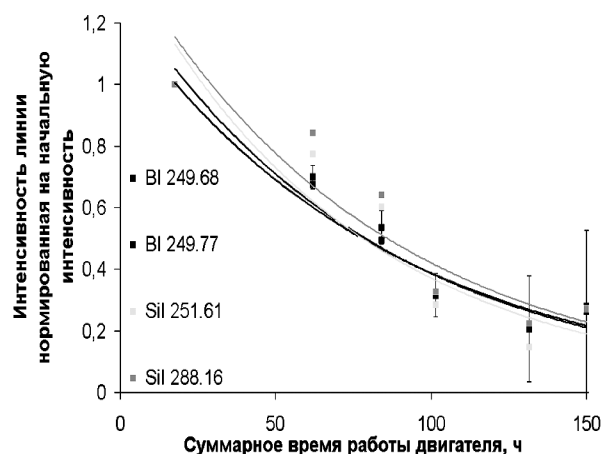


Рис. 3. Интенсивности линий распыляемых веществ в ходе ресурсных испытаний

Результаты измерения интенсивностей линий распыляемых веществ в ходе ресурсных испытаний

представлены на рис. 3. Характер изменения интенсивностей этих линий одинаков и различия укладываются в пределах ошибки измерений. Таким образом, в качестве линии – “маркера” ресурса была выбрана линия, обладающая максимальной интенсивностью (B I 249,77 нм).

Изменения интенсивностей остальных линий в ходе ресурсных испытаний представлены на рис. 4.

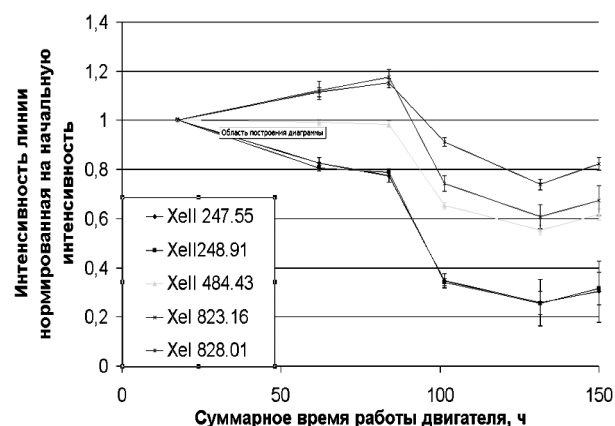


Рис. 4. Изменения интенсивностей линий Xe I и Xe II в ходе длительных ресурсных испытаний

После 100 часов работы двигателя интенсивности всех линий резко упали, что связано со смещением оптической оси системы измерений. Кроме того, изменилось соотношение интенсивностей линий 823/828 нм, что говорит об изменении температуры электронов (другая область у среза двигателя). В соответствии с результатами работы [8], температура изменилась с ~4,4 до ~4,7 эВ. В таких малых пределах изменений температуры, с хорошей точностью можно считать, что коэффициент скорости эрозии не зависит от температуры электронов.

В процессе ресурсных испытаний проверка пропускной способности оптической системы не осуществлялась. Так как пропускающая способность материала, возможно, зависит от длины волны, именно заплытие кварцевого окна могло привести к отличию интенсивностей линий Xe II, находящихся в различных диапазонах спектра (интенсивность линий 247,55 и 248,91 нм упала по сравнению с интенсивностью линии 484,43 нм). Для учета этого

эффекта была введена поправка на интенсивности линий находящихся в ультрафиолетовом диапазоне. Разумеется, эти предположения нуждаются в проверке, которая будет проведена в ближайшее время. На рис. 5 приводятся результаты сравнений скоростей эрозии ускорительного канала ХД, полученные в ходе длительных ресурсных испытаний прямым и оптическим методом.

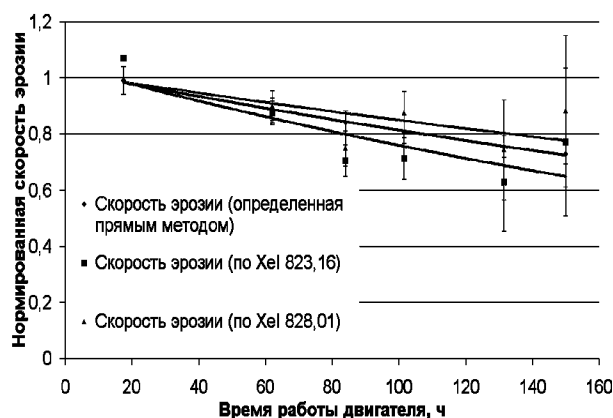


Рис. 5. Сравнение скоростей эрозии ускорительного канала, определенных прямым и оптическим методом

Заключение

Прямой метод измерения показал, что в течение первых 150 часов работы двигателя скорость эрозии уменьшилась на 30%. Результаты представленной методики определения скорости эрозии ускорительного канала двигателя в ходе ресурсных испытаний согласуются с результатами прямых измерений в пределах погрешности измерений. Дальнейшее развитие данной методики связано, прежде всего, с использованием более точных спектроскопических приборов и контролем за пропускающей способностью оптической системы.

Детальное рассмотрение задачи определения скорости эрозии, применительно к другим задачам, включающим в себя сильные изменения режимов работы двигателя, приводит к необходимости создания более точной (чем корональная модель) столкновительно — излучательной модели и учету различия сечений возбуждения рассматриваемых переходов.

Литература

1. Minea T.M., Bretagne J., Magne L., Pagnon D., Touzeau M. "Spectroscopic Evidence of the Ceramics Erosion in a Stationary Plasma Thruster". Second European Spacecraft Propulsion Conference, 27-29 May, 1997.
2. Karabadzha G.F. "Semi-Empirical Method for Evaluation of a Xenon Operating Hall Thruster Erosion Rate Through Analysis of its Emission Spectra". International Conference on Space Propulsion 2000.
3. Karabadzha G.F. and A.V. Semkin "Evaluation of a Xenon Operating Hall Thruster Body Erosion Rate Through Analysis of its Optical Spectra". 37th Joint Propulsion Conference, 9-11 July 2001 Salt Lake City, Utah AAIA-01-34519.
4. Pagnon D., Lasgorceix P. and Touzeau M. "Control of the Ceramic Erosion by Optical Emission Spectroscopy: Parametric Studies of PPS1350-G and SPT100-ML" 40th Joint Propulsion Conference, 11-14 July 2004 Fort Lauderdale, Florida AAIA-2004-3773.
5. Грим Г. Спектроскопия плазмы. — М., 1969.
6. Meezan N.B., Schmidt D.P., Hargus W.A., Capelli Jr. and M.A. "Optical Study of Anomalous Electron Transport in a Laboratory Hall Thruster". 35th Joint Propulsion Conference, 20-24 June 1999 Los-Angeles, CA, AAIA-99-2284.
7. Blinov N.V., Gorshkov O.A., Rizakhanov R.N., Shagayda A.A. "Hall-Effect Thruster with High Specific Impulse". — Proc. 4th Intern. Spacecraft Propulsion Conf. Sardinia, Italy, 2-9 June 2004.
8. Karabadzha G.F., Chiu Y. —H., Williams S. and Dressler R.A. "Hall Thruster Optical Emission Analysis Based on Single Collision Luminescence Spectra". 37th Joint Propulsion Conference, 9-11 July 2001 Salt Lake City, Utah AAIA-01-34523.

Поступила в редакцию 31.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук Ю.М. Кочетков, ФГУП "Исследовательский Центр им. М.В. Келдыша", Москва.

УДК 629.76.08 + 629.76.06

Р.А. АНДРЮКОВ¹, К.Н. ЗЕМЛЯНОЙ¹, В.П. ФРОЛОВ¹, С.В. СИДЕНКО²¹Государственное конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля, Украина²Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ, УЧАСТВУЮЩЕГО В ПОДГОТОВКЕ КА, НА СТАРТОВОЙ ПОЗИЦИИ КОСМИЧЕСКОГО РАКЕТНОГО КОМПЛЕКСА

Для обеспечения качественного электропитания ответственных систем, особо критичных к просадкам напряжения питания и к перебоям в электроснабжении является необходимостью наличие системы гарантированного питания на любом КРК.

космический ракетный комплекс, технологическое оборудование, ракета-носитель, система электроснабжения

Введение

Современный космический ракетный комплекс представляет собой сложную взаимосвязанную систему, состоящую из большого количества технологического оборудования (ТО) и технических систем (ТС), территориально разобщенных на значительные расстояния, функционирование которых подчинено единому непрерывному технологическому процессу подготовки и пуска ракеты-носителя (РН) с космическим аппаратом (КА).

1. Постановка задачи

Технологический процесс подготовки и проведения пуска РН с КА на стартовом комплексе (СК) космического ракетного комплекса (КРК) характеризуется рядом особенностей и специфических признаков:

- жесткой циклограммой работы технологического оборудования КРК, связанной с необходимостью пуска РН с КА в строго определенное время;
- большим ущербом, связанным с нарушением технологического процесса при провалах напряжения в системе электроснабжения стартового комплекса (СЭС СК) в том числе с потерей работоспо-

собности технологического оборудования СК;

- возникновением, при полном или длительном перерыве электроснабжения, угрозы выхода из строя ТО, взрыва, пожара, опасности для жизни и здоровья обслуживающего персонала, в связи с наличием взрывоопасных и токсичных веществ, используемых при заправке РН;

- пикообразным графиком потребляемой мощности, характеризующимся относительно малым электропотреблением в режиме дежурства и профилактических работ на СК (несколько сотен кВт) и большой потребляемой мощностью (несколько МВт) в режиме штатных работ при подготовке и пуске РН с КА на СК;

- высокой требуемой степенью надежности технологического оборудования и систем КА, работающих без присутствия обслуживающего персонала во время максимума нагрузки при проведении пуска РН с КА.

Учитывая указанные особенности при подготовке и пуске РН с КА, следует отметить, что общепромышленная система электроснабжения не сможет обеспечить требуемых технологическим оборудованием и космическим аппаратом показателей качества электроэнергии (ПКЭ).

Опыт подготовки РН к запускам в последние годы показал, что существующие ранее созданные СК КРК обеспечиваются электроэнергией с перебоями из-за несовершенства систем внутреннего электроснабжения, связанного с использованием в них морально и физически устаревших источников электроснабжения и требуют постоянное привлечение дорогостоящих резервных средств обеспечения электроэнергией, в частности, газотурбинных энергоустановок. Из-за неудовлетворительного электроснабжения и, соответственно, сбоев в работе технологического оборудования СК, у заказчиков пусковых услуг складывается неблагоприятное мнение о надежности РН в целом, что снижает конкурентоспособность РН на рынке пусковых услуг.

Таким образом, можно сделать вывод, что штатная эксплуатация РН в подобных условиях недопустима по техническим и экономическим причинам.

Особенно остро стоит вопрос в связи с перспективной проведения в ближайшие годы запусков РН "Днепр", Зенит-М", "Циклон-4" по коммерческим программам.

Таблица 1

Типовой состав СЭС СК

Оборудование	Функция
Источник бесперебойного питания (ИБП)	Обеспечение бесперебойного питания ТО СК
Щит распределительный технологического оборудования (ЩР ТО)	Приём и распределение электроэнергии по помещениям
Устройства преобразования электроэнергии (УПЭ)	Преобразование напряжения 380/220В переменного в напряжение постоянного тока $28,5 \pm 1,5В$
Щит гарантированного питания технологического оборудования ЩГП ТО	Приём и распределение гарантированного питания потребителей
Комплект кабелей внутрисистемных связей	Внутрисистемные связи. Подвод электропитания к потребителям
СККЭУ система контроля качества электроэнергии и управления	Обеспечение контроля качества электроэнергии, регистрацию параметров, документирование и отображение информации на ПЭВМ.

2. Решение проблемы электроснабжения ТО

СЭС СК состоит и СЭС технологического оборудования и СЭС технических систем. Типовой состав СЭС СК представлен в табл. 1.

Усложнение обслуживаемой аппаратуры РН и особенно обслуживаемой аппаратуры коммерческих КА, имеющей в своем составе до 20 управляющих компьютеров, требует обеспечения электропитанием с высокими показателями качества электроэнергии.

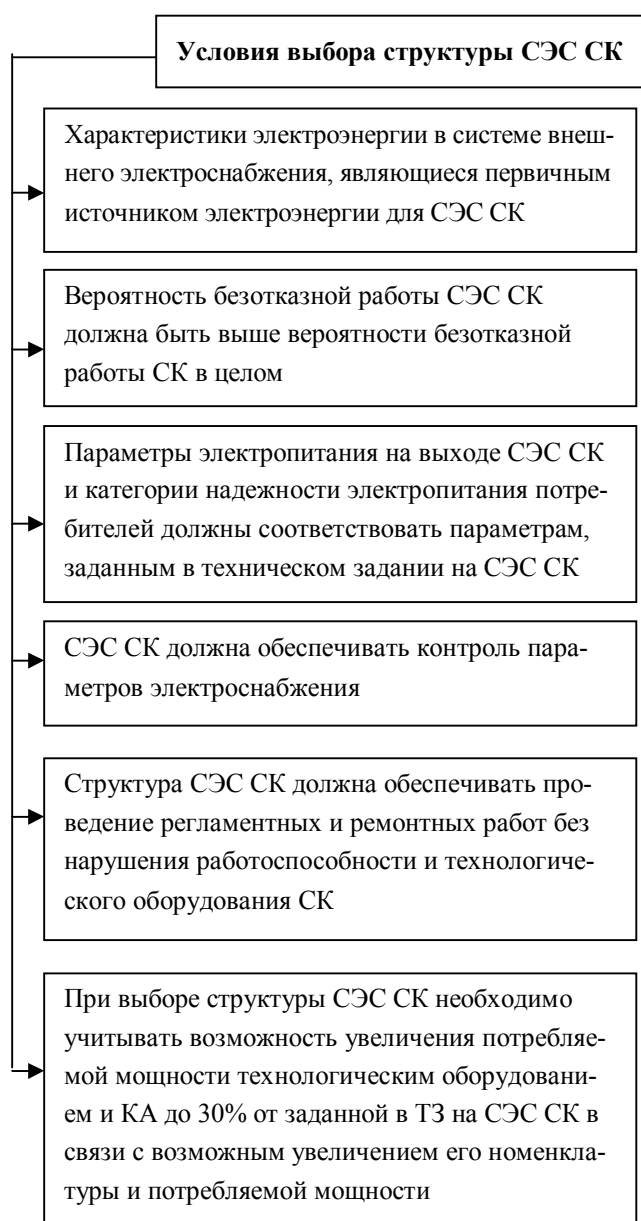


Рис. 1. Условия выбора структуры СЭС СК

Решение вопроса надежного электроснабжения технологического оборудования и систем, участвующих в подготовке РН и КА на СК КРК, может быть обеспечено использованием СЭС СК, построенных на современной элементной базе и совмещающих в себе функции гарантированного электропитания с требуемыми выходными характеристиками и обеспечением автоматического контроля ПКЭ.

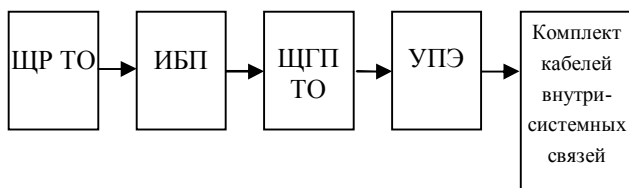


Рис. 2. Структурная схема надёжности СЭС ТО СК

Таким образом, для того чтобы обеспечить бесперебойное электропитание ответственных систем, особо критичных к просадкам напряжения питания и к перебоям в электроснабжении становится необходимостью наличие системы гарантированного питания (СГЭП) на любом КРК.

3. Система гарантированного электропитания как объект исследования

Система гарантированного электропитания – это совокупность устройств, основной задачей которых является поддержание параметров электропитания большой группы оборудования в заданных пределах при отклонениях параметров напряжения электросети и, как следствие, защита электропотребителей по цепи питания.

Сегодняшнее состояние развития электроники и электротехники позволяет создать СГЭП на новых принципах – с использованием автоматизированных дизель-электрических станций, статических источников бесперебойного питания, фильтро - симметрирующих устройств, системы контроля качества электроэнергии.

При проведении работ с КА на СК КРК гаранти-

рованное электроснабжение оборудования КА и технологического оборудования, участвующего в подготовке КА, обеспечивается от СГЭП по I категории надежности (группа 1А).

Первичным источником электроэнергии являются два независимых ввода от системы внутреннего электроснабжения КРК (СВЭС КРК). При отсутствии электроэнергии от СВЭС КРК (или при отклонении характеристик электроэнергии от заданных норм качества) электроснабжение оборудования КА обеспечивается от ДЭС со второй степенью автоматизации (рис. 3), которая обеспечивает дистанционное автоматизированное и автоматическое управление его пуском, предпусковыми операциями, частотой вращения и остановкой.

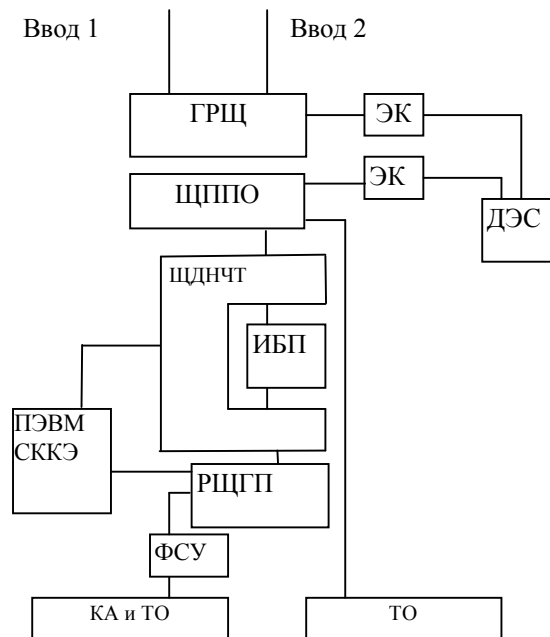


Рис. 3. Структурная схема системы гарантированного питания

Система гарантированного питания должна состоять из: автоматизированной дизель-электрической станции (ДЭС); статического источника бесперебойного питания (ИБП); коммутационно-распределительных устройств (электроколонок ЭК, группы распределительных щитов ГРЩ, щита питания потребителей особой группы ЩППО, щита гарантированного питания РЩГП); фильтро-

симметрирующих устройств (ФСУ); системы контроля качества электроэнергии (СККЭ), в состав которой входят ПЭВМ, щиты датчиков напряжения, частоты и тока (ЩДНЧТ); комплекта кабелей внутрисистемных связей.

В случае пропадания напряжения от СВЭС КРК и ДЭС (или при отклонении характеристик от заданных норм качества) электроснабжение НВЭО КА и ТО осуществляется автономно от ИБП на время, необходимое для безаварийного отключения потребителей электроснабжения.

Для устранения помех в кабельной сети СГЭП, ухудшающих качество электроэнергии, устанавливаются сетевые фильтры, экранируются и заземляются кабели.

3.1. Состав и назначение системы контроля качества электроэнергии.

Важнейшим элементом в СГЭП является система контроля качества электроэнергии, работающая совместно с системой управления СГЭП.

СККЭ представляет собой аппаратно-программный комплекс, включающий в себя средства для сбора первичной информации – датчики тока, напряжения и частоты, её преобразования и передачи на персональную ЭВМ, собственно ЭВМ со встроенной платой аналого-цифрового преобразователя и специальное программное обеспечение для обработки и архивирования полученных результатов.

Общая структура и программное обеспечение СККЭ адаптированы для решения задач контроля качества электроэнергии на СК. В качестве устройств сбора информации применяются автономные микропроцессорные контроллеры, устанавливаемые внутри распределительных щитов соответствующих элементов комплекта устройств бесперебойного питания и объединенные в информационную сеть с ЭВМ при помощи стандартного коаксиального кабеля. В процессе работы СККЭУ, сервер системы циклически опрашивает измерители электрических

параметров, контроллеры аналогового и дискретного ввода и сохраняет полученные данные в архивированном виде для предоставления их в удобном виде оператору СЭС СК.

3.2 Программное обеспечение системы контроля качества электроэнергии.

Программное обеспечение системы создается на базе SCADA системы «MONITOR-PRO» (Shneider Electric) или аналогичных систем. При этом программное обеспечение выполняет следующие задачи:

- автоматизированный сбор информации о показателях качества электроэнергии с привязкой к текущему времени;
- регистрацию информации;
- контроль функционирования трактов сбора и регистрации информации;
- вывод значений параметров на средствах визуального отображения информации;
- обработку информации;
- архивацию обработанной информации и формирование отчетных материалов.

Программное обеспечение позволяет организовать работу СККЭ следующим образом. Вначале СККЭ устанавливается в режим регистрации электромагнитных процессов с максимальной скоростью регистрации. После обработки определённого массива информации, охватывающего типовые технологические режимы нагрузки, ЭВМ производит расчет характерных значений токов и напряжений. Затем СККЭ переходит в режим регистрации процессов, отклоняющихся от типовых, более чем на 10%. При этом регистрируются именно те режимы, которые могут привести к сбоям в работе потребителей гарантированного электропитания. Как правило, это внезапные изменения тока нагрузки и токов нейтралей, сопровождающиеся соответствующими изменениями напряжений. Также по отклонениям синусоидальности напряжения регистрируются режимы

нагрузки с превышениями заданного уровня искажения синусоидальности напряжения.

Из массивов мгновенных значений напряжений и токов рассчитываются диаграммы изменения действующих и амплитудных значений напряжений, действующих и амплитудных значений токов нагрузки, частота напряжений, коэффициенты несинусоидальности напряжений. Рассчитываются также коэффициенты несимметрии трёхфазной системы напряжений.

Анализ принимаемой информации и запись полученных результатов производятся в автоматическом режиме и не требует вмешательства оператора.

По завершении очередного технологического цикла испытаний по команде оператора производится окончательная обработка, построение графиков и вывод протоколов испытания на печать.

Заключение

Выбор структуры системы электроснабжения СК в соответствии с требованиями по электропитанию технологического оборудования, размещаемого на СК, во всех режимах эксплуатации является важнейшим вопросом для осуществления новых проектов по запуску коммерческих спутников.

При этом особое внимание уделяется вопросам создания системы контроля качества электроэнергии и управления, которая является составной частью СЭС СК.

Система гарантированного электропитания построенная по принципу использования автоматизированных ДЭС, статических источников бесперебойного питания и системы контроля качества элек-

троэнергии позволит обеспечить надежное электро-снабжение потребителей КРК в свете коммерческих запусков, где важно получение качественных характеристик электроэнергии.

Использование СЭС СК по ранее описанной схеме обеспечит необходимый уровень надежности и показателей качества электропитания КА и технологического оборудования, участвующего в подготовке КА, во всех режимах эксплуатации СК перспективных КРК.

Литература

1. Ванке В.А., Лесков Л.В., Лукьянов А.В. Космические энергосистемы. – М: Машиностроение, 1990. – 144 с.
2. Глушко В.П., Бармин В.П., Бушуев К.Д., Верещетин В.С. и др. Космонавтика: Энциклопедия – М.: Сов. энциклопедия, 1985. – 528 с.
3. Грилихис В.А., Соловьев В.А. Вопросы космической энергетики. – М.: Мир, 1971. – 290 с.
4. Сердюк В.К., Толяренко Н.В., Хлебникова Н.Н. Ракетостроение и космическая техника. – М.: ВИНТИ, 1990. – 6, 10, 11 части.
5. Феодосьев В.И. Основы техники ракетного полета : Изд. 2-е. – М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1981. – 496 с.
6. Инженерный справочник по космической технике / Под ред. А.В. Солодова. – М.: Воениздат, 1977. – 432 с.

Поступила в редакцию 24.05.2005

Рецензент: канд. техн. наук, доцент С.В. Губин, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 621.315.592

В.А. ГАБРИНЕЦ, Л.В. НАКАШИДЗЕ, Г.И. ЗАРИВНЯК, С.А. МИТРОХОВ*Днепропетровский национальный университет, Днепропетровск, Украина*

АВТОМАТИЗАЦИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ЭНЕРГОГЕНЕРИРУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ СОЛНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ В УСЛОВИЯХ ЕСТЕСТВЕННОЙ ИНСОЛЯЦИИ

Приведено описание устройства и алгоритма функционирования экспериментального измерительного комплекса предназначенного для измерения энергетических характеристик солнечных элементов в условиях естественной наземной инсоляции, необходимых для выбора архитектуры построения солнечной энергоустановки. Приведен алгоритм прикладной программы, позволяющий обрабатывать информацию об энергогенерирующей способности измеряемых солнечных элементов.

солнечный элемент, экспериментальный измерительный комплекс, методика проведения эксперимента, энергетические параметры

Введение

Одним из широко распространенных и наиболее доступных источников энергии является солнечная энергия. Широкое внедрение энергетических установок для нужд космической и наземной энергетики использующих солнечную энергию является важной задачей, так как среди других источников энергии этот источник отличается доступностью, высокой стабильностью, неиссякаемостью. Кроме того, существенным преимуществом солнечной энергии является ее способность быть преобразованной в электрическую энергию непосредственно - прямое преобразование, основанное на явлении фотоэлектрического эффекта. Реализуется такой процесс преобразования с помощью солнечных энергетических установок (СЭУ). Достоинства СЭУ обусловили их интенсивную разработку во всем мире [1].

Сравнение стоимостей построения энергетических установок, использующих разные источники первичной энергии, показывает, что сооружение СЭУ обходится дороже по сравнению с использованием традиционных средств энергоснабжения. Однако, эксплуатационные расходы СЭУ намного ниже, т.к. «топливом» для них является солнечная энергия. Вместе с тем, для традиционных систем

энергоснабжения можно прогнозировать неуклонный рост стоимости эксплуатации, обусловленный повышением цен на традиционное топливо вследствие истощения его запасов.

1. Формулирование проблемы

Во всем мире, одним из требований широкомасштабного применения солнечных энергетических установок является снижение их стоимости. Это достигается разными способами. Среди них наиболее распространенными являются усовершенствование отдельных составляющих узлов, повышение технологичности их производства с использованием более дешевых материалов и т.д. Также, для снижения стоимости получаемой электрической энергии, генерируемой СЭУ, необходимым условием является обоснование выбора лучшего варианта комплектации установки, предназначенной для определенных условий эксплуатации, поскольку главной задачей СЭУ является поддержание уровня потребляемой электрической мощности в течение заданного периода функционирования.

Обзор публикаций. Существует ряд публикаций, в которых рассматриваются пути повышения энергогенерирующей способности СЭУ при одно-

временном снижении удельной стоимости генерируемой ими электрической энергии.

Так, например, в работе [2] рассмотрена целесообразность применения в СЭУ слабоконцентрирующих систем, обеспечивающих 2-6 кратное увеличение плотности лучистого потока, приводящая к увеличению количества генерируемой электроэнергии. Однако в данной работе не был предметом исследования такой аспект проблемы, как тип применяемых солнечных элементов.

В работе [3] были приведены экспериментальные данные, позволяющие рассмотреть необходимость наличия в составе СЭУ системы ориентации, однако целью данных исследований не явилось рассмотрение структуры используемых СЭ, т.е. не изучались процессы, происходящие в полупроводнике, угловая чувствительность и т.п.

Целью авторов работы [4] было рассмотрение процессов, происходящих в СЭ, скоммутированных в модуль СБ. В процессе функционирования СЭ отмечены характерные особенности, однако влияние на них сопутствующих конструктивных элементов рассмотрены не были.

2. Решение проблемы

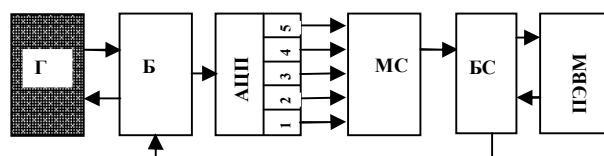
Обоснованный выбор архитектуры энергетической установки обеспечивает поддержание необходимого уровня потребляемой электрической мощности и способствует увеличению энергоэффективности СЭУ при одновременном снижении удельной стоимости вырабатываемой энергии. Для этого необходимо комплексное рассмотрение всех конструктивных элементов СЭУ – выявление взаимосвязей устанавливаемых между ними, вклада каждого элемента в процесс увеличения энергогенерирования и т.п. Солнечные элементы, являющиеся главной составляющей солнечного модуля, в первую очередь должны подвергаться комплексному рассмотрению. При этом необходимо проводить анализ конструктивного построения СЭ, определе-

ние эффективности энергогенерирования в разных условиях эксплуатации, выявление эффекта инвариантности при функционировании и т.п.

Постановка задачи исследования. Цель данной экспериментальной работы – оценить влияние таких факторов как уровень энергетической освещенности, температуры подложки, наличия системы ориентации, режима функционирования на изменение количества генерируемой электрической энергии СЭ.

3. Основной материал

Экспериментальный измерительный комплекс (ЭИК), предназначенный для измерений энергетических характеристик солнечных элементов (СЭ) и фотоэлектрических модулей в условиях натурной инсоляции, состоит из установки слежения за Солнцем (гелиостата), с закрепленными на нем исследуемыми СЭ, блока измерений, аналогово-цифровых преобразователей, блока соединений, модуля сопряжений и ПЭВМ типа IBM PC (рис. 1).



ГС – гелиостат, БИ – блок измерений, БС – блок соединений, АЦП – аналого-цифровые преобразователи, МС – модуль сопряжения, ПЭВМ – персональная электронно-вычислительная машина

Рис. 1. Структурная схема экспериментального измерительного комплекса

Гелиостаты подразделяются на следующие типы: высотно-азимутальные опоры, экваториальные опоры, опоры с компьютерным управлением. Созданная установка слежения за солнцем является модификацией экваториальной опоры и отличается тем, что скорость геосинхронного вращения ее поворотной платформы корректируется ПЭВМ (рис. 2).

Гелиостат состоит из рамы и поворотной платформы. Рама представляет собой сварную конст-

рукцию из труб прямоугольного сечения. Для обеспечения устойчивости и работоспособности гелиостата при скоростях ветра до 25...30 м/с, его рама закрепляется на передвижном фундаменте.

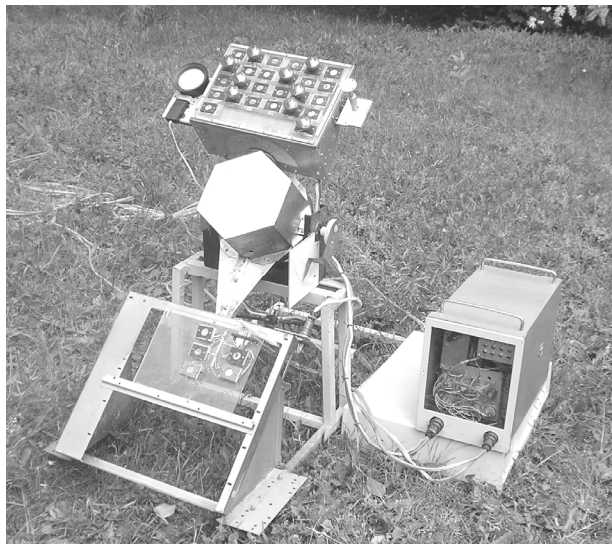


Рис. 2. Экспериментальный измерительный комплекс

Регулировка рамы в горизонтальном положении осуществляется с помощью микрометрических винтов. В нижней передней части рамы гелиостата установлена неподвижная платформа с СЭ, позволяющая произвести измерения их энергетических характеристик при фиксированной ориентации на юг. В верхней части гелиостата укреплена поворотная платформа с двумя степенями свободы, обеспечивающая перпендикулярность, закрепленных на ней солнечных элементов, к источнику света (Солнцу) и слежения за ним. Поворотная платформа состоит из стального основания, закрепленного болтами на раме. Основание имеет два подшипниковых узла с горизонтальной осью вращения. На подвижных запорах подшипниковых узлов установлен корпус, в котором находится электропривод с редуктором; питание электропривода осуществляется от блока измерений. На выходном валу редуктора через фрикционную муфту закреплен специальный держатель с исследуемыми солнечными элементами, указателем направления на Солнце и первичным датчиком измерителя уровня энергетической

освещенности. Специальный держатель представляет собой жесткую дюралюминиевую ферменную конструкцию с закрепленными на ней изолирующе-теплоотводящей подложкой, токоотводящими шинами и клеммами. Изолирующе-теплоотводящая подложка состоит из 52 контактных стоек и 26 алюминиевых держателей-радиаторов расположенных в одной плоскости определенным порядком и зафиксированных методом заливки полиэфирной смолой с добавкой стеклоармирующих компонентов. К держателям-радиаторам прикреплены исследуемые солнечные элементы, а также полупроводниковые датчики температуры; кроме того, отдельные СЭ оснащены концентраторами солнечного излучения. (рис. 3).

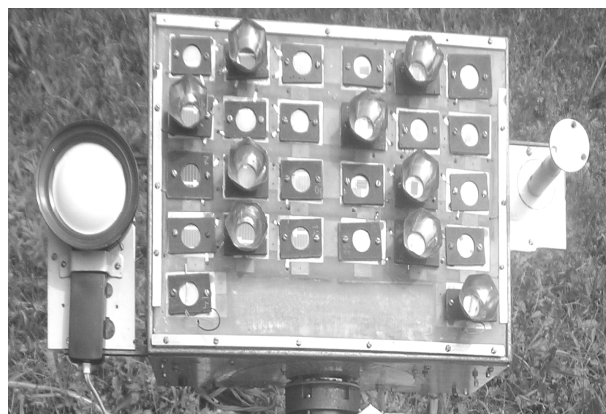


Рис. 3

Электропривод обеспечивает вращение держателя с исследуемыми солнечными элементами (один оборот за сутки) с достаточной для проведения эксперимента точностью. Этого удалось достичь путем коррекции с помощью ПЭВМ его скорости вращения (рис. 4).

Измерительная часть ЭИК функционирует следующим образом. СЭ, размещенные на поворотной и неподвижной платформах, датчики температуры окружающей среды и подложек СЭ, первичный датчик измерителя уровня энергетической освещенности через специальный разъем подключены к составным элементам блока измерений – соответственно к блоку переменных и постоянных нагрузок,

а также блоку измерителя температур. Работой блока измерений (БИ) управляет удаленная ПЭВМ посредством последовательной 8-битной линии передачи данных. Структурная схема блока измерений представлена на рис. 4. Кодированный сигнал через плату оптосвязи поступает в дешифратор, где с него выделяются сигналы шаговым искателем, блоком переменных нагрузок и мультиплексором, а также блоком управления коррекции вращения поворотной платформы. Мультиплексор поочередно (7 раз на протяжении цикла измерений) подключает усилители-преобразователи напряжение-ток к исследуемым СЭ, а также первичным датчикам температур и энергетической освещенности. С усилителей-преобразователей сигнал поступает на входы удаленных аналого-цифровых преобразователей по каналу передачи данных – несимметричной линии сигналов постоянного тока 0 – 5 мА длиной около 60 м. В качестве 14 – разрядных АЦП использованы вольтметры типа В7-21 со встроенной функцией вывода на специальный разъем показаний измерений величины в двоично-десятичном. Для согласования уровней сигналов АЦП и ПЭОМ, учета особенностей их функционирования и повышения помехозащищенности используется модуль сопряжений и блок соединений.

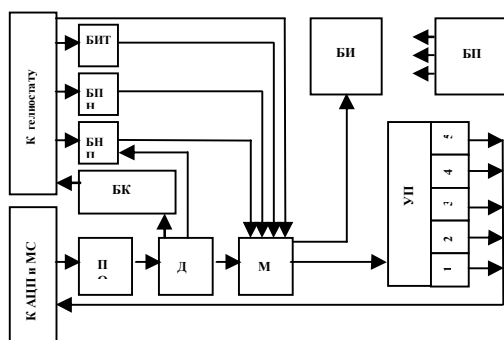


Рис. 4. Структурная схема блока измерений

Алгоритм функционирования экспериментально-измерительного комплекса изображен на рис. 5.

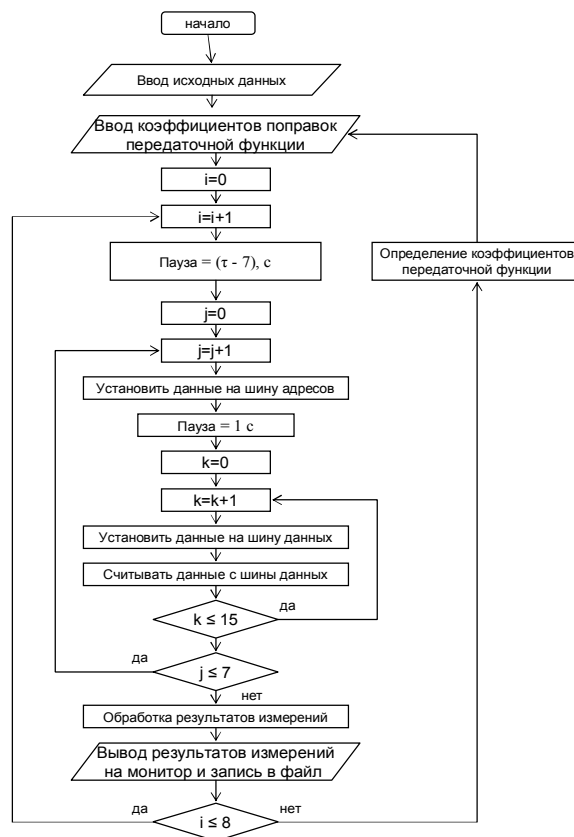


Рис. 5. Алгоритм функционирования экспериментально-измерительного комплекса

Особенностью функционирования ЭИК является возможность выполнения действий по самонастройке измерительной системы (установка «нуля» и определение коэффициентов полинома аппроксимирующих обратную статическую характеристику всей цепочки измерительных элементов). Выявленная величина поправок вносится в расчетную часть программы измерений до завершения проведения очередных 9 циклов. Введение подобной процедуры (самонастройки) обеспечивает линейность и стабильность статической передаточной характеристики экспериментального измерительного комплекса.

Исходные данные, полученные в ходе работы экспериментального измерительного комплекса, представляют собой текстовый файл. Этот файл содержит значительный объем информации об

энергетических параметрах СЭ (напряжение, сила тока), о параметрах, характеризующих условия функционирования (уровень энергетической освещенности, температура окружающей среды, температура подложки СЭ). Все эти параметры регистрируются с помощью экспериментальной измерительного комплекса в течение всего светового дня, дискретно, с интервалом 30 с.

На первом этапе отработки методики проведения экспериментальных работ обработка результатов не была автоматизирована.

В среднем обработка одного исходного файла занимала по времени около 8 часов. При этом приходилось многократно выполнять однообразные операции и вычисления необходимые для окончательного результата и подготовки данных для последующего сравнительного анализа. Это приводило к увеличению вероятности появления грубых и случайных ошибок. Следующим шагом совершенствования методики проведения экспериментальных работ являлась формулировка необходимых действий и реализация их в виде кода прикладной программы. Окончательный вариант программы, применяемой для обработки данных, представляет реализацию алгоритма необходимых преобразований и вычислений в виде программы-макроса, написанном на языке Visual Basic 6.3 – компонента программного пакета Microsoft Office.

Использование разработанной прикладной программы позволило существенно сократить время обработки исходного файла данных. Итоговые результаты, благодаря возможностям самого языка программирования Microsoft Excel, наглядны и легко читаются в виде графиков, таблиц, диаграмм.

Программа состоит из следующих этапов (рис. 6):

1. Преобразование исходного текстового файла данных в формат Microsoft Excel.
2. Проверка данных на достоверность значений – выявление грубых, систематических и случайных ошибок. Стадия проверка данных на достоверность результатов очень важна, т.к. позволяет не только

увеличить точность получаемых результатов, но и своевременно выявить ошибки и устранить причину их появления.

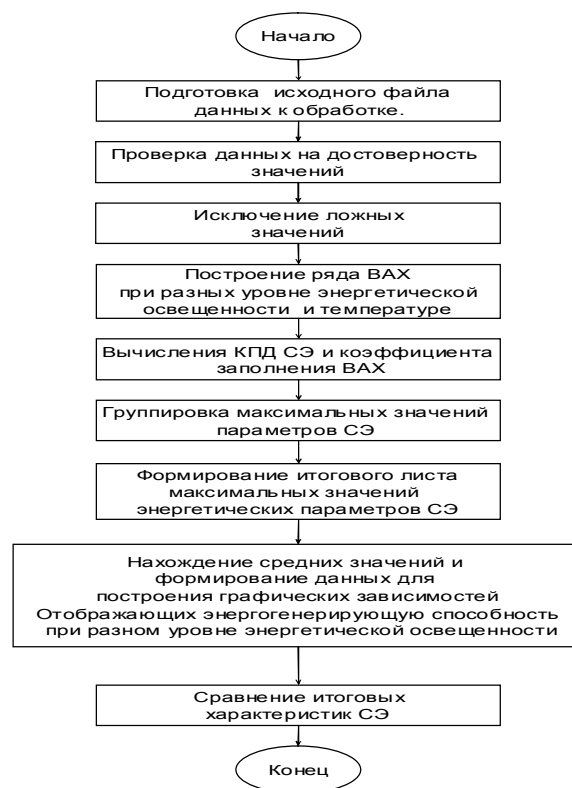


Рис. 6. Блок-схема программы

3. Исключение ложных значений параметров, полученных в ходе экспериментальных измерений. В соответствии с выбранной методикой исключения ошибок использовался однопроцентный уровень малых вероятностей; данные, которые не соответствовали этому критерию, исключались.

4. Построение вольтамперных характеристик при различных уровнях энергетической освещенности в интервале от 200 Вт/м² до 1000 Вт/м². Построение графиков отражающих зависимость тока и напряжения при различных уровнях сопротивления нагрузки, т.е. вольтамперных характеристик, является существенным и необходимым этапом при обработке полученных экспериментальных данных. Анализ полученных вольтамперных характеристик СЭ при различных интенсивностях падающего солнечного излучения позволяет получать важные данные об эффективности преобразования солнечного

излучения и диодный коэффициент, характеризующий различные механизмы протекания тока.

5. Вычисление КПД СЭ и коэффициента заполнения ВАХ для разного уровня энергетической освещенности. Коэффициент полезного действия – основной критерий эффективности функционирования СЭ. Используемый метод определения КПД СЭ основан на прямом измерении энергетических характеристик.

6. Выбор и сведение в отдельную таблицу параметров СЭ, соответствующих максимальной мощности

7. Сортировка параметров СЭ, соответствующих максимальной мощности и группировка в отдельные таблицы, в зависимости от уровня энергетической освещенности.

8. Группировка параметров СЭ, соответствующих максимальной мощности для каждого из дней проведения измерений и для каждого СЭ в этом дне.

9. Группировка по дням – данные выбираются по каждому дню и помещаются в отдельный лист.

10. Формирование итогового листа – данные группируются по типам СЭ, по освещенности и температуре подложки.

11. Нахождение средних значений и формирование данных для построения графических зависимостей отображающих энергогенерирующую способность при разном уровне энергетической освещенности. С помощью последнего модуля программы осуществляется сравнение характеристик для каждого типа СЭ. Этот этап дает наглядное представление о том, при каких условиях и какой тип СЭ функционирует эффективнее.

Выводы

1. Созданный экспериментальный измерительный комплекс позволяет фиксировать в реальном масштабе времени энергетические характеристики каждого из исследуемых в условиях естественной

инсоляции солнечных элементов, температуру их поверхности и уровень освещенности.

2. Разработанная методика и программный пакет позволяют существенно уменьшить временные затраты на обработку экспериментальных данных, повысить их достоверность и предоставить наглядность итоговых значений. Программа может быть полезна при проведении различного рода экспериментальных работ, связанных с обработкой большого массива исходных данных.

Заключение

Использование экспериментальных данных, полученных в ходе выполнения работы, позволит еще на этапе проектирования оценить целесообразность введения в структурную схему тех или иных узлов для увеличения энергоэффективности всей СЕУ, что в конечном итоге приведет к существенному снижению стоимости получаемой электроэнергии

Литература

1. Grobe Euphorie in Paris. Jken Jörn. Sonne Wind und Wärme. 2004, № 7, С. 26 – 30, 5 ил.
2. Андреев В.М., Грилихес В.А., Румянцев В.Д. Фотоэлектрическое преобразование концентрированного солнечного излучения. – Л.: Наука, 1989.
3. Беляев Ю.М., Нагайкин А.С., Разгоняев Ю.В. Повышение эффективности использования наземных фотоэлектрических систем // Гелиотехника. – 1989. – № 2. – С. 6 – 10.
4. A comparison of the performance of different PV module types in temperate climates. Carr A.J., Pryor T.L. Sol. Energy. 2004. 76, № 2 – 3, С. 285 – 294.

Поступила в редакцию 27.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. К. В. Безручко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 629.70.064.56

Я.А. КУМЧЕНКО

Днепропетровский национальный университет, Днепропетровск, Украина

НЕСТАНДАРТНАЯ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНАЯ ВОДОРОДНАЯ ЭНЕРГЕТИКА В КОСМОСЕ НА ПРИМЕРЕ ТВЕРДОТОПЛИВНОГО ФТОРИСТОВОДОРОДНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ И ЕЕ ВЫГОДНОЕ СРАВНЕНИЕ С СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГОДВИГАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКОЙ СЭДУ В КОМПЛЕКСЕ С НОСИТЕЛЕМ ТИПА СОЮЗ-2

Показана возможность нестандартного использования твердых энергоаккумулирующих веществ на основе водорода, кислорода и галогенов в качестве топлив для космической энергетики на примере твердотопливного фтористоводородного двигателя.

твердые энергоаккумулирующие вещества, космические лучи, эффект Оже-Каштул

Постановка проблемы и ее решение

К настоящему времени традиционные пути совершенствования двигательных установок как средств межорбитальной транспортировки (СМТ) (проектно-конструкторские мероприятия, улучшение характеристик топлива, модернизация маршевых двигателей, применение новых конструктивных материалов и т. д.) практически исчерпаны. Настоятельные требования по значительному повышению технико-экономической эффективности транспортных средств обусловили повышенный интерес к нетрадиционным концепциям в двигателестроении, так как жидкостные и твердотопливные двигатели по своим удельным и энергомассовым характеристикам подошли к предельно возможной степени совершенства.

В связи с этим перспективным направлением повышения технико-экономической эффективности транспортных средств с улучшенными удельными и энергомассовыми характеристиками является применение водорода как самого легкого элемента в качестве одного из компонентов топлива двигательной установки (ДУ) КА.

Известные системы хранения и подачи водорода подразделяются на: а) газообразные, б) криогенные и в) в связанном состоянии.

Что касается систем хранения водорода в газообразном и жидком состояниях, то их как достоинства, так и недостатки хорошо известны и здесь перечисляться не будут.

Остановимся на третьем способе хранения водорода, а именно в связанном состоянии. Он, в свою очередь, подразделяется на два способа:

- 1) хранение в жидком состоянии – вода, аммиак, метанол, гидразин, перекись водорода и углеводороды (бензин);
- 2) хранение в твердом состоянии – гидриды металлов, обратимые гидриды интерметаллидов, гидрореагирующие составы, нанотрубки.

Одним из преимуществ второго способа над первым является выигрыш в массе и габаритах всего КА. Недостатком же, например, гидридов металлов является охрупчивание (набухание) металла и дороговизна процесса внедрения в него водорода.

Что же нового предлагает автор? В этой работе предлагается использовать в качестве источников водорода твердые вещества, например, углеводороды.

Например, предельные или насыщенные углеводороды имеют общую формулу (C_nH_{2n+2}) и составляют гомологический ряд, первым членом которого является метан [1] (табл. 1).

Таблица 1

Гомологический ряд насыщенных углеводородов

Название	Молекулярная формула	Состояние	Название	Молекулярная формула	Состояние
Метан	CH_4	газ	Октан	C_8H_{18}	жидкость
Этан	C_2H_6	>>	Нонан	C_9H_{20}	>>
Пропан	C_3H_8	>>	Декан	$\text{C}_{10}\text{H}_{22}$	>>
Бутан	C_4H_{10}	>>	Гексадекан	$\text{C}_{16}\text{H}_{34}$	твердое вещество
Пентан	C_5H_{12}	жидкость	Пентаэйкосан	$\text{C}_{25}\text{H}_{52}$	>>
Гексан	C_6H_{14}	>>	Триаконтан	$\text{C}_{30}\text{H}_{62}$	>>
Гептан	C_7H_{16}	>>	Гептаконтан	$\text{C}_{70}\text{H}_{142}$	>>

Целесообразно также использовать и твердый полиэтилен – полимер этилена, гомологический ряд которого C_nH_{2n} .

Рассмотрим теперь, не освещая здесь все возможные варианты, твердые вещества, содержащие окислительные химические элементы для водорода как горючего рабочего тела ДУ КА. Такими элементами в частности могут быть кислород и галогены (фтор, бром, хлор).

Одним из твердых веществ (а их множество), содержащих кислород, можно использовать, например, кристаллический диоксид SiO_2 – кварц [1]. Это одно из самых устойчивых веществ. В кварце атомы кремния образуют подрешетку, сходную с кристаллической решеткой алмаза, атомы же кислорода располагаются между атомами кремния.

Одним же из твердых веществ (их тоже множество), содержащих галогены, является, например, природный минерал фторид кальция CaF_2 – флюорит (плавиковый шпат).

Таким образом, если из твердых энергоаккумулирующих веществ извлечь водород как горючее (Г) и кислород (или галогены) как окислитель (О), то, сжигая это топливо ($\text{O} + \text{H}$) в камерах сгорания ДУ, можно получить необходимую тягу двигателя с повышенным удельным импульсом.

Процесс извлечения водорода, кислорода и гало-

генов предполагает наличие химических реакторов, которые занимают центральное место в производстве, связанном с превращением **твердых энергоаккумулирующих веществ** (ТЭАВ) и изменением их химических свойств.

Оставляя в стороне процесс извлечения горючих веществ из ТЭАВ в химических реакторах в земных условиях, рассмотрим его для условий открытого космоса для случая, например, твердотопливных водородных двигателей малых и средних тяг на конкретном примере, который, как очевидно, не является единственным.

На рис. 1. представлена блок-схема твердотопливного фтористоводородного двигателя (ТТФВД), где в качестве твердого энергоаккумулирующего вещества с водородом $(\text{ТЭАВ})_n$ можно применить, например, полиэтилен или парафин, а в качестве ТЭАВ, содержащего фтор $(\text{ТЭАВ})_F$ пригоден фторид кальция – флюорит (плавиковый шпат) или фторопласт-4 (тефлон) $(\text{F}_2\text{C} = \text{CF}_2)_n$.

Для извлечения химически активных центров (ХАЦ) из ТЭАВ следует подвести к ним такое количество энергии, которое необходимо затратить на разрыв тех химических связей, которые ответственны за выход атомарных веществ рассмотренных выше химических элементов (H, O, F, Br, Cl) в качестве рабочих тел ДУ.

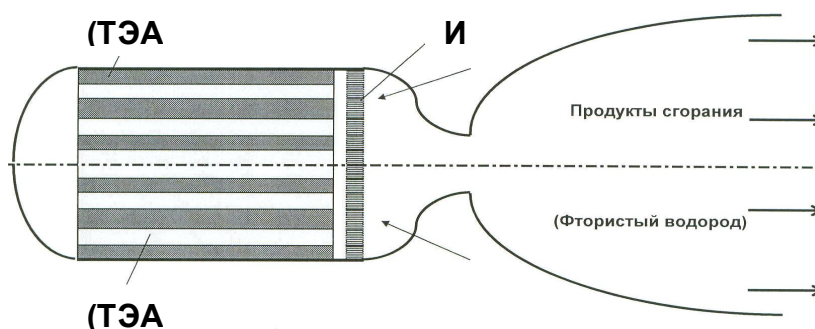


Рис. 1. Блок-схема твердотопливного фтористоводородного двигателя (ТТФВД)

Для открытого космоса существует только три способа инициирования выхода атомарных ХАЦ.

1. Иницирующее устройство ИУ для использования энергии солнечных батарей в процессе электроразряда для двигателей малых тяг.

2. Использование энергии атомного реактора для двигателей средних тяг.

3. Предлагаемый автором нетрадиционный способ инициирования – использование энергии первичных космических лучей, которые генерируют с объема ТЭАВ вторичное излучение, результатом которого является выход из твердых энергоаккумулирующих веществ химически активных центров ХАЦ.

Космическими лучами называются [2] «потoki атомных ядер высокой энергии, главным образом протонов, приходящие на Землю из космического пространства, а также вторичное излучение, создаваемое этими ядрами в атмосфере Земли. Космические лучи, находящиеся за пределами земной атмосферы, называются *первичными*. В составе первичных космических лучей содержатся атомные ядра с различными массовыми числами и энергиями на один нуклон, заключенными в интервале $G\text{эВ} \leq E \leq 10^{13} \text{эВ}$.

В первичных космических лучах имеются ядра химических элементов, состав которых мало отличается от состава элементов, содержащихся в земной коре и атмосфере Солнца. Объемная плотность энергии в космических лучах составляет в среднем около 1эВ/см^3 . Поток первичных лучей с энергией, превышающей $2,5 \text{ГэВ/нуклон}$, имеет плотность $\approx 0,14 \text{см}^2 \text{стер}^{-1} \cdot \text{сек}^{-1}$. Средняя энергия на один

нуклон примерно одинакова для всех ядер, поэтому около $1/3$ полной энергии приходится на средние и тяжелые ядра. Первичные космические лучи имеют изотропное пространственное распределение. На высотах, превышающих $50 - 60 \text{км}$, имеется постоянная интенсивность первичных космических лучей. С приближением к Земле происходит увеличение интенсивности космического излучения за счет вторичных космических лучей.

Вторичные космические лучи образуются в результате неупругих столкновений первичных лучей с ядрами атомов азота и кислорода воздуха в верхних слоях атмосферы. Ниже 20км все космическое излучение является вторичным. Проникающая способность космических лучей измеряется толщиной d слоя свинца, сквозь которую проникают космические лучи. При толщинах d от 0 до $10 - 13 \text{см}$ происходит быстрое ослабление интенсивности, а при дальнейшем увеличении толщины интенсивность практически не изменяется. В связи с этим в составе вторичных лучей различаются мягкая и жесткая компоненты. Мягкой называется часть лучей, испытывающих сильное поглощение свинцом, жесткой – компонента, обладающая в свинце большой проникающей способностью. Мягкую компоненту составляют электроны, позитроны и фотоны. Мюоны, образовавшиеся при распаде π -мезонов и слабо взаимодействующие с ядрами атомов атмосферы, образуют жесткую компоненту. Соотношение между интенсивностями мягкой и жесткой компонент сильно меняется с высотой вследствие неодинакового по-

глошения различных частиц в атмосфере, а также из-за распада нестабильных частиц.

При высокой энергии первичных частиц ($> 5,10^9$ эВ) столкновения их с атомами воздуха приводит, как правило, к образованию *электронно-ядерных ливней*. Результатом взаимодействия первичной частицы с ядрами атомов воздуха является расщепление последних на отдельные нуклоны и более крупные части, а также образование неустойчивых частиц ($\pi^\pm$ - и π^0 -мезонов). Последующие распады $\pi^\pm \rightarrow \mu^\pm \rightarrow e^\pm$ и $\pi^0 \rightarrow 2\gamma \rightarrow e^+ + e^-$ приводит к образованию мягкой электронно-фотонной компоненты ливня. Эта компонента затем интенсивно размножается вследствие последовательного (каскадного) образования новых пар $e^+ - e^-$ и тормозного излучения частицами новых гамма-квантов (*электронно-каскадный процесс*). Возникающие при расщеплении ядер энергичные нуклоны способны в свою очередь вызывать электронно-ядерные ливни (*ядерно-каскадный процесс*). Совокупность последовательных ядерных взаимодействий высокой энергии приводит к образованию *широких атмосферных ливней* (называемых также *ливнями Оже*). Последние при энергиях первичных частиц свыше 10^{12} эВ могут содержать многие миллионы частиц (в основном $e^\pm$) при поперечных размерах ливня более 1 км^2 .

Автор считает целесообразным использовать Оже-эффект как процесс инициирования рождений ХАЦ. Насколько ему известно, здесь впервые рассматривается вопрос использования процесса рождения ливней ХАЦ из объема ТЭАВ. Предлагается назвать этот процесс эффектом Оже-Каштул.

Еще более заманчива идея использования в ДУ, например, атомарно-водородного топлива. Это выгодно, поскольку при рекомбинации его в молекулярный водород выделяется $2,16 \cdot 10^8$ Дж/кг тепла, в то время как теплотворность традиционных видов топлива на целый порядок меньше. При этом удельный импульс такой ДУ составляет 1520 с при 50% полноте реакции [3].

Для оценки перспективности использования ТЭАВ в качестве источников ХАЦ на основе водорода, кислорода и галогенов с учетом эффекта Оже-Каштул приведем блок-схему солнечной электродвигательной установки (СЭДУ), работающей на криогенном водороде и кислороде с использованием энергии солнечных батарей [4] (рис. 2).

Из сравнения рис. 1 и рис. 2 специалисту по ракетно-космической технике очевидно, что применение ТЭАВ с использованием энергии первичных космических лучей, которые, согласно эффекту Оже-Каштул, инициируют рождение ХАЦ, в сотни раз эффективней применения жидких кислорода и водорода в связи с ненужностью всей «обвязки» (бак кислорода, бак водорода, компрессоры, тепловой аккумулятор и т.д., и т.п.), которая используется при СЭДУ[5].

Выводы и перспективы использования

Таким образом, в работе затрагивается сразу несколько перспективных направлений в области высокоэффективной ракетно-космической техники, а именно:

1. Применение водорода как горючего и кислорода (или галогенов) как окислителя, извлеченных из *твердых* энергоаккумулирующих веществ ТЭАВ.
2. Использование энергии космических лучей для инициирования процесса выхода химически активных центров в виде атомов водорода как горючего и атомов кислорода и группы галогенов в качестве окислителей под действием первичных космических лучей.
3. Использование энергии специального ядерного источника излучения.
4. Комбинированный способ инициирования выхода с поверхности твердотопливных энергоаккумулирующих веществ ХАЦ одновременным подводом и лучистой энергии и протеканием при этом подводе электроразряда с меньшим потреблением энергии, необходимой для его реализации.

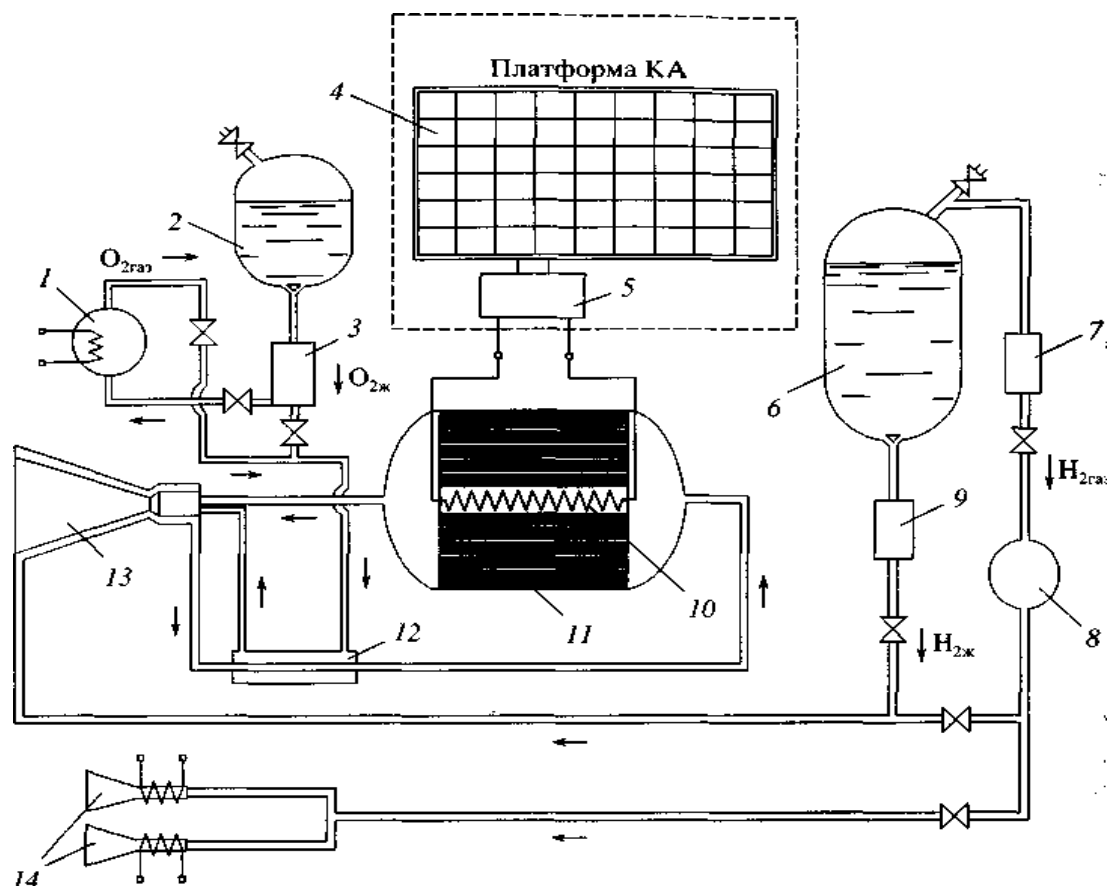


Рис. 2. Принципиальная схема СЭДУ:

1 – ресивер кислорода; 2 – бак кислорода; 3 – насос кислорода; 4 – солнечная батарея; 5 – преобразующая аппаратура; 6 – бак водорода; 7 – компрессор водорода; 8 – ресивер водорода; 9 – насос водорода; 10 – высокотемпературный электронагреватель; 11 – тепловой аккумулятор; 12 – теплообменник-газификатор кислорода; 13 – маршевый двигатель; 14 – дополнительные электронагревательные двигатели

Литература

1. Вовченко А.В. и др. Общая химия. – М.: МГУ, 1980. – С. 111 – 116.
2. Яворский Б.М., Детлаф А.А. Справочник по физике. – М.: Наука, 1969. – С. 406 – 411.
3. Варшавский И.Л. Энергоаккумулирующие вещества. – К.: Наукова думка, 1980. – С. 1 – 108.
4. Коротеев А.С., Акимов В.Н. и др. Солнечные электродвигательные установки – эффективный путь развития средств межорбитальной транспортировки // Изв. РАН. Энергетика. – 2004. – № 5. – С. 56 – 51.

5. Кумченко Я.А. Высокоэффективная водородная энергетика на примере твердотопливного фтористоводородного двигателя как средства межорбитальной транспортировки космического аппарата (КА) на гелиостационарную орбиту // Вест. ДНУ: Ракетно-космическая техника. – Днепропетровск, 2004. – № 8. – С. 110 – 116.

Поступила в редакцию 3.06.2005

Рецензенты: д-р физ.-мат. наук, проф. Е.Г. Попов, Днепропетровский аграрный университет; канд. техн. наук, доцент В.И. Мисюра, Днепропетровский национальный университет, Днепропетровск.

УДК 629.7.03.018

Б.Б. КОРОВИН¹, М.Е. КОЛОТНИКОВ², В.С. КУДАШИН¹¹*Федеральное государственное унитарное предприятие РФ «Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Россия*²*Научно-технический центр им. А. Люлька, Россия***К ВЫБОРУ ПРЕДСТАВИТЕЛЬНОГО ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО ПАРАМЕТРА ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ ЛОПАТОК ВЕНТИЛЯТОРА, ВЫЗЫВАЕМОЙ ТУРБУЛЕНТНОСТЬЮ ПОТОКА НА ВХОДЕ В ГТД**

На основе анализа материалов стендового и летного эксперимента по оценке вибронагруженности лопаток вентилятора авиационного ГТД, вызываемой крупномасштабной турбулентностью воздушного потока на входе, оценена представительность среднеквадратического отклонения (СКО) пульсаций полного давления в абсолютных значениях и в безразмерном виде в качестве эксплуатационного параметра для прогнозирования указанного вида нагружения.

лопатки вентилятора, вибронагруженность, турбулентные пульсации, прогноз**Введение**

Прогнозирование вибронагруженности лопаток КНД (вентиляторов) по параметрам неоднородности воздушного потока на входе позволяет оптимизировать вибрационную доводку определенного класса авиационных ГТД, выявляя проблемы по динамике лопаток на ранних этапах создания двигателя.

В работах [1], [2] и [3] показано, что одним из таких параметров является интенсивность крупномасштабной турбулентности потока, порождаемая совместной работой двигателя со сверхзвуковыми входными устройствами. Там же обосновано, что в качестве меры силового воздействия турбулентности на лопатки можно использовать среднеквадратическое отклонение (СКО) широкополосных пульсаций полного давления на входе в безразмерном виде $\varepsilon_{отн} = \varepsilon_{абс} / P_1^*$, которое линейно связано с вибрационным откликом лопаток.

Настоящие исследования были предприняты в связи с высказанным в [4] сомнением о линейности указанной взаимосвязи и предположении о большей представительности параметра $\varepsilon_{абс}$ для прогноза вибронагруженности лопаток рассматриваемой природы.

Постановка задачи (условия проведения эксперимента)

На генетически близком к обследованному в [4] вентиляторе для заведомо нерезонансных (по частоте вращения N1) установившихся режимах работы изделия в стендовых условиях оценивалось влияние безразмерного параметра $\varepsilon_{отн}$ на вибронагруженность лопаток всех четырех его ступеней при изменении интенсивности турбулентности за счет движения бокового пластинчатого интерцептора. Для повышения точности указанные оценки выполнялись отдельно для различных лопаток и различных форм колебаний лопаточного венца в полосе спектра воздействия, который, согласно [1] при полосе частот замеренного спектра турбулентных пульсаций 10...500 Гц, составлял для рабочих лопаток величину порядка 1000 Гц.

Подобные оценки как для безразмерного параметра ($\varepsilon_{отн}$), так и для абсолютных значений СКО турбулентных пульсаций были выполнены применительно к рабочему колесу I ступени в эксплуатационных условиях работы изделия на объекте при изменении давления на входе P_1^* в диапазоне

значений $0,3 - 1,23 \text{ кгс/см}^2$ и создании турбулентности на входе за счет изменения числа M полета и конфигурации проточной части входного устройства.

Для обеспечения непредвзятости оценок обработка информации выполнялась в автоматизированном режиме по всей располагаемой синхронизированной базе данных о вибрационных процессах и пульсациях с бортового твердотельного накопителя при одинаковом временном окне сглаживания, составлявшего $0,125 \text{ сек.}$

Интенсивность вибропроцессов и пульсаций определялась в СКО. Безразмерная величина $\varepsilon_{отн}$ вычислялась делением среднего значения $\varepsilon_{абс}$, полученного по 5 – 6 замерам пульсаций во входном сечении вентилятора, на среднее значение давления

P_1^* (по 36-ти замерам давления в мерном сечении) при времени осреднения 3 сек.

1. Результаты исследований

Результаты стендового эксперимента с интерцептором на входе показаны на рис. 1. Из рассмотрения рисунка видна линейность экспериментальных зависимостей для трех обследованных ступеней вентилятора (из-за отказа тензодатчиков первая ступень не представлена). О физичности наблюдаемой взаимосвязи, в частности, свидетельствует практическое пересечение линиями регрессии начала координат при экстраполяции их в сторону уменьшения значений $\varepsilon_{отн}$ и σ_{V_0} .

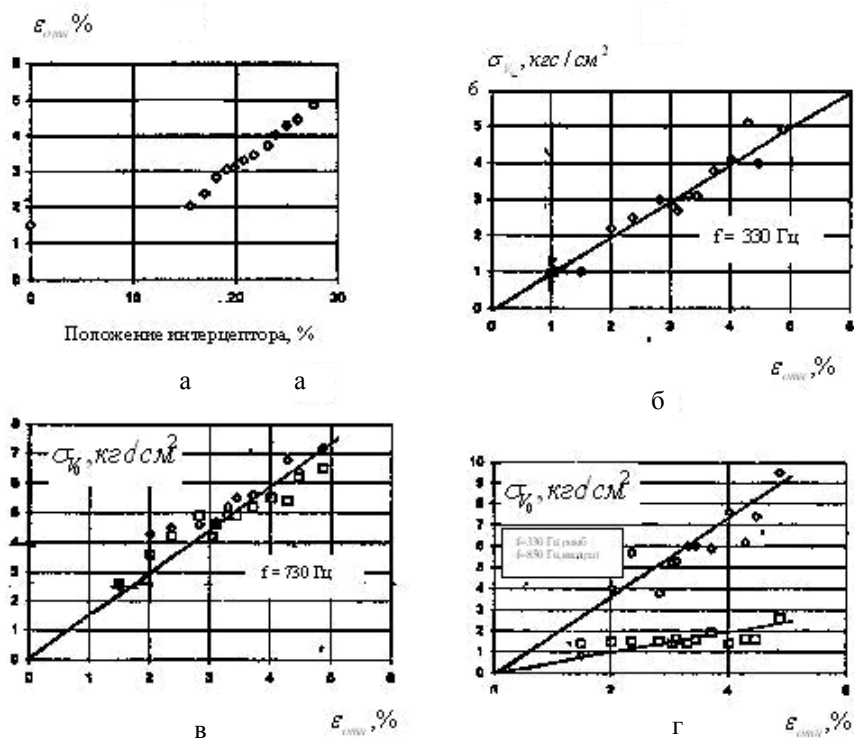


Рис. 1. Влияние положения интерцептора на интенсивность турбулентности на входе в изделие в категориях $\varepsilon_{отн}$ (а) и зависимость уровня вибрационного фона σ_{V_0} в лопатках вентилятора от параметра $\varepsilon_{отн}$ для составляющих вибропроцессора в полосе частот спектра воздействия турбулентности над полкой II ступени (б) и III ступени (в), у корня IV ступени (г) (режим $n_1 = 85,5\%$)

Обращает на себя внимание отличие чувствительности лопаток различных ступеней к турбулентности на входе в вентилятор. Максимальную

вибросенситивность лопаток именно четвертой ступени можно объяснить по меньшей мере двумя одновременно действующими факторами.

Консольным конструктивным исполнением, в котором реализуются более низкочастотные формы, а также дополнительным эффектом перераспределения спектра воздействия турбулентных пульсаций из области низких частот с большей относительной энергией в область высоких частот за счет уменьшения масштаба турбулентности по мере прохождения ее через предыдущие ступени при сохранении общей энергии турбулентности, а возможно и увеличения ее при прохождении вращающихся решеток рабочих колес (не путать с необходимостью учета для вращающихся венцов трансформации замеренного спектра в связи с измерением пульсаций на статоре [1]).

Вполне естественной представляется и

большая виброчувствительность лопаток одной и той же ступени при возбуждении низкочастотной формы колебаний (см. рис. 1, г).

С результатами стендовых исследований согласуются и результаты анализа данных, полученных при работе вентилятора в составе изделия в эксплуатационных условиях.

На рис. 2 приведен каскад спектров вибронпряжений для наиболее нагруженной из обследованных лопаток I ступени вентилятора при изменении турбулентности течения на входе в условиях работы изделия на объекте, а на рис. 3 показан характерный вид замеренного спектра турбулентных пульсаций на входе в изделие в этих условиях.

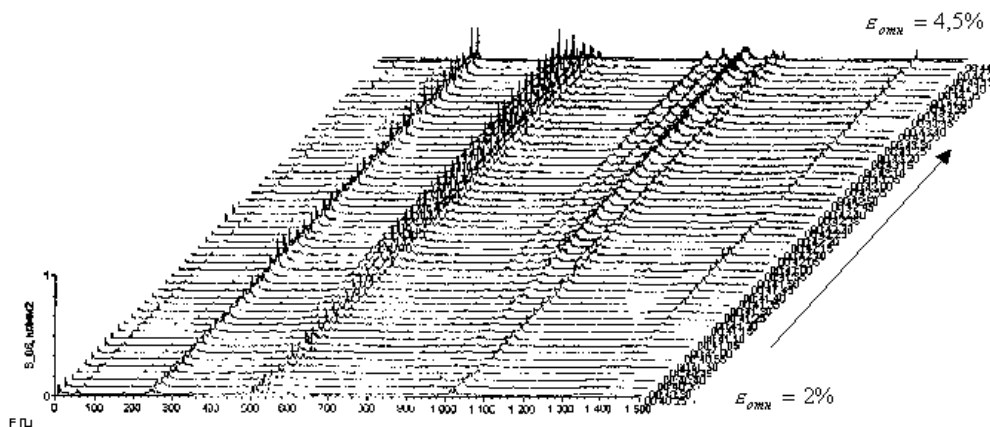


Рис. 2. Каскад спектров вибронпряжений в корневой части лопатки при изменении турбулентности течения перед вентилятором

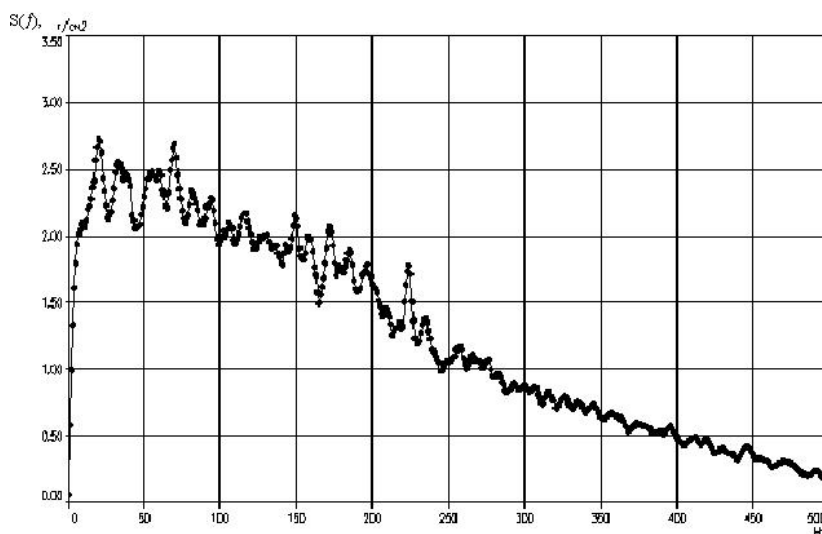


Рис. 3. Характерный вид спектра турбулентных пульсаций полного давления на входе в изделие (время осреднения 15 сек., шаг по частоте 1 Гц, $N_1 = 100\%$, $\varepsilon_{отн} = 4,5\%$)

Из рассмотрения рисунков, в частности следует, что в полном соответствии с [1], несмотря на значимую энергию замеренного спектра пульсаций в полосе всего 10...500 Гц, рабочие лопадки вентилятора возбуждаются в полосе не менее 1000 Гц при заметном вибрационном отклике даже на частоте 1800 Гц !.

Учитывая особенности частотной структуры вибропроцессов в лопатках (см. рис. 2) для дальнейшего анализа были выбраны три основные поло-

сы частот, включающие зонтичную форму колебаний лопаточного венца 150...300 Гц, первую и вторую группы форм 400...650 Гц, 800...1100 Гц соответственно.

На рис. 4 и 5 показаны экспериментальные зависимости интенсивности переменных напряжений в лопатках для суммарного вибропроцесса и для каждой из вышеуказанных форм колебаний от параметров ε_{abc} и $\varepsilon_{отн}$.

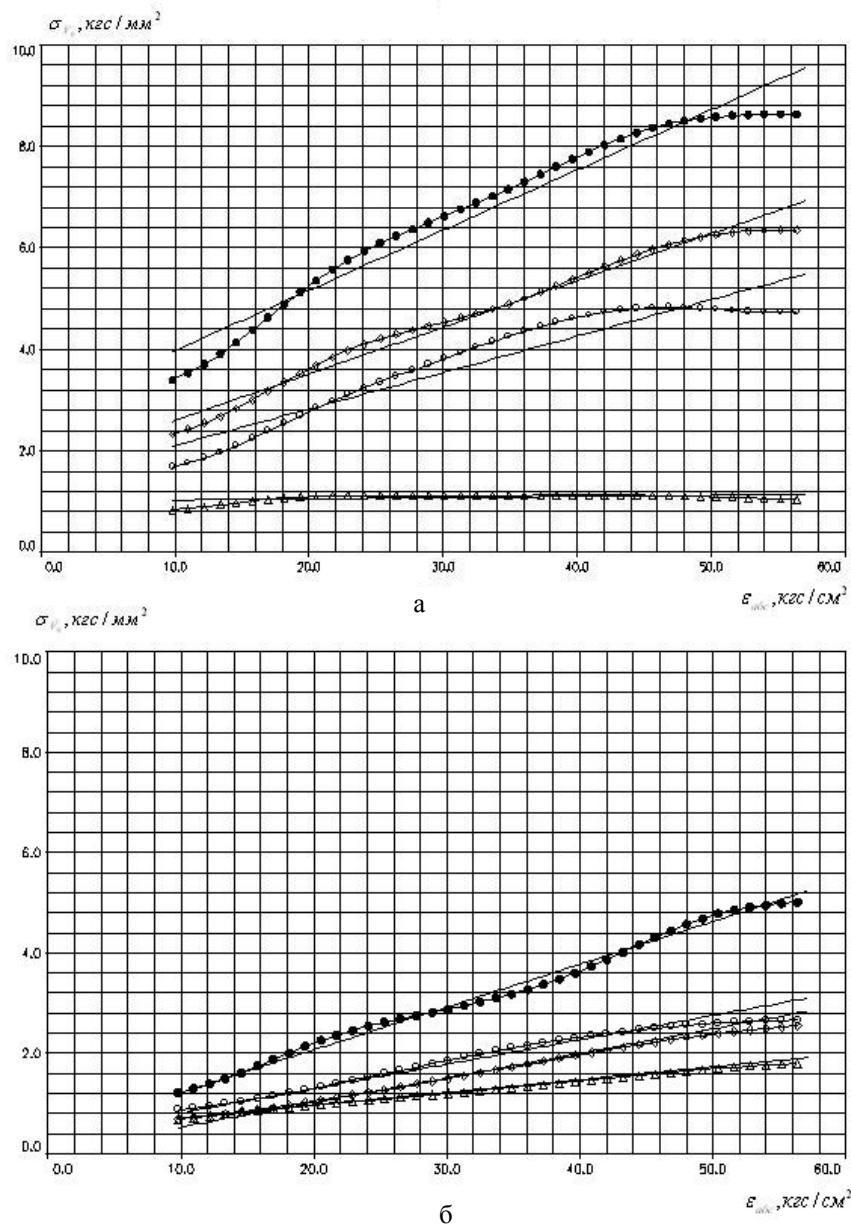


Рис. 4. Изменение интенсивности вибронапряжений σ_{V_0} над полкой (а) и в корневой части лопатки (б) по параметру ε_{abc} : ● – для суммарного вибропроцессора; ○ – для I группы форм; ◇ – для II группы форм; Δ – для зонтичной формы

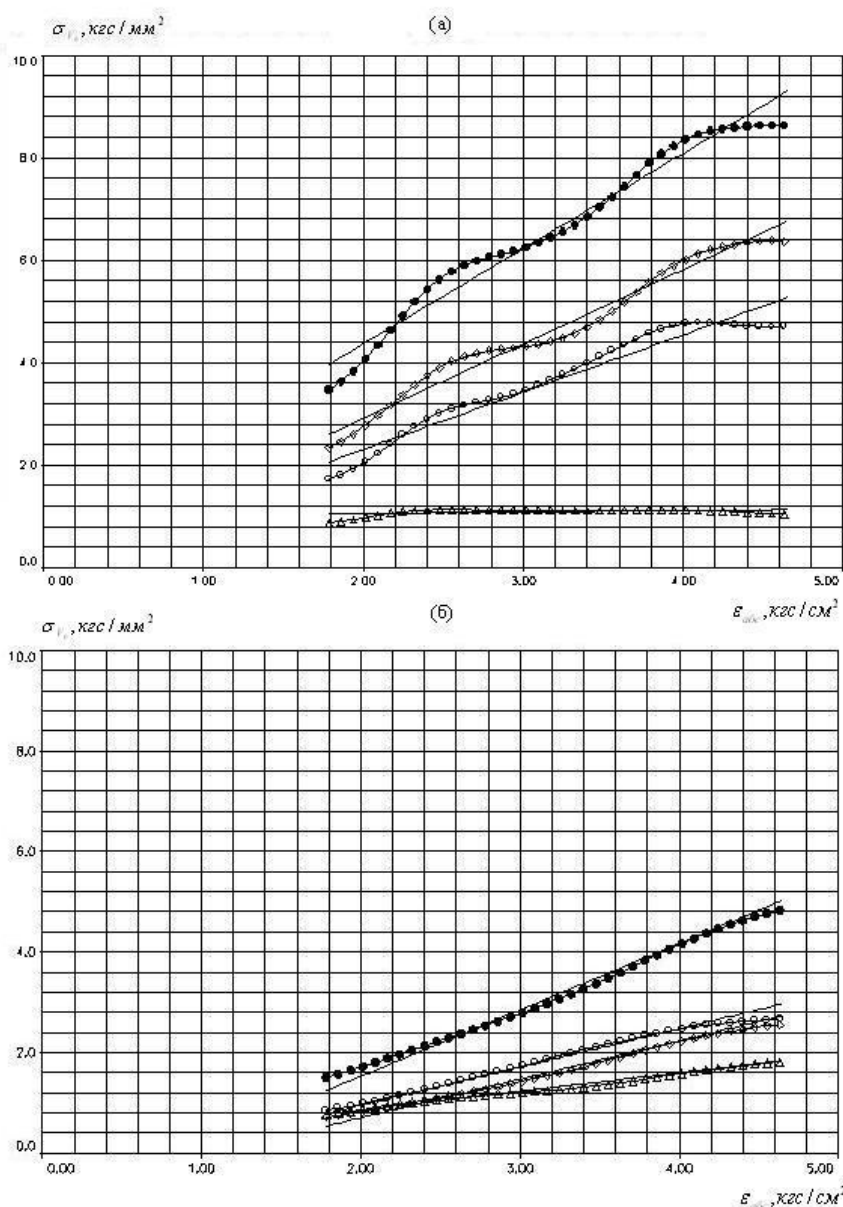


Рис. 5. Изменение интенсивности вибронпряжений σ_{v_n} над полкой (а) и в корневой части лопатки (б) по параметру ε_{abc} : ● – для суммарного вибропроцессора; ○ – для I группы форм; ◇ – для II группы форм; Δ – для зонтичной формы

Экспериментальные законы распределения значений вибропроцессов, построенные для каждой из исследуемых форм колебаний (рис. 6 и 7), не противоречат гипотезам о случайности и нормальности [5] суммарных колебаний и их составляющих, что, в частности, позволило масштабировать интенсивность вибронпряжений в зависимостях, показанных на рис. 4 и 5 как оценки максимальных значений огибающих (3 x СКО переменных напряжений)

Из рассмотрения рис. 4 и 5, а также табл. 1 и 2, в которых представлены результаты расчета коэффициентов корреляции и уравнений линейной регрессии для всех вышеуказанных зависимостей, можно сделать вывод о принципиальной возможности использования любого из сопоставляемых параметров ε_{abc} кгс/см² и $\varepsilon_{отн}$ % при оценке виброчувствительности лопаток к турбулентности и соответственно для прогноза вызываемой ею вибронагруженности.

В самом деле, коэффициенты корреляции, рассчитанные по выборкам из 1265 точек, близки к 0,99 и отличаются во втором или третьем знаках. Тем не менее авторское предпочтение остается за безразмерным параметром $\varepsilon_{отн}$, так как в уравне-

ниях линейной регрессии, полученных для больших уровней напряжений (надполоочная часть лопатки), а следовательно с меньшими погрешностями измерений, остаточный член оказался существенно меньшим для безразмерного параметра.

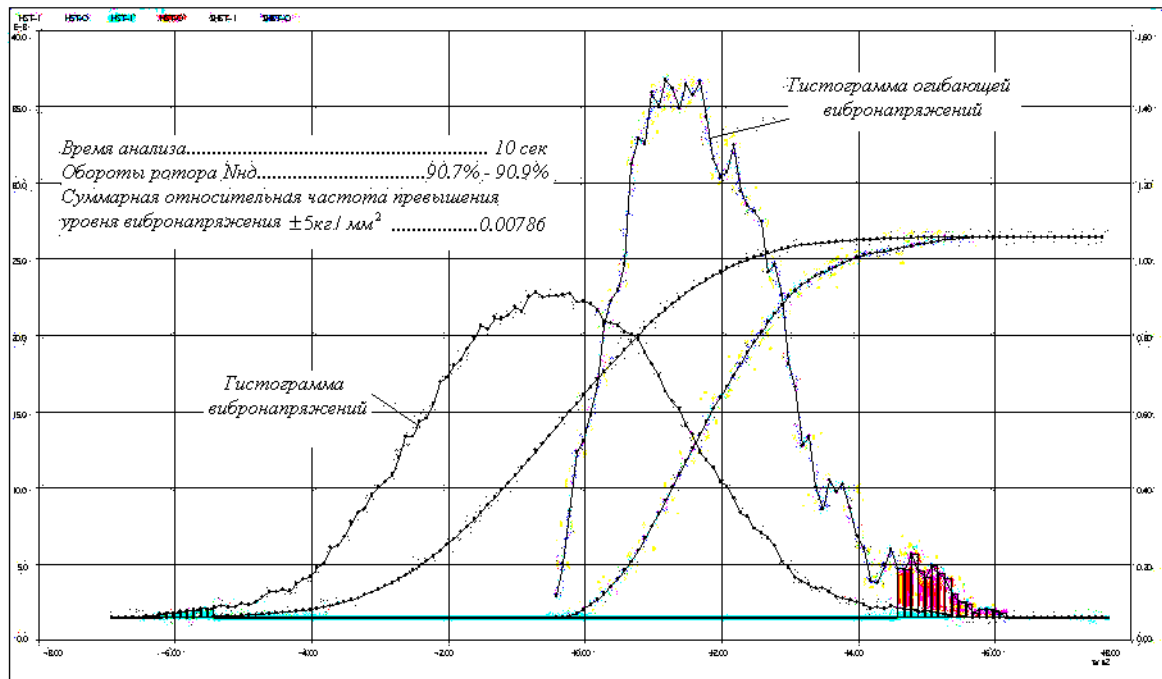


Рис. 6. Экспериментальная оценка законов распределения мгновенных значений и огибающей вибропроцессора при интенсивных корневой части лопаток по зонтичной форме

Из рассмотрения рис. 4 и 5 можно отметить в целом и слабую нелинейность протекания (пологую выпуклость в одну и ту же сторону) экспериментальных зависимостей σ_{V_0} по ε_{abc} , а также синхронную тенденцию к отклонению от линейности всех без исключения зависимостей σ_{V_0} как от ε_{abc} , так и от $\varepsilon_{отн}$ при максимальной интенсивности турбулентности, достигнутой в условиях работы изделия на объекте.

Указанный эффект возможно связан:

- с усилением роли механического демпфирования;
 - с особенностями работы бандажной полки при высоких уровнях случайных колебаний лопаточного венца
- и требует дополнительных исследований.

2. Обсуждение результатов

Отличия полученных результатов от представленных в [4] по-видимому следует искать в различиях постановки эксперимента. В частности, в [4] не оговорено постоянство частоты вращения ротора и отсутствие резонансов от регулярной составляющей неоднородности потока.

Между тем, известно, что вибросочувствительность лопаток к турбулентности может существенно меняться с изменением физической частоты вращения ротора, в том числе, и возрастая с уменьшением режима по N_1 .

Не менее очевидно и влияние резонанса лопаток, вызываемого регулярной составляющей пространственной неравномерности потока в окружном направлении перед ступенью, на их результирующую

вибронегруженность при одновременном воздействии турбулентности [6]. Любой из двух вышеуказанных эффектов может привести к нелинейности экспериментальных зависимостей вибрационного отклика лопаток от $\varepsilon_{отн}$, да и чрезвычайно большой разброс экспериментальных данных в [4], пре-

вышающей 60% для σ_{V_0} , в том числе, и за счет объединения в единые выборки значений переменных напряжений при различных формах колебаний, не способствует надежному выявлению характера взаимосвязи параметров пульсаций и вибрационного отклика лопаток.

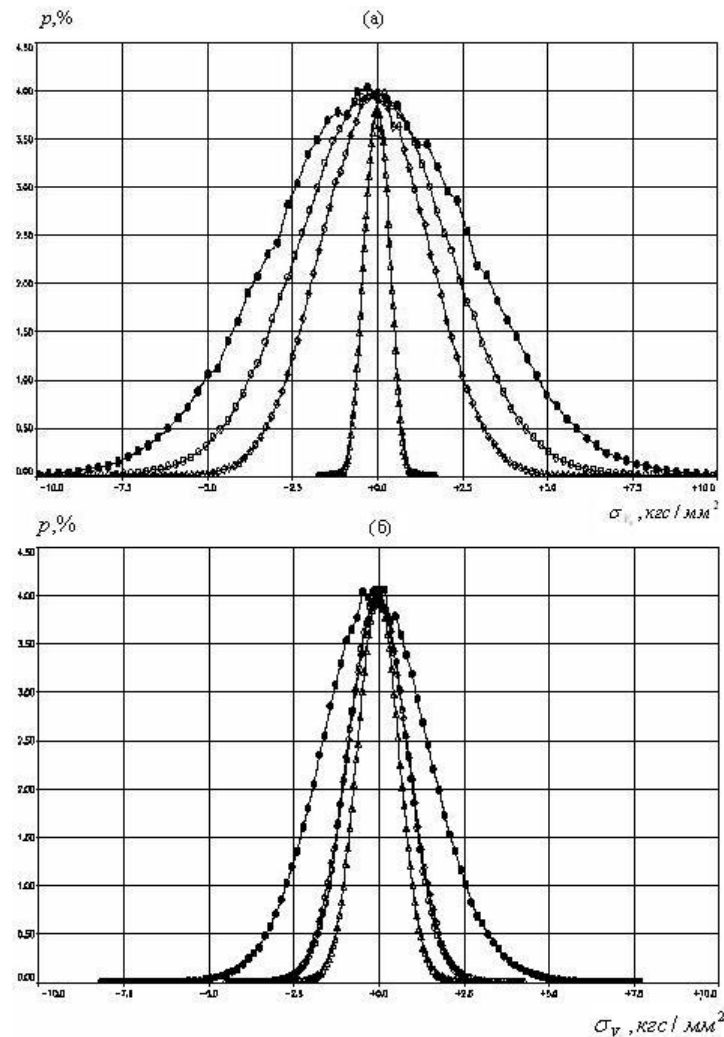


Рис. 7. Экспериментальные законы распределения мгновенных значений вибронпряжений над полкой (а) и у корня лопаток (б) (число независимых отсчетов – 327680, $N_1 = 100\%$, $\varepsilon_{отн} = 4,5\%$)

Таблица 1

Коэффициенты корреляции между вибронпряжениями в лопатке и параметрами турбулентных пульсаций $\varepsilon_{отн}$ и $\varepsilon_{абс}$ (по выборке 1265 точек)

Место замера σ_V	сog $\sigma_V - \varepsilon_{абс}$	сog $\sigma_V - \varepsilon_{отн}$	Форма (гр.форм) колебаний	Полоса анализа вибропроцессора ΔF , Гц	Место замера σ_V	сog $\sigma_V - \varepsilon_{абс}$	сog $\sigma_V - \varepsilon_{отн}$	Форма (гр.форм) колебаний	Полоса анализа вибропроцессора ΔF , Гц
У корня	0,9973	0,9842	Сумма	3...8000	Над полкой	0,989	0,998	Сумма	3...8000
	0,9873	0,9863	Зонтичная	150...300		0,925	0,971	Зонтичная	150...300
	0,9975	0,9870	I группа	400...650		0,992	0,96	I группа	400...650
	0,9977	0,9794	II группа	800...1100		0,991	0,996	II группа	800...1100

Таблица 2

Уравнение линейной регрессии для экспериментальных зависимостей вибронпряжений в лопатке от параметров $\varepsilon_{отн}$ и $\varepsilon_{абс}$ (по выборке 1265 точек)

Место замера σ_V	Форма колебаний	Уравнение регрессии для $\varepsilon_{абс}$, кгс/см ²	Уравнение регрессии для $\varepsilon_{отн}$, %
У корня	Сумма	$\sigma_{V\Sigma} = 85,4 \varepsilon_{абс} + 0,35$	$\sigma_{V\Sigma} = 1,32 \varepsilon_{отн} - 1,12$
	Зонтичная	$\sigma_{V_3} = 25,5 \varepsilon_{абс} + 0,45$	$\sigma_{V_3} = 0,37 \varepsilon_{отн} + 0,1$
	I группа	$\sigma_{V_I} = 48,6 \varepsilon_{абс} + 0,32$	$\sigma_{V_I} = 0,76 \varepsilon_{отн} - 0,58$
	II группа	$\sigma_{V_{II}} = 49,0 \varepsilon_{абс} + 0,03$	$\sigma_{V_{II}} = 0,77 \varepsilon_{отн} - 0,84$
Над полкой	Сумма	$\sigma_{V\Sigma} = 118,4 \varepsilon_{абс} + 2,8$	$\sigma_{V\Sigma} = 1,86 \varepsilon_{отн} + 0,65$
	Зонтичная	$\sigma_{V_3} = 2,32 \varepsilon_{абс} + 1,0$	$\sigma_{V_3} = 0,027 \varepsilon_{отн} + 1,0$
	I группа	$\sigma_{V_I} = 71,8 \varepsilon_{абс} + 1,39$	$\sigma_{V_I} = 1,12 \varepsilon_{отн} + 0,063$
	II группа	$\sigma_{V_{II}} = 92,0 \varepsilon_{абс} + 1,67$	$\sigma_{V_{II}} = 1,45 \varepsilon_{отн} + 0,0042$

Заключение

В результате экспериментальных исследований вибронгруженности лопаток вентилятора, вызываемой турбулентностью течения на входе в изделие при его работе на стенде и в эксплуатационных условиях объекта, подтверждена представительность безразмерного параметра СКО широкополосных пульсаций полного давления воздуха перед вентилятором $\varepsilon_{отн}$ для прогнозирования динамического нагружения его лопаток. Показана также допустимость использования для этой цели и $\varepsilon_{абс}$, но с несколько большей, чем в первом случае, погрешностью из-за большей доли необъясняемого линейной моделью разброса напряжений.

Литература

1. Коровин Б.Б. Идентификация аэроупругих явлений в лопатках турбомашин методами спектрального анализа. В кн. "Аэроупругость турбомашин". – К.: Наукова Думка, 1980. – С. 159 – 168.
2. Коровин Б.Б. Оценка нагружения элементов конструкции ГТД в условия полета. В кн. Летные испытания газотурбинных двигателей / Под ред.

Г.П. Долголенко). – М.: Машиностроение, 1983. – С. 83 – 91.

3. Кулагина В.А., Коровин Б.Б., Максимов В.П., Набатова Н.А., Родов А.Я. Исследование колебаний лопаток компрессора, возбуждаемых случайными пульсациями потока // Аэроупругость лопаток турбомашин. Труды ЦИАМ. – 1981. – № 953. – С.166 – 181.

4. Бондаренко М.В., Быков В.И., Егоров И.В., Кулагина В.А. Параметрическое исследование случайных колебаний лопаток // Аэроупругость лопаток турбомашин. Труды ЦИАМ. – 1985. – № 1127. – С. 165 – 170.

5. Бендат Дж., Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов. – М.: Мир, 1967.

6. Коровин Б.Б. К прогнозированию уровня резонансных колебаний лопаток компрессоров ГТД // Труды ЦИАМ. – 1981. – № 953. – С. 195 – 210.

Поступила в редакцию 2.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Ф. Шорр, Федеральное государственное унитарное предприятие "ЦИАМ им. П.И.Баранова", Россия.

УДК 539.3

Ю.С. ВОРОБЬЕВ¹, М.В. ЧЕРНОБРЫВКО¹, Л. КРУШКА²¹ *Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Украина*² *Военная техническая академия, Польша*

ЛОКАЛЬНОЕ ИМПУЛЬСНОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ НА ОБОЛОЧЕЧНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИЙ

Рассматривается поведение тонкостенных элементов ГТД под действием локальных импульсных нагрузок. Для моделирования используется теория С.П. Тимошенко для цилиндрических, конических и сферических оболочек. В зоне воздействия локальной нагрузки используется модель трехмерного тела, скоростная деформация которого может происходить как в упругой, так и в упругопластической стадии. Учитываются динамические характеристики материала. Рассмотрен конкретный пример расчета методом конечных разностей.

импульсные нагрузки, локальные нагрузки, оболочки вращения, трехмерные тела, скоростное деформирование, упругопластическое состояние

Введение

Проблема учета импульсных нагрузок при оценке динамической прочности элементов современных газотурбинных двигателей становится все более актуальной. Уже отмечалось опасное воздействие птиц, твердых и жидких частиц на вентиляторные и компрессорные лопатки авиационных газотурбинных двигателей [1 – 3]. Кроме того, входные устройства, корпуса и выходные устройства ГТД часто подвергаются воздействию ударных локальных нагрузок. Причиной их могут быть как влетевшие частицы, так и фрагменты разрушения лопаточного аппарата и ротора [3]. Хотя элементы корпусов, как правило, являются тонкостенными, их следует моделировать с помощью теории оболочек типа Тимошенко [4] для возможности описания волновых процессов. Известно, что при воздействии локальных импульсных нагрузок максимальные напряжения и деформации развиваются в довольно ограниченной зоне [2, 4], где может происходить скоростное упруго-пластическое деформирование и даже разрушение материала. Поэтому в этой области целесообразно использование трехмерных моделей. В связи с тем, что задача становится существенно не-

линейной, она может решаться конечно-разностным методом с учетом изменения динамических свойств материала при каждом шаге как по пространственным координатам, так и по времени [4].

1. Постановка задачи и математическое моделирование

Рассматривается составная конструкция, включающая сопряжение конической, цилиндрической и сферической оболочек вращения (рис. 1). Вектор перемещений для конических и цилиндрических оболочек обозначается $U_c = U(u, w, \beta)$ в системе координат x, r, φ , а для сферических $U_s = U(u, w, \beta)$ в системе координат r, φ, ψ . Толщина оболочки в общем случае является переменной $h(x)$. Хотя конструкция обладает осевой симметрией, задача не является осесимметричной из-за особенностей нагрузки. Нагрузка приложена в ограниченной зоне $x_p, \varphi_p R_c$ под углом $\gamma(\gamma_1, \gamma_2)$ к радиусу (рис. 1). Этот угол определяется кинематикой движения ударника. Зона развития интенсивных напряжений является ограниченной. Напряжения быстро затухают на расстояниях примерно в пять раз превышающих размеры зоны приложения локальной на-

грузки [2, 4]. Из этих соображений выбираются размеры зоны в плане для области, которая модулируется трехмерным телом x_1 , $\varphi_1 R_c$.

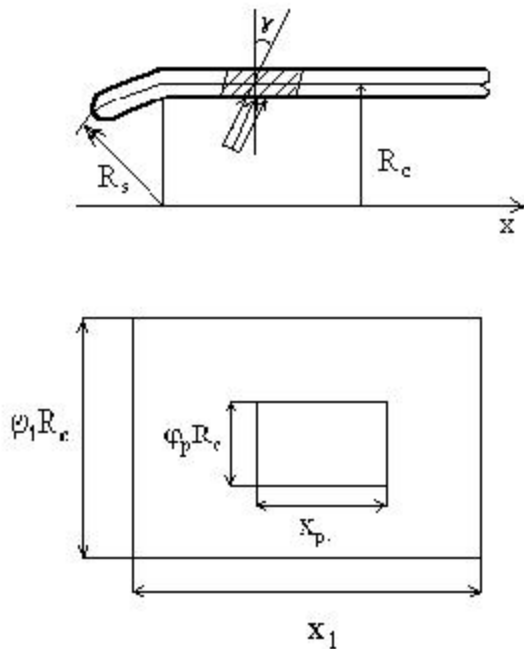


Рис. 1. Схема задачи

Для этой области уравнение движения имеют вид

$$(\lambda + \mu) \operatorname{grad} \Theta + \mu \Delta U = \rho \frac{\partial^2 U}{\partial t^2}, \quad (1)$$

где λ, μ – постоянные Ламе, ρ – плотность материала, $U(u, v, w)$ – вектор перемещений, Θ – относительное объемное расширение

$$\Theta = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}. \quad (2)$$

Решение задачи начинается для зоны, описываемой трехмерной моделью. На границе зоны выполняются интегрально условия равенства сил и моментов.

В первом приближении может решаться задача об упруго-пластическом скоростном деформировании трехмерной области, упруго закрепленной по границе, а затем рассматриваться задача о деформировании оболочечной конструкции под действием сил на границе рассматриваемой области, как пра-

вило, в упругой стадии.

При решении задачи для трехмерной области используется зависимость [4 – 7]:

$$\sigma_i = (\varepsilon_i, \dot{\varepsilon}_i), \quad (3)$$

где $\sigma_i, \varepsilon_i, \dot{\varepsilon}_i$ – соответственно интенсивности напряжений, деформаций и скорости деформаций.

В задачах, связанных с исследованиями напряженно-деформированного состояния конструкции при повышенных или пониженных режимах эксплуатации, зависимость (3) должна включать и температуру

$$\sigma_i = (\varepsilon_i, \dot{\varepsilon}_i, T), \quad (4)$$

где T – температура конструкционного элемента в предположении адиабатичности протекающего процесса.

На основании работ [4, 5, 8] эти зависимости могут быть приняты в виде:

$$\sigma_i = \sigma_T^{\partial}(\varepsilon_i, \dot{\varepsilon}_i) \left(1 - \frac{T - T_k}{T_p - T_k} \right), \quad (5)$$

где T_k – температура, при которой проводилось определение характеристик материала, T_p – температура плавления, σ_T^{∂} – динамический предел текучести, который может быть выбран в виде:

$$\sigma_T^{\partial} = \sigma_T^{CT} \left[1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}_i}{D} \right)^{\frac{1}{n}} \right], \quad (6)$$

где D, n – характеристики динамического упрочнения материала [4].

Проводится постоянный контроль величины интенсивности напряжений. Когда он превышает динамический предел текучести $\sigma_i > \sigma_T^{\partial}$ [4, 7], то задача скоростного деформирования решается в упруго-пластической стадии.

2. Результаты численного анализа

В качестве примера рассматривалось деформирование цилиндрической конструкции из алюми-

ниевое сплава (АМг2М). Параметры материала принимались следующими:

$$E = 0,71 \cdot 10^{11} \text{ Па};$$

$$E_1 = 7,24 \cdot 10^8 \text{ Па};$$

$$\sigma_m^{cm} = 0,96 \cdot 10^8 \text{ Па};$$

$$\sigma_g^{cm} = 2,06 \cdot 10^8 \text{ Па};$$

$$D = 5,62 \cdot 10^6 \text{ с}^{-1};$$

$$n = 3,75.$$

В данном случае нагрузка представлялась в виде:

$$Q = q(x, \varphi) e^{-\varepsilon(t-t_0)}, \quad (7)$$

где $q(x, \varphi)$ – распределение максимальной нагрузки по зоне нагружения. При увеличении зоны нагружения интегральная нагрузка не меняется.

Задача является существенно нелинейной. При решении ее конечно-разностным методом линейаризация осуществляется пошагово, но на каждом шаге учитывается изменение свойств материала и соответствующее изменение параметров скоростной упругопластической деформации. В результате нелинейный процесс аппроксимируется кусочно-линейно как по пространственной координате, так и по времени. Точность аппроксимации зависит от густоты сетки.

На рис. 2 и 3 приводятся результаты расчетов для перерезывающих напряжений τ_{xy} в середине трехмерной области и растягивающие напряжения σ_x на ее внутренней поверхности, развивающиеся во временном промежутке от 0 до 110 мкс.

Характерно преобладание перерезывающих напряжений в 1,5 – 2 раза над растягивающими в начальный момент времени. В процессе деформации это преобладание значительно уменьшается. Видна тенденция уменьшения величины касательных напряжений, как во времени, так и по мере удаления от зоны нагружения.

На этом фоне возникает преобладание амплитуды растягивающих напряжений.

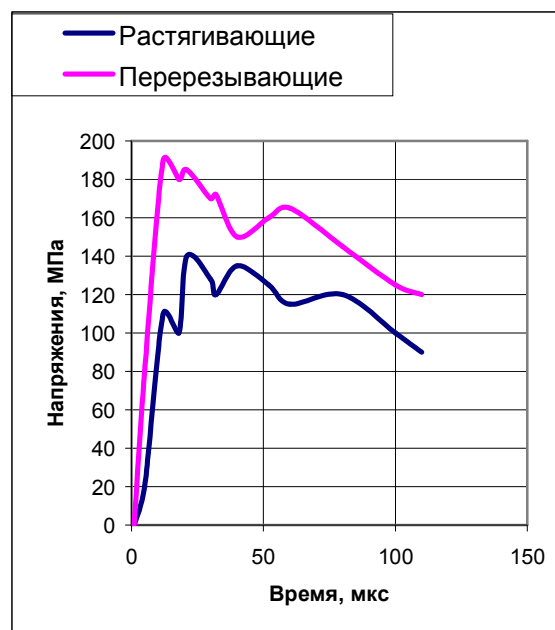


Рис. 2. Напряжения, соответствующие размерам зоны нагружения $0,3 \cdot x_1$.

В данном случае максимальная интенсивность напряжений превосходила динамический предел текучести, но не достигала предела прочности (рис. 2).

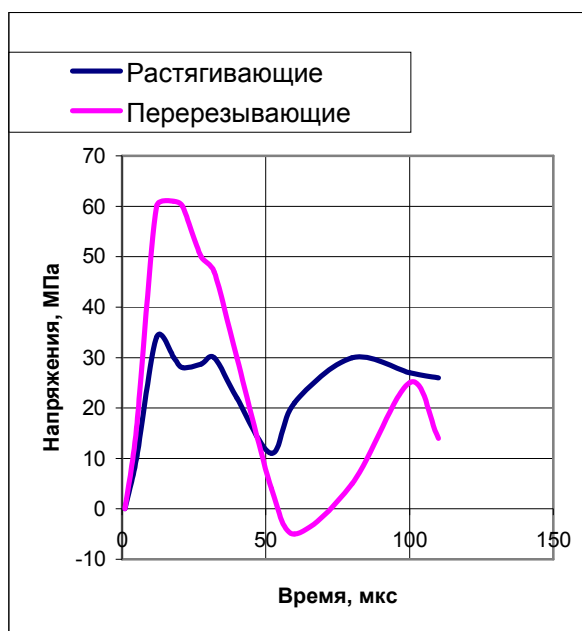


Рис. 3. Напряжения, соответствующие размерам зоны нагружения $0,8 \cdot x_1$.

Анализ общей картины напряженно-деформированного состояния позволяет сделать

вывод об уровне динамической напряженности конструкционного элемента в результате локального импульсного воздействия. Анализ интенсивности напряжений и деформаций дает возможность прогнозирования повреждения, трещины или разрушения. Возможное разрушение оценивается на основе одного из критериев прочности [5].

Заключение

Представленная методика определения напряженно-деформированного состояния конструкционного элемента в результате воздействия локальной импульсной нагрузки учитывает динамическое упрочнение материала в процессе скоростного деформирования, влияние температуры и развитие пластических деформаций. Сопоставление максимальных интенсивностей напряжений с динамическим пределом текучести дает возможность прогнозирования повреждений или разрушения. Решение задачи осуществляется методом расчленения на части, в котором процесс скоростного деформирования происходит в различных стадиях. Использование моделей различного уровня позволяет обеспечить эффективное решение задачи.

Литература

1. Воробьев Ю.С., Колодяжный А.В., Чернобрыков М.В., Крушка Л. Роль импульсных нагрузок для ГТД // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т „ХАИ”. – 2002. – Вип. №34. – С. 136 – 140.
2. Воробьев Ю.С., Чернобрыков М.В., Крушка Л. Воздействие импульсных нагрузок на оболочечные элементы ГТД // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т „ХАИ”. – 2003. – Вип. № 40/5. – С. 64 – 67.
3. Гладкий И.Л. Исследование последствий обрыва лопаток авиационных двигателей методом конечных элементов. // *Вібрації в техніці та технологіях*. – 2004. – №5 (37). – С. 38 – 41.
4. Воробьев Ю.С., Колодяжный А.В., Севрюков В.И., Янютин Е.Г. Скоростное деформирование элементов конструкций. – К.: Наук. думка, 1989. – 192 с.
5. Трошенко В.Т., Лебедев А.А., Стрижало В.А., Степанов Г.В., Кривенюк В.В. Механика поведения материалов при различных видах нагружения. – К., 2000. – 566 с.
6. Vorobiev Yu. S., Chernobryvko M.V. Nonlinear high-strain-rate elastic-plastic deformation of structural elements under impulsive loading // *The Int. Conf. on Nonlinear Dynamics*. – Kharkov, September 14-16, 2004. – P. 164 – 167.
7. Воробьев Ю., Крушка Л., Чернобрыков М. Поведение цилиндрических конструкций при воздействии подвижных импульсных нагрузок // *The 13th International scientific and technological conference «Maintenance of infrastructure in crisis situations»*. – Warsaw - Rynia (Poland), October 18-20, 2004. – P. 163 – 171.
8. Meyers M.A. Dynamics behavior of materials. – New York: Wiley, 1994. – 283 p.

Поступила в редакцию 25.04.2005

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

УДК 519.252

И.И. ЛОБОДА¹, С.В. ЕПИФАНОВ², Р.Л. ЗЕЛЕНСКИЙ²¹ *Национальный политехнический институт, Мексика*² *Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского "ХАИ", Украина*

РЕГУЛЯРИЗУЮЩАЯ ПРОЦЕДУРА ИДЕНТИФИКАЦИИ НЕЛИНЕЙНОЙ ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГТД*

В данной работе рассмотрен алгоритм регуляризующей процедуры идентификации нелинейной термогазодинамической модели проточной части ГТД. Предлагаемая процедура идентификации имеет диагностическую ценность, так как позволяет определить состояние каждого узла. Сравнение результатов применения этой процедуры с результатами, полученными обычным методом наименьших квадратов, продемонстрировало значительно более высокую устойчивость предлагаемого алгоритма. Приведены рекомендации по практическому применению регуляризующей процедуры идентификации в автоматизированных системах диагностирования ГТД.

математическая модель, регуляризация, параметры состояния, характеристики узлов, идентификация, ГТД

Вступление

Математические модели ГТД, базирующиеся на хорошо проработанной теории термогазодинамических процессов в проточной части двигателя, широко используются при проектировании самого двигателя и его систем автоматического управления и диагностики. С их использованием рассчитываются значения параметров проточной части (давление и температура рабочего тела, частоты вращения роторов, расход топлива и др.) на заданных установившихся и переходных режимах при различных внешних условиях (которые определяются температурой и давлением окружающего воздуха, скоростью и высотой полета). Применение математических моделей позволяет не только сократить средства и сроки разработки, но в определенных случаях также дает новую информацию о поведении объекта.

Заложенные в основу моделей характеристики узлов (например, зависимости степени повышения давления в компрессоре и его КПД от расхода воздуха и частоты вращения), как правило, известны лишь с определенной степенью достоверности. Кроме того, в эксплуатации вследствие износовых и

других явлений характеристики узлов изменяются. Для учета этих изменений в термогазодинамические модели часто включают специальные параметры (параметры характеристик узлов или параметры состояния), которые позволяют смещать в необходимом направлении начальные характеристики узлов и учитывать тем самым текущее техническое состояние двигателя.

Для обеспечения соответствия модели имеющейся измерительной информации о значениях параметров проточной части используются средства идентификации, в результате применения которых определяются такие значения параметров состояния, которые наилучшим образом приближают модель к реальным данным. Помимо общего увеличения точности моделирования параметров проточной части, идентификация термогазодинамической модели имеет большую диагностическую ценность, так как найденные оценки параметров характеристик узлов характеризуют техническое состояние соответствующих узлов.

Нелинейные термогазодинамические модели газотурбинных двигателей и процедуры их идентификации применяются для создания алгоритмов диаг-

ностирования [1, 2] многие годы. В настоящее время в связи с развитием вычислительной техники исчезли ограничения для непосредственного применения этих моделей и процедур идентификации в алгоритмах систем автоматизированного диагностирования ГТД реального времени, и такое применение расширяется [3, 4].

Выполненные нами исследования по применению методов идентификации статических и динамических моделей для диагностирования ГТД на установившихся и переходных режимах [5, 6] показали, что одной из проблем является обеспечение устойчивости идентификации. Решение этой проблемы путем использования регуляризованного алгоритма идентификации рассмотрено в данной статье.

1. Термогазодинамические модели

Нелинейная термогазодинамическая модель ГТД предназначена для расчета параметров проточной части $\vec{Y}$ на установившихся режимах в зависимости от параметров режима и внешних условий $\vec{U}$ и параметров характеристик узлов $\vec{\Theta}$:

$$\vec{Y} = \vec{F}(\vec{U}, \vec{\Theta}). \quad (1)$$

Особенностью алгоритма моделирования, который включает последовательный расчет всех элементов проточной части, является необходимость задания для характеристик узлов таких аргументов, которые могут быть определены только в результате согласования работы всех узлов двигателя. По этой причине вводится вектор неизвестных аргументов характеристик и составляется система алгебраических уравнений, отражающих согласованную работу узлов на установившихся режимах. Ввиду используемых нелинейных термогазодинамических соотношений и табличной формы задания характеристик узлов данная система является нелинейной и решается численным методом Ньютона-Рафсона.

На основе нелинейной модели (1) может быть сформирована линейная модель

$$\delta \vec{Y} = H \delta \vec{\Theta}, \quad (2)$$

которая связывает посредством матрицы коэффициентов влияния H малые отклонения параметров проточной части $\delta \vec{Y}$ и параметров характеристик узлов $\delta \vec{\Theta}$ на одном фиксированном режиме работы ГТД. Как будет показано далее, линеаризация модели является составной частью алгоритма идентификации.

2. Базовая процедура идентификации

Задача идентификации нелинейной модели (1) по измерениям $\vec{Y}^*$ и $\vec{U}^*$ сводится к расчету оценок $\hat{\vec{\Theta}}$ удовлетворяющих условию оптимальности

$$\Phi(\vec{\Theta}) = \|\vec{Y}^* - \vec{Y}(\vec{U}^*, \vec{\Theta})\|, \quad \Phi(\hat{\vec{\Theta}}) = \min \Phi(\vec{\Theta}), \quad (3)$$

где $\|\cdot\|$ – знак нормы вектора.

Для повышения точности оценок стремятся обеспечить большой избыток априорной информации по сравнению с неизвестными параметрами, и идентификацию выполняют по совокупности замеров на K различных режимах двигателя. При этом минимизируется обобщенный вектор невязок

$$\vec{Z}(\vec{\Theta}) = \begin{bmatrix} \vec{Y}_1^* - \vec{F}(\vec{U}_1^*, \vec{\Theta}) \\ \vec{Y}_2^* - \vec{F}(\vec{U}_2^*, \vec{\Theta}) \\ \dots \\ \vec{Y}_K^* - \vec{F}(\vec{U}_K^*, \vec{\Theta}) \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Поскольку входящая в (4) модель (1) рассчитывается численным способом, для минимизации невязок $\vec{Z}(\vec{\Theta})$ также применяется численная итерационная процедура, в которой решение на текущей итерации определяется как сумма предыдущего решения и текущей поправки

$$\vec{\Theta}^{n+1} = \vec{\Theta}^n + \Delta \vec{\Theta}^{n+1}, \quad (5)$$

и итерации продолжаются до тех пор, пока поправки или изменения невязок не станут несущественно малыми.

Поправка $\Delta\bar{\Theta}^{n+1}$, в свою очередь, находится как решение переопределенной линейной системы

$$C(\bar{\Theta}^n)\Delta\bar{\Theta}^{n+1} = \bar{Z}(\bar{\Theta}^n), \quad (6)$$

где

$$C(\bar{\Theta}^n) = \begin{bmatrix} H_1(\bar{\Theta}^n) \\ H_2(\bar{\Theta}^n) \\ \dots\dots\dots \\ H_k(\bar{\Theta}^n) \end{bmatrix} - \quad (7)$$

обобщенная матрица коэффициентов влияния, составленная из элементарных матриц $H_i(\bar{\Theta}^n)$, рассчитанных для каждого режима. Система (6) означает, что на каждой итерации ищется такое приращение $\Delta\bar{\Theta}^{n+1}$ искомых параметров, которое минимизирует невязки $\bar{Z}$.

Известное решение линейной системы (6) методом наименьших квадратов (МНК) имеет вид:

$$\Delta\bar{\Theta}^{n+1} = A^{-1}C^T WZ, \quad (8)$$

где $A = C^T W C$ – информационная матрица Фишера, W – весовая диагональная матрица, элементы которой обычно обратно пропорциональны предельным ошибкам измерений $\sigma_{y_i}^2$.

Однако, применение МНК чувствительного к выбросам в правой части системы (6), продемонстрировало неустойчивость оценок $\Delta\bar{\Theta}^{n+1}$ и плохую сходимость итерационного алгоритма идентификации в целом.

По этой причине используется программа REGILL [7], которая дает регуляризованное решение системы (6), причем оптимальная степень регуляризации подбирается автоматически.

Регуляризация заключается в использовании в формуле (8) модифицированной матрицы $A' = A + \beta I$ взамен матрицы Фишера. Здесь β – коэффициент регуляризации и I – единичная матрица. Такая регуляризация называется регуляризацией по Тихонову и означает минимизацию функционала

$$\|\bar{Y}^* - \bar{Y}(\bar{U}^*, \bar{\Theta})\| + \beta \|\Delta\bar{\Theta}\|, \quad (9)$$

т.е. внесение ограничений на величину приращений искомых параметров.

Программа REGILL обеспечила необходимую устойчивость и точность алгоритма идентификации (обычно процесс оценивания сходится с требуемой на практике точностью за 3 – 4 итерации.), и используется нами уже около двадцати лет.

Известно, что регуляризация оценок ведет к их смещению, в данном случае к уменьшению (редуцированию) приращений $\Delta\bar{\Theta}^{n+1}$, но каким образом это скажется на окончательной оценке? Так как сама оценка $\hat{\bar{\Theta}}$ не входит непосредственно в минимизируемые функционалы (3) и (9), то она теоретически не должна быть смещенной. Коэффициент регуляризации должен влиять только на траекторию поиска решения, укорачивая приращение на каждом шаге, но не смещая существенно итоговые оценки на последней итерации.

Этот вывод подтверждают тестовые расчеты, в которых в модель вводились измененные параметры $\bar{\Theta}$, затем по модели (1) рассчитывались параметры проточной части, эти же значения подавались на вход процедуры идентификации и определялись оценки $\hat{\bar{\Theta}}$. Оказалось, что найденные оценки с точностью до 4 – 5 значащих цифр совпадали с истинными значениями, что подтверждает мысль об отсутствии их смещения. На рис.1 в пространстве оценок отражен ход последовательного приближения к решению для одного из таких расчетов.

Таким образом, оценки, получаемые в результате применения итерационной процедуры идентификации нелинейной модели, не являются смещенными, несмотря на регуляризующий характер алгоритма поиска решения на каждой итерации.

Однако, в практике идентификации моделей ГТД встречаются случаи, когда сами оценки $\hat{\bar{\Theta}}$ оказываются чрезмерно большими. Причиной может быть недостаток эмпирической информации, слишком большое число оцениваемых параметров или нали-

чие корреляции в матрице H между коэффициента-

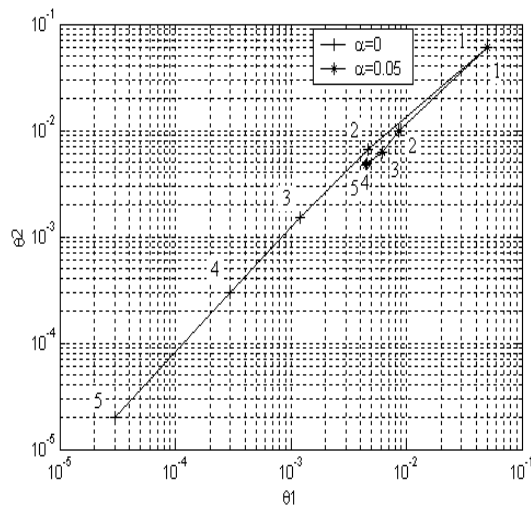


Рис. 1. Изменение погрешностей идентификации по итерациям

ми влияния двух и более параметров состояния.

Последнее ведет к плохой обусловленности матрицы Фишера и появлению чрезмерно больших оценок упомянутых параметров. Такие оценки оказываются нефизичными (выходят за диапазоны возможной вариации характеристик узлов) и могут вызывать аварийное завершение программы расчета нелинейной модели.

Итак, в некоторых случаях все же необходимо накладывать ограничения на оцениваемые параметры состояния. Для этих целей предлагается описанная ниже процедура.

3. Регуляризирующая процедура идентификации

В предлагаемой процедуре минимизируется обобщенный функционал, который наряду с невязкой по измеряемым параметрам включает с весовым коэффициентом γ норму вектора искомых параметров. В этом случае задача идентификации принимает вид:

$$\Phi'(\bar{\Theta}) = \|\bar{Y}^* - \bar{Y}(\bar{U}^*, \bar{\Theta})\| + \gamma \|\bar{\Theta}\|; \quad (10)$$

$$\hat{\Phi}'(\bar{\Theta}) = \min \Phi'(\bar{\Theta}).$$

Новая процедура идентификации разработана на основе описанной ранее базовой процедуры. Как это видно из (10), минимизируемый функционал расширен за счет элементов, связанных с искомыми параметрами $\bar{\Theta}$. Поэтому основные изменения в процедуре идентификации заключаются в расширении обобщенного вектора невязок $\bar{Z}(\bar{\Theta})$ и обобщенной матрицы коэффициентов влияния $C(\bar{\Theta})$. Модифицированные величины имеют следующую структуру

$$\bar{Z}'(\bar{\Theta}) = \begin{bmatrix} \bar{Z}(\bar{\Theta}) \\ \gamma \bar{\Theta} \end{bmatrix} \quad (11)$$

и

$$C'(\bar{\Theta}) = \begin{bmatrix} C(\bar{\Theta}) \\ \gamma I \end{bmatrix}. \quad (12)$$

Понятно, что влияние коэффициента γ будет зависеть от пропорций между компонентами $\|\bar{Y}^* - \bar{Y}(\bar{U}^*, \bar{\Theta})\|$ и $\|\bar{\Theta}\|$ обобщенного функционала $\Phi'(\bar{\Theta})$ и, следовательно, от условий идентификации: числа измеряемых параметров m , числа режимов K , весовой матрицы W и числа оцениваемых параметров r .

Поэтому, желая сделать эффект регуляризации менее зависимым от условий идентификации, нами предложено определять коэффициент регуляризации α следующим соотношением:

$$\gamma = f(W, m, K, r) \alpha. \quad (13)$$

Предлагаемая процедура идентификации сохраняет возможность получения прежнего нерегуляризованного решения при коэффициенте регуляризации, равном нулю.

Как всякая новая программа, регуляризирующая процедура идентификации нуждалась в тщательном тестировании. Поэтому на модели авиационного ТРДД было проведено 2 этапа испытаний:

а) первоначальная проверка на модельной информации без учета шума измерений,

б) статистическое тестирование на модельных исходных данных с имитацией погрешностей измерений.

4. Первоначальная проверка регуляризующей процедуры

Расчеты по идентификации модели ТРДД проводились при следующих базовых условиях (случай отклонения от базовых условий отмечаются отдельно):

- 1) стандартные атмосферные условия;
- 2) 12 расчетных режимов с общим изменением расхода приблизительно в 2 раза; режимный параметр – расход топлива;
- 3) моделируемые изменения в проточной части:
 $\Theta_{1\text{мод}} = \Delta G_{\text{квд}} = -0,03$ смещение характеристик компрессора высокого давления (КВД) по расходу,
 $\Theta_{2\text{мод}} = \Delta \eta_{\text{квд}} = -0,04$ смещение характеристики КВД по КПД;
- 4) использовались 5 параметров проточной части Y_i , по которым выполнялась идентификация: давление за КВД, температуры за турбиной высокого давления (ТВД) и за турбиной низкого давления, частоты вращения роторов высокого и низкого давления; их предельные относительные погрешности измерения $\sigma Y_i = 0,0110; 0,0080; 0,0090; 0,0045; 0,0035$;
- 5) 2 – 4 оцениваемых параметра, включая 2 моделируемых, а также $\Theta_3 = \Delta A_{\text{твд}}$ – смещение характеристик ТВД по расходу, $\Theta_4 = \Delta \eta_{\text{твд}}$ – смещение характеристики ТВД по КПД;
- 6) 17 расчетных значений коэффициента регуляризации: $\alpha = 0; 0,001; 0,003; 0,01; 0,015; 0,02; 0,025; 0,03; 0,04; 0,5; 0,06; 0,08; 0,1; 0,2; 0,3; 0,6; 1,0$.

Так как базовая процедура прошла проверку в течение длительного времени на моделях разных двигателей, и последующие изменения касались только введения регуляризации, то нужно было в первую очередь сравнить работу базовой и новой процедур и проанализировать по последней эффект регуляризации.

Первоначально на одних и тех же исходных данных были произведены два расчета идентификации: посредством базовой процедуры и с помощью регуляризующей процедуры при $\alpha = 0$. Сравнение результатов показало их полное совпадение. Следующий расчет был выполнен для случая $\alpha = 0,05$. Для этих случаев рис. 1 отражает в логарифмических координатах изменение точности первой и второй оценок по итерациям. Видно, что при отсутствии регуляризации погрешность быстро снижается, в то время как регуляризованное решение сходится с большим смещением.

Касаясь вопроса точности оценок, уместно остановиться на расчетной точности. Оказалось, что она сильно зависит от состава оцениваемых параметров. Для состава $\Delta G_{\text{квд}}, \Delta \eta_{\text{квд}}, \Delta A_{\text{твд}}$ «машинная» точность составляет 10^{-6} , однако включение параметра $\Delta \eta_{\text{твд}}$ резко снижает точность до 10^{-4} для параметров $\Delta G_{\text{квд}}$ и $\Delta A_{\text{твд}}$ и до 0,005 для $\Delta \eta_{\text{квд}}$ и $\Delta \eta_{\text{твд}}$. Причины такого резкого ухудшения ситуации рассматриваются ниже в разделе 5.

Затем была выполнена серия расчетов для всех указанных ранее величин α и построены соответствующие графики изменения оценок $\hat{\Theta}$ и $\hat{\bar{Y}} = \bar{F}(\bar{U}, \hat{\Theta})$ (рис. 2). Видно, что, несмотря на первоначальный рост абсолютных величин оценок Θ_3 и Θ_4 средняя величина $\Theta_{\text{ср}}$ монотонно уменьшается, а невязка между измерениями и идентифицированной моделью растет, что соответствует теоретических представлениям о влиянии регуляризации на процесс идентификации. По представленным зависимостям можно в первом приближении оценить диапазон значений коэффициента регуляризации. Если ограничить смещение по параметрам $\bar{Y}$ величиной 5%, а по параметрам $\bar{\Theta}$ – 10%, то коэффициент α не должен превышать значение 0,03.

Однако, описанные выше расчеты без учета шума в измерениях не позволяют определить разброс оценок, в то время как окончательное решение об

оптимальной величине коэффициента регуляризации может быть принято только в координатах «смещение – разброс». По этой причине выполненной также большое число расчетов с имитацией случайного шума измерений.

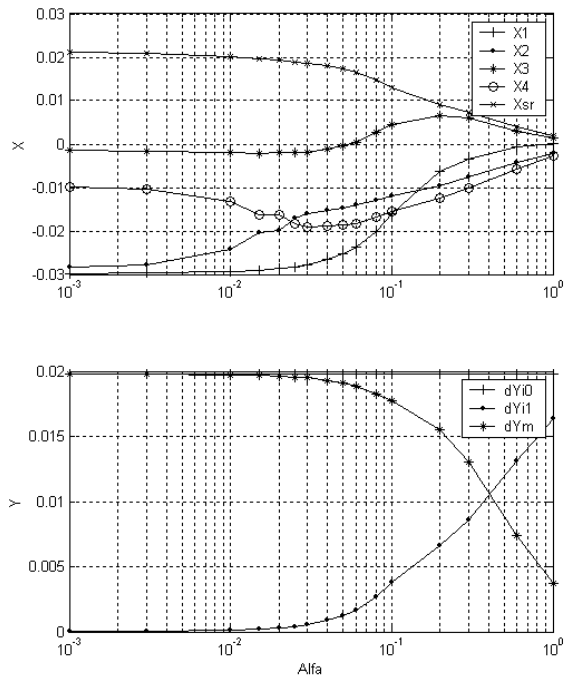


Рис. 2. Влияние коэффициента регуляризации на оценки при отсутствии шума

5. Статистические испытания регуляризующей процедуры

Для получения точных оценок дисперсии и характера распределения параметров $\hat{\Theta}$ цикл ввода случайных ошибок измерений в рамках величин σ_{Yi} и идентификации модели повторялся большое число раз. В расчетах принято число 1000 таких циклов статистических испытаний, при котором была достигнута средняя точность порядка 1% от начальной невязки для параметров $\bar{Y}$ и около 0.5% от моделируемого смещения 0,03 для параметров $\bar{\Theta}$. Такой уровень точности более чем достаточен для сравнения различных вариантов и выбора наилучших условий идентификации, а требуемое время расчета 20 мин (PC на базе Pentium IV, 2.6ГГц) можно считать

приемлемым при выполнении исследовательских расчетов.

С целью подробного изучения эффекта регуляризации в расчетах варьировались все основные факторы, оказывающие воздействие на результаты идентификации. Первоначально рассмотрим влияние состава оцениваемых параметров.

5.1. Коррелированные оценки

Рассмотрим результаты двух серий расчетов: при двух оцениваемых параметрах (Θ_1 и Θ_2) и при четырех ($\Theta_1 - \Theta_4$). В каждой серии статистические испытания проводились для всех выбранных значений коэффициента регуляризации.

На рис. 3 представлены распределения оценок для расчетов первой серии при $\alpha = 0$ и $\alpha = 0,04$.

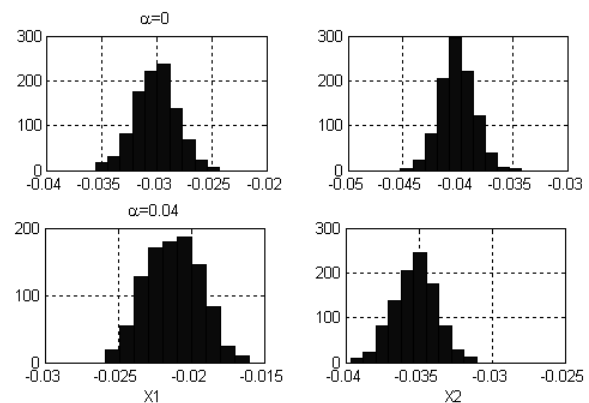


Рис. 3. Распределения оценок для случая двух оцениваемых параметров

Видно, что как у нерегуляризованных оценок, так и у регуляризованных форма распределения близка к нормальной, сохранился также общий разброс оценок, однако центры распределений с введением регуляризации существенно сместились от своих истинных значений – 0,03 и – 0,04 в сторону снижения абсолютного значения.

В расчетах второй серии поведение оценок изменилось. Оценки $\hat{\Theta}_1$ и $\hat{\Theta}_3$ сохранили отмеченные выше свойства оценок первой серии, в то время как в оценках $\hat{\Theta}_2$ и $\hat{\Theta}_4$ наблюдались значительные отличия, которые иллюстрирует рис. 4. При малой

степени регуляризации центры распределения близки к истинным величинам, однако разброс велик и распределения сильно несимметричны. С увеличением же коэффициента α появляется не только отмеченное ранее смещение средних значений, но и сильное сужение размаха оценок, а форма распределения приближается к нормальной.

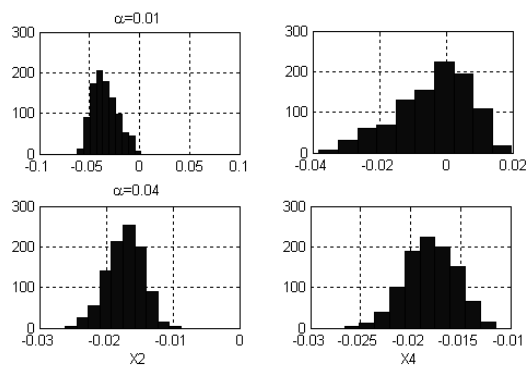


Рис. 4. Распределения оценок для случая четырех оцениваемых параметров

Такое anomalous поведение параметров Θ_2 и Θ_4 объясняется пропорциональностью их коэффициентов влияния. По этой же причине статистические расчеты при $\alpha = 0; 0,001; 0,003$ выполнить не удалось, так как периодически появлялись большие по абсолютной величине оценки (табл. 1), которые, в конце концов, приводили к аварийному завершению расчетов. Как это можно предположить и хорошо видно на рис. 6, вторая и четвертая оценки при малых степенях регуляризации (очевидно, что и нерегуляризованные оценки) не только обладают большим размахом, но и сильно коррелированы.

Таблица 1

Аномально большие оценки

№	$\hat{\Theta}_1$	$\hat{\Theta}_2$	$\hat{\Theta}_3$	$\hat{\Theta}_4$
1	-0,0092	0,14930	-0,0156	-0,1101
2	-0,00574	0,11698	-0,00814	-0,08719
3	-0,00356	0,12293	-0,01432	-0,09184
4	-0,00235	0,10774	-0,00745	-0,07934
5	-0,01387	0,10622	-0,01371	-0,08432
6	-0,00988	0,14001	-0,01930	-0,10768
7	-0,00668	0,12343	-0,01721	-0,09377
8	-0,00943	0,13348	-0,01392	-0,10114
9	-0,00566	0,13446	-0,01471	-0,10091
10	-0,00686	0,12784	-0,01661	-0,09623

Из рис. 5 видно также, что с увеличением α раз-

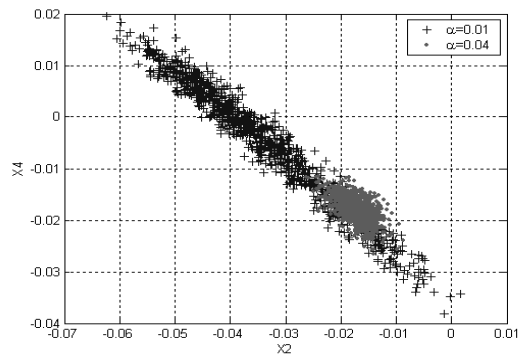


Рис. 5. Совместное распределение

мах и корреляция резко снижаются. Графики, представленные на рис. 6, конкретизируют отмеченные свойства, среднеквадратичные отклонения снижаются приблизительно в 4 раза.

5.2. Состав оцениваемых и измеряемых параметров

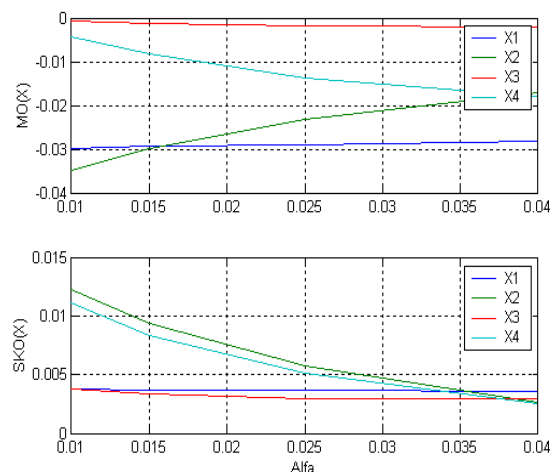


Рис. 6. Влияние коэффициента регуляризации на статистику оценок

Предыдущие расчеты выполнялись для пяти штатно измеряемых параметров, что соответствовало полетным условиям. Однако, при заводских испытаниях на наземном стенде имеется возможность измерения еще одного важного параметра – тяги. Поэтому этот практический случай был также проверен, и описанные выше расчеты были повторены с учетом шести измеряемых параметров. Результаты показали, что внесенной дополнительной информации оказалось недостаточно для качественного

улучшения поведения коррелированных оценок, однако общий положительный эффект на оценки все же имел место и статистическое тестирование для четырех оцениваемых параметров удалось провести уже при $\alpha = 0,003$. Дальнейшие расчеты выполнялись уже с учетом параметра тяги.

При практическом диагностировании необходимо оценивать состояние каждого основного узла ГТД, что требует увеличения состава оцениваемых параметров. По этой причине также выполнены расчеты для пяти различных расширенных составов оцениваемых параметров при коэффициентах регуляризации 0,01 и 0,04. В табл. 2 представлены по этим расчетам осредненные по циклам испытаний оценки $\hat{\Theta}_j$, а также дополнительно осредненные по этим оценкам параметры дисперсии и смещения. Анализ данных таблицы позволяет констатировать следующее.

Достаточно неожиданным результатом оказалось то, что даже в случае самого неблагоприятного сочетания состава параметров и параметров регуляризации (расчет 4а) статистическое тестирование прошло без сбоев. Следовательно, даже сравнительно небольшая степень регуляризации позволяет значительно расширить число оцениваемых параметров, что является ценным свойством в диагностических задачах.

Данные таблицы демонстрируют также известную тенденцию к снижению точности оценок при увеличении их числа. Этот эффект не очень велик за исключением влияния параметра $\Delta\eta_{твд}$, ввод которого в состав оценок приводит к резкому снижению точности.

Увеличение регуляризации снижает негативный эффект расширения состава оцениваемых параметров (видно, в большинстве случаев расчеты при $\alpha = 0,04$ имеют лучшие показатели СКО и смещения). На первый взгляд это противоречит предыдущим результатам, когда регуляризация увеличивала смещение. Тем не менее, данному выводу имеется

логическое объяснение: истинные значения большинства оцениваемых параметров в рассматриваемых сейчас случаях равны нулю и, следовательно, уменьшение абсолютной величины этих параметров, вызванное регуляризацией, приближает оценки этих параметров к их истинным величинам.

5.3. Индивидуальные коэффициенты регуляризации

Поскольку регуляризация по разному воздействует на не коррелированные и коррелированные оценки, возникает привлекательная идея регулировать только (или сильнее) коррелированные оценки. С этой целью в минимизируемый функционал (10) были введены дополнительные нормированные множители $0 \leq \bar{\alpha}_j \leq 1$, индивидуальные для каждого оцениваемого параметра (индивидуальные коэффициенты регуляризации). Для случая четырех оцениваемых параметров было выполнено 6 расчетов при разных значениях общего и индивидуальных коэффициентов регуляризации, а результаты сведены в табл. 3.

Сопоставление расчетов 1 и 2 показывает, что в этом случае переход от общей регуляризации к индивидуальной (для коррелированных величин Θ_2 и Θ_4) не привел к заметному улучшению оценок. В целом, смещение сохранилось по всем оценкам, включая некоррелированные.

Однако, при снижении общего коэффициента регуляризации до величины $\alpha_{рег} = 0,01$ соответствующие расчеты 5 и 6 демонстрируют определенное улучшение оценок (меньшее смещение и дисперсию).

Отличный эффект дает регуляризация только оценок тех параметров, которые не моделируются (расчет 3). Однако, на практике заранее неизвестно, изменения каких параметров окажутся существенными. Кроме того, если бы были известны такие параметры, то лучшего результата можно было бы достигнуть, включая только эти существенные в число оцениваемых.

Таблица 2

Статистики оценок при разных составах оцениваемых параметров

№	α	СКО	Смещение	Оценки параметров Θ_j							
				$\Delta G_{\text{кнд}}$	$\Delta \eta_{\text{кнд}}$	$\Delta G_{\text{квд}}$	$\Delta \eta_{\text{квд}}$	$\Delta A_{\text{твд}}$	$\Delta \eta_{\text{твд}}$	$\Delta A_{\text{тнд}}$	$\Delta \eta_{\text{тнд}}$
1a	0,01	0,0071	0,0001	– 0,0301	– 0,0398	0,0	0,0	0,0	–	–	–
1б	0,04	0,0065	0,0032	– 0,0282	– 0,0354	– 0,0041	– 0,0031	– 0,0005	–	–	–
2a	0,01	0,0114	0,0077	– 0,0296	– 0,0388	– 0,0011	– 0,0147	– 0,0016	0,0116	–	–
2б	0,04	0,0085	0,0056	– 0,0286	– 0,0351	– 0,0047	– 0,0103	– 0,0001	0,0057	–	–
3a	0,01	0,0131	0,0090	– 0,0294	– 0,0387	– 0,0022	– 0,0182	– 0,0020	0,0150	– 0,0010	–
3б	0,04	0,0087	0,0050	– 0,0290	– 0,0349	– 0,0038	– 0,0103	– 0,0006	0,0053	0,0016	–
4a	0,01	0,0147	0,0102	– 0,0296	– 0,0399	– 0,0015	– 0,0228	– 0,0026	0,0154	0,0039	0,0068
4б	0,04	0,0091	0,0053	– 0,0295	– 0,0353	– 0,0034	– 0,0118	– 0,0009	0,0071	0,0012	– 0,0006
5a	0,01	0,0119	0,0075	– 0,0300	– 0,0395	– 0,0003	– 0,0104	– 0,0013	–	0,0110	0,0127
5б	0,04	0,0078	0,0037	– 0,0293	– 0,0347	– 0,0031	– 0,0060	– 0,0001	–	0,0041	0,0016

Примечание: моделируемые параметры $\Delta G_{\text{кнд}} = -0,03$ и $\Delta \eta_{\text{кнд}} = -0,04$.

Таблица 3

Статистики оценок при разных индивидуальных коэффициентах регуляризации

№ расч.	α	$\bar{\alpha}_j$	СКО	Смещение	Оценки параметров Θ_j			
					$\Delta G_{\text{квд}}$	$\Delta \eta_{\text{квд}}$	$\Delta A_{\text{твд}}$	$\Delta \eta_{\text{твд}}$
1	0,04	$\bar{\alpha}_j = 1$	0,0151	0,0150	–0,0279	–0,0166	–0,0017	– 0,0184
2	0,04	$\bar{\alpha}_{1,3} = 0, \bar{\alpha}_{2,4} = 1$	0,0151	0,0149	–0,0293	–0,0169	–0,0022	– 0,0188
3	0,04	$\bar{\alpha}_{1,2} = 0, \bar{\alpha}_{3,4} = 1$	0,0033	0,0012	–0,0304	–0,0418	0,0002	0,0014
4	0,04	$\bar{\alpha}_{1,2} = 1, \bar{\alpha}_{3,4} = 0$	0,0236	0,0235	–0,0281	–0,0037	–0,0042	– 0,0295
5	0,01	$\bar{\alpha}_j = 1$	0,0080	0,0043	–0,0297	–0,0333	–0,0007	– 0,0054
6	0,01	$\bar{\alpha}_{1,3} = 0, \bar{\alpha}_{2,4} = 1$	0,0075	0,0035	–0,0298	–0,0344	–0,0003	– 0,0044

Примечание: моделируемые параметры $\Delta G_{\text{квд}} = -0,03$ и $\Delta \eta_{\text{квд}} = -0,04$.

Расчет 4 иллюстрирует случай, когда неправильно определены «существенные» параметры (регуляризуются именно те параметры, изменение которых моделируется). Видно, что оценка некоррелированных параметров $\Delta G_{\text{квд}}$ и $\Delta A_{\text{твд}}$ практически не изменилась, в то время как коррелированные параметры поменялись кардинально.

5.4. О точности результатов статистических испытаний

Понимая, что результаты статистических расчетов зависят от конкретной реализации используемых случайных чисел, наиболее важные расчеты повторялись при другой реализации и оценивались собственные ошибки тестирования. Оказалось, что эти ошибки были всегда меньше анализируемых эффектов и не меняли выявленных тенденций в поведении оценок.

Кроме того, расчетные значения параметров Θ_j ,

определенные без учета шума измерений (раздел 4), сопоставлялись со средними значениями этих параметров, полученными в тех же условиях с учетом шума (пункт 5.1). Оказалось, что эти величины во всех сравниваемых вариантах полностью совпадали, следовательно, ввод шума измерений не повлиял на поведение средних значений оценок.

Заключение

Обобщая приведенный выше анализ возможностей применения регуляризации при идентификации нелинейной термогазодинамической модели ГТД, можно констатировать, что регуляризация может быть полезной, например, в случаях неустойчивости исходной процедуры идентификации, при большом числе оцениваемых параметров, при наличии сильно коррелированных оценок.

Однако, обращаясь к регуляризации, следует соблюдать осторожность. Ведь несмещенные оценки даже при большом их размахе в среднем сходятся к истинным значениям и, повторяя эксперимент и идентификацию многократно, можно определить это значение с высокой точностью. Вносимые же регуляризацией смещения на практике определить сложно. Поэтому предпочтительным является использование малых значений коэффициентов регуляризации, когда смещением оценок еще можно пренебречь.

Перед практическим применением регуляризующей процедуры, например, в автоматизированной системе диагностирования следует повторить описанное в данной статье статистическое тестирование, но уже в конкретных условиях применения. Это позволит более надежно выбрать оптимальный коэффициент регуляризации и оценить точность результатов идентификации.

В приведенных исследованиях одна и та же математическая модель используется дважды: сначала при моделировании измеряемых параметров, затем непосредственно в процедуре идентификации, т.е. принимается, что собственные ошибки модели равны нулю. Поэтому представляется необходимым выполнить дополнительные исследования влияния погрешностей модели и продолжить проверку регуляризующей процедуры идентификации на реальных данных.

Литература

1. Saravanamotto H.I.H., MacIsaac B.D. Thermodynamic models for pipeline gas turbine diagnostics // ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 105. – P. 875 – 884. – ASME Paper No.83-GT-235.
2. Методы оптимизации при доводке и проектировании газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1979. – 181 с.
3. Benvenuti Erio. Innovative gas turbine performance diagnostics and hot parts life assessment techniques // Proceedings of the Thirtieth Turbomachinery Symposium. – Texas A&M University, 2001. – Texas, P. 23 – 31.
4. Tsalavoutas A., Mathioudakis K., Aretakis N., Stamatis A. (2000). Combined advanced data analysis method for the constitution of an integrated gas turbine condition monitoring and diagnostic system. // IG-TI/ASME Turbo Expo. – Munich, Germany. – 8 p. – ASME Paper 2000-GT-0034.
5. Yepifanov S., Loboda I. Gas path model identification as an instrument of gas turbine diagnosing // IG-TI/ASME Turbo Expo International Technical Congress “Power for Land Sea & Air 2003”. – Atlanta, Georgia, USA. – June 16-19, 2003. – 6 P. – ASME Paper No. GT2003-38365.
6. Yepifanov S., Loboda I., Feldshteyn Y.. Statistical testing of dynamic model identification procedure for gas turbine diagnosis // Aerospace Technics and Technology. Journal: – National Aerospace University, Kharkov, Ukraine, 2003. – Issue 7 (42). – P. 122 – 128, ISSN 1727-7337.
7. Алгоритмы и программы восстановления зависимостей / Под ред. В.Н. Вапника. – М.: Наука, 1984. – 816 с.

Поступила в редакцию 23.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.

* Работа выполнена при поддержке Национального политехнического института, Мексика, проект №20050709

УДК 621.45.001

А.Н. ХУСТОЧКА*ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина*

СПОСОБ СВЕРТКИ ЧАСТНЫХ КРИТЕРИЕВ КАЧЕСТВА ИДЕНТИФИКАЦИИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГТД

На примере идентификации математической модели турбовинтовентиляторного двигателя Д-27 разработаны функции желательности невязок. Представлен один из способов свёртки частных критериев для задач идентификации с применением теории нечетких множеств и нечеткой логики. Предложен метод формирования глобального критерия качества модели.

априорная информация, газотурбинный двигатель, глобальный критерий качества, идентификация, математическая модель, невязки, нечеткие множества, нечеткая логика, свёртка, частый критерий качества, функции желательности

Введение

Повышение сложности и нагруженности конструкции, уровня параметров термодинамического цикла авиационных ГТД требует применения максимально адекватных математических моделей (ММ) на всех этапах жизненного цикла ГТД. Одним из наиболее эффективных направлений обеспечения адекватности ММ является их параметрическая идентификация, для реализации которой разработано достаточно большое количество методов. Однако, универсальных инженерных алгоритмов, обладающих хорошей эксплуатационной технологичностью, существует не так уж много. Поэтому, как правило, каждый специалист-практик использует достаточно хорошо проверенный математический аппарат в сочетании с собственным опытом и интуицией.

В данной работе продолжены исследования [1, 2] по разработке способов объединения человеческой логики и опыта с традиционными математическими методами идентификации ММ на основе теории нечетких множеств (ТНМ) и нечеткой логики.

1. Формулирование проблемы

Распространенные подходы к идентификации ММ ГТД, основанные на использовании классиче-

ских математических методов (наименьших квадратов, уравнивания, наименьших модулей, моментов и др.) подробно изложены в работах [3 – 8]. Однако указанные методы игнорируют априорную информацию об объекте и его модели, которыми располагает исследователь-разработчик (лицо, принимающее решение – ЛПР). Характерной чертой ММ термодинамических процессов является непрерывность изменения параметров, определяющих критерии оптимальности. В этих условиях пространство альтернатив становится бесконечным, поэтому для применения классических методов принятия решений приходится субъективно ограничивать пространство альтернатив и задавать конечный набор решений.

Автором накоплен определённый опыт по разработке ММ ряда двигателей ГП «Ивченко-Прогресс» и их идентификации с использованием современных численных методов направленного поиска [9, 10]. Было выявлено, что применение для решения задач идентификации традиционных методов сопряжено с рядом затруднений:

– как правило, явное аналитическое задание целевой функции, которая должна быть непрерывной и дифференцируемой относительно своих аргументов (варьируемых параметров), не представляется возможным;

– методы поисковой оптимизации в значительной степени оказались «слепыми» и не гарантировали нахождения глобального экстремума целевой функции;

– разброс значений варьируемых параметров не позволял аппроксимировать целевые функции монотонными зависимостями.

Преодоление этих проблем возможно на основе использования теории нечетких множеств [1, 11, 12].

2. Решение проблемы

Повышение точности и устойчивости процедуры идентификации лежит в русле максимального использования априорной информации об объекте и его ММ. Основное затруднение связано с тем, что эта информация разнородна, так как представлена в различных формах [1].

Следующее затруднение заключается в субъективной формализации параметров при ранжировании частных критериев и ограничений в порядке их значимости для оценки качества модели. Поскольку роль качественных факторов возрастает с повышением сложности задачи, полный учет критериев возможен путем формализации с помощью подходящего математического аппарата. Таковым является теория нечетких множеств и нечеткая логика, специально, разработанная Л. Заде для операций с нечеткими, расплывчатыми, связанными с неопределенностями нестатистической природы объектами [11]. Прикладное применение ТНМ для идентификации и оптимизации технологических процессов основательно разработано П.В. Севастьяновым [12].

В процессе идентификации пространство альтернатив может становиться бесконечным, что делает невозможным применение методов принятия решений, основанных на анализе частных показателей качества. Данная проблема решается путем свертки частных критериев и ограничений в некоторый глобальный критерий качества модели, экстремум (как

правило, максимум, а не минимум) которого определяет оптимум. Процедура свертки не может быть до конца формализована и определяется спецификой задачи, целям и опытом, интуицией исследователя. Предлагаются варианты свертки: максимальный, аддитивный, мультипликативный.

2.1. Критерии идентификации для ММ ТВВД

Пример разработки критериев идентификации в виде функций желательности (ФЖ) представлен в [2]. Аналогичные ФЖ на основе опыта ЛПР разработаны для ММ ТВВД Д-27 (рис. 1): μ_{N_6} , μ_{Gm} , $\mu_{n\text{ нд}}$, $\mu_{n\text{ вд}}$, μ_{T^*z} , $\mu_{G\text{в}}$.

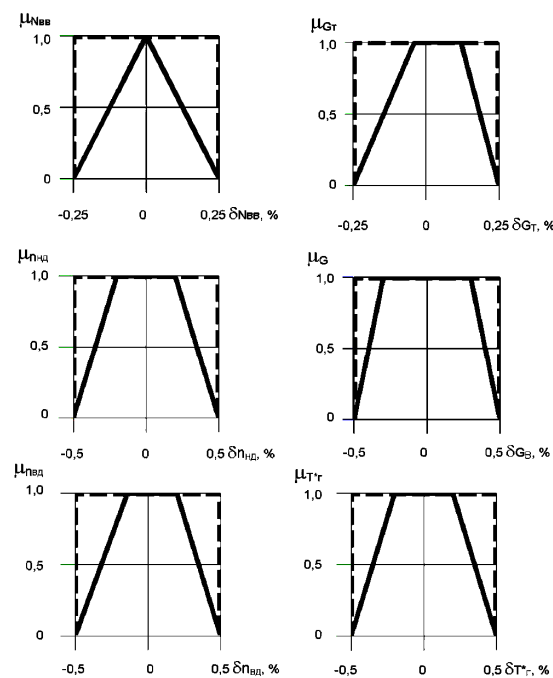


Рис. 1. Функции желательности невязок по критериям адекватности модели

2.2. Свертка частных критериев и ограничений

Предложенным способом описания критериев проблема их сравнения решается сравнительно просто, поскольку степень удовлетворения ММ критерию в той или иной точке пространства возможных решений характеризуется соответствующими значениями его ФЖ.

Например, если A и B – критерии, заданные своими функциями желательности $\mu_A(x)$, $\mu_B(x)$, где $x \in X$, то точка x_1 удовлетворяет критериям A и B в одинаковой степени, если $\mu_A(x_1) = \mu_B(x_1)$, и точка x_2 удовлетворяет критерию A в большей степени, чем критерию B , если $\mu_A(x_2) > \mu_B(x_2)$. Сформулированный способ сравнения частных критериев служит основой формирования их свертки.

2.3. Способ формирования глобального критерия качества

Введем следующие условия, которым должно удовлетворять оптимальное решение:

– в точке оптимума все функции желательности должны отличаться от нуля;

– в оптимуме критерии удовлетворяются в максимально возможной степени (нежелательно, чтобы величина обобщенного критерия возрастала при улучшении ряда показателей качества за счет остальных).

На примере двух равнозначных критериев покажем способы формирования глобального критерия качества на основе сформулированных требований к оптимальности.

Пусть на множестве X заданы равнозначные частные критерии A и B , описываемые функциями желательности $\mu_A(x)$, $\mu_B(x)$, $x \in X$, которые имеют единственные максимумы в точках x_A , x_B соответственно. При этом выполняются соотношения

$$\mu_A(x_A) > \mu_B(x_A), \mu_B(x_B) > \mu_A(x_B).$$

Тогда, в точке оптимума будет достигнут максимум функции

$$\mu_C(x) = \min \{ \mu_A(x), \mu_B(x) \}, x \in X. \quad (1)$$

Способ свертки представлен в [12], а на рис. 2 показана графическая интерпретация полученного результата.

Для задач идентификации ММ ГТД характерно большое количество частных критериев и ограниченный, поэтому после получения гарантированной

оценки оптимума по максимальной стратегии целесообразно найти решение и для других вариантов формирования глобального критерия качества.

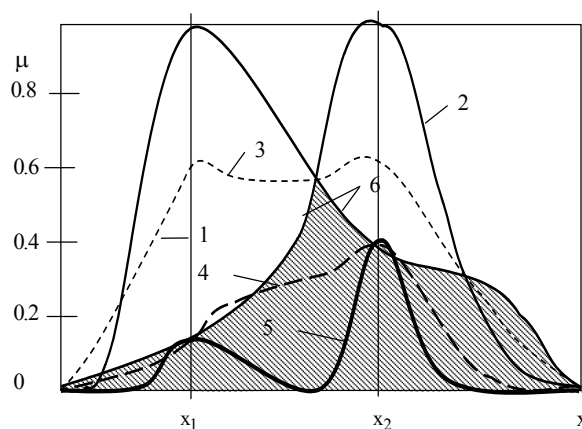


Рис. 2. Способы свертки равнозначных частных критериев, построенных на функциях принадлежности:

$$1 - \mu_A(x), 2 - \mu_B(x)$$

$$3 - \mu_C(x) = \frac{1}{2}(\mu_A(x) + \mu_B(x))$$

$$4 - \mu_C(x) = \mu_A(x) * \mu_B(x)$$

$$5 - \mu_C(x) = \max(0, \mu_A(x) + \mu_B(x) - 1)$$

$$6 - \mu_C(x) = \min(\mu_A(x), \mu_B(x))$$

Процедура отыскания компромиссного решения может заключаться в сопоставлении значений частных критериев в полученных разными методами точках оптимума.

Пусть $\mu_1(x)$, $\mu_2(x)$, $\mu_3(x)$ – некоторые варианты свертки частных критериев, например максимальный, аддитивный и мультипликативный. При максимизации каждой функции получены точки оптимума x_1 , x_2 , x_3 . В результате исследования значений частных критериев ЛПР формирует предпочтения, которые можно охарактеризовать ранжировкой x_1 , x_2 и x_3 .

Пусть эта ранжировка задана коэффициентами важности α_1 , α_2 и α_3 . Тогда, вводя нормирование на единицу функции

$$\overline{\mu}_1(x) = \mu_1(x) / \mu_1(x_1),$$

$$\overline{\mu}_2(x) = \mu_2(x) / \mu_2(x_2), \quad (2)$$

$$\overline{\mu}_3(x) = \mu_3(x) / \mu_3(x_3),$$

можно сформировать глобальный критерий – обобщенный компромиссный показатель качества:

$$\eta(x) = \min \left\{ \mu_1^{\alpha_1}(x), \mu_2^{\alpha_2}(x), \mu_3^{\alpha_3}(x) \right\}, \quad (3)$$

где $\mu_i^{\alpha_i}(x)$ – показатель качества, нормированный с учетом коэффициента важности.

Заключение

Представленное применение методов ТНМ для идентификации математических моделей ГТД является новым направлением в развитии ММ ГТД. Выполнены исследования в направлении применения способа свертки частных критериев и ограничений, предложен метод формирования глобального критерия качества модели.

Дальнейшее исследование предлагается развивать в направлении практической реализации данной методики для конкретных ГТД.

Литература

1. Епифанов С.В. Анализ современных подходов к идентификации математических моделей ГТД // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 2001. – Вып. 23 – С. 169 – 174.
2. Хусточка А.Н. Применение теории нечетких множеств при идентификации математических моделей ГТД // *Вестник двигателестроения: Науч.-техн. журн.* – Запорожье: ЗНТУ. – 2004. – № 2 – С. 96 – 99.
3. Ахмедзянов А.М., Дубравский Н.Г., Тунаков А.П. Диагностика состояния ВРД по термогазодинамическим параметрам. – М.: Машиностроение, 1983. – С. 99 – 100.
4. Литвинов Ю.А., Боровик В.О. Характеристики и эксплуатационные свойства авиационных турбореактивных двигателей. – М.: Машиностроение, 1979. – 288 с.
5. Идентификация систем управления газотурбинных двигателей / В.Г. Августинович, В.А. Акиндинов, Б.В. Боев, В.Т. Дедеш, А.Н. Добрынин, А.К. Жданов / Под ред. д-ра техн. наук В.Т. Дедеша. – М.: Машиностроение, 1984. – 200 с.
6. Дмитриев А.И. Параметрическая идентификация математической модели ГТД в условиях автоматизированной системы обработки результатов испытаний: Дис... канд. техн. наук. 05.07.05. – Куйбышев, 1987. – 172 с.
7. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, Б.И. Кузнецов, И.Н. Богаенко, Г.Г. Грабовский, В.А. Дюков, С.А. Кузьменко, Н.А. Рюмшин, А.А. Самецкий. – К.: Техніка, 1998. – 236 с.
8. Тарелин А.А., Антипцев Ю.П., Аннопольская И.Е. Основы теории и методы создания оптимальной последней ступени паровых турбин. – Х.: Контраст, 2001. – С. 132 – 138.
9. Муравченко О.Ф., Хусточка А.Н. Поэлементная математическая модель турбовинтовентиляторного двигателя Д-27 // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 2003. – Вып. 6 (41). – С. 61 – 64.
10. Хусточка А.Н. Идентификация математической модели двигателя АИ-25ТЛ при его модернизации // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 2004. – Вып. 8 (16). – С. 151 – 154.
11. Заде Л. Понятие лингвистической переменной и его применение к принятию решений. – М.: Мир, 1976. – 165 с.
12. Севастьянов П.В., Туманов Н.В. Многокритериальная идентификация и оптимизация технологических процессов. – Минск: Навука і техника, 1990. – 224 с.

Поступила в редакцию 6.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 621.01 : 629.7.01

В.А. ВЬЮНОВ¹, С.М. СТЕПАНЕНКО¹, А.В. ТОМАШЕВСКИЙ²¹ ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина² Запорожский национальный технический университет, Запорожье, Украина

АНАЛИЗ СТАТИСТИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ, ПОЛУЧАЕМЫХ ПРИ ПРИЕМО-СДАТОЧНЫХ ИСПЫТАНИЯХ

Рассматривается применение методов математической статистики к анализу параметров авиационного двигателя, получаемых при приемо-сдаточных испытаниях. Приводятся данные анализа замеренной частоты вращения роторов вентилятора и роторов высокого давления для одного типа двигателей.

статистика, приемо-сдаточных испытания, авиационный двигатель, выборка, естественный разброс

Постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами

Параметры, измеряемые и контролируемые при приемо-сдаточных испытаниях (ПСИ) авиационных двигателей, не только сами по себе характеризуют соответствие испытываемого двигателя заданным проектным характеристикам, но, в сравнении с теми же параметрами, получаемыми для выпускаемой серии двигателей, могут характеризовать стабильность и качество изготовления или ремонта двигателей; показывать пределы разброса параметров по отношению к их номинальной величине и т.п. Количественный анализ таких результатов невозможен без применения методов математической статистики. Таким образом, анализ статистической обработки параметров двигателей, получаемых при ПСИ, представляет собой важную научно-практическую задачу.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач

Применение статистических методов в качестве аппарата для управления процессами и параметрами достаточно широко обсуждается в литературе, например [1, 2]. Однако, для решения задач, связанных с обработкой и анализом результатов ПСИ авиационных двигателей, практические приложения статисти-

стических методов разработаны еще недостаточно.

По результатам ПСИ проводится оценка работоспособности двигателя. Она заключается в анализе изменения основных функциональных параметров в процессе запуска и работы на режимах, оговоренных в технической документации, а также в приведении полученных параметров к условиям стандартной атмосферы и полетному режиму и сравнении приведенных параметров или их отклонений с заданной нормой. Диагностика основных параметров двигателя, основанная на анализе тенденций отклонения параметров, выполняется с помощью моделирования на математической модели двигателя, но для этого необходимо повышение разрешающей способности методов статистического анализа, которые бы обеспечивали выявление причины изменения параметров по их относительно небольшим отклонениям.

Статистическая обработка параметров пока что слабо подкреплена математически. Это касается среднесрочной оценки и прогнозирования работоспособности двигателя, при которых необходимо строить зависимости изменения параметров от наработки и определять тенденции их выхода за предельные уровни. Возникают трудности и при сравнении результатов ПСИ с материалами самолетных гонок двигателя, в частности, из за разной точности

измеряющих приборов, а также отличия условий, в которых они производятся.

1. Постановка задачи данного исследования

В данном исследовании показано, как методы математической статистики применяются к обработке и анализу параметров двигателя, измеряемых при ПСИ. На примере одного из измеряемых параметров проводится численный анализ и делается вывод относительно его стабильности, границ изменения, соответствия требованиям технической документации.

2. Изложение основного материала исследования и анализ полученных результатов

2.1. Математическая постановка вопроса

В современных условиях производства авиационных двигателей, когда их выпуск ограничен небольшим количеством заказов со стороны потребителей, статистический анализ приходится проводить на выборках ограниченного объема n , порядка десятков единиц одного измеряемого параметра. Однако, если получаемые результаты стабильны, то их можно представлять в виде нормального распределения и полагать, что $\mu = \text{const}$ (центр поля допуска значений измеряемой величины) и $\sigma = \text{const}$ (среднее отклонение одной точки от центра поля допуска). Точно определить по такой ограниченной выборке параметры μ и σ нельзя, но можно сделать их оценку, используя соотношения:

$$\hat{\mu} = \bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i ; \quad (1)$$

$$\hat{\sigma} = \bar{S} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} , \quad (2)$$

где x_i – фактически измеренная величина анализируемого параметра, $\bar{x}$ и $\bar{S}$ – осредненные значения измеренной величины и среднеквадратичного отклонения.

Принимая эти оценки за истинные значения параметров μ и σ , можно построить интервал с нижней НКГ = $\hat{\mu} - 3\hat{\sigma}$ и верхней ВКГ = $\hat{\mu} + 3\hat{\sigma}$ контрольными границами (рис. 1).

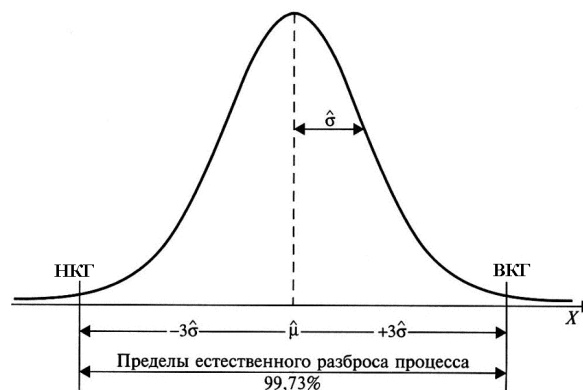


Рис. 1. Нормальное распределение значений измеряемого параметра

Интервал $[\hat{\mu} \pm 3\hat{\sigma}]$ можно рассматривать как зону естественного разброса значений измеряемого параметра, который возникает из-за внутренних причин, присущих данному процессу. Выбросы точек за пределы интервала $[\hat{\mu} \pm 3\hat{\sigma}]$ не являются естественными для процесса и в этих случаях нужно искать особые причины, вызвавшие такой «выброс» точки.

2.2. Анализ параметров двигателей, получаемых при приемо-сдаточных испытаниях

При ПСИ измеряются и анализируются: частоты вращения роторов, суммарная степень повышения давления в компрессорах, температура газа за турбиной, удельный расход топлива и др. В качестве примера проанализируем, какой результат может быть получен при статистической обработке данных о частоте вращения роторов, замеренных при ПСИ серии ГТД одного типа. Для анализа была взята выборка данных, полученных на протяжении пяти лет испытаний двигателей первой категории (новых двигателей) и двигателей, прошедших ремонт. Анализировались данные по частоте вращения ротора вентилятора n_v и ротора высокого давления $n_{вд}$. Используя уравнения (1) и (2) были определены

центры полей допуска значений измеряемых величин μ_e и $\mu_{e\partial}$, а также средние отклонения от центров полей допуска, а по ним – нижние и верхние контрольные границы НКГ_e, ВКГ_e и НКГ_{e∂}, ВКГ_{e∂}. На рис. 2 и 3 приведены результаты расчетов. Данные приведены в относительных величинах по сравнению с номинальными значениями по ТУ.

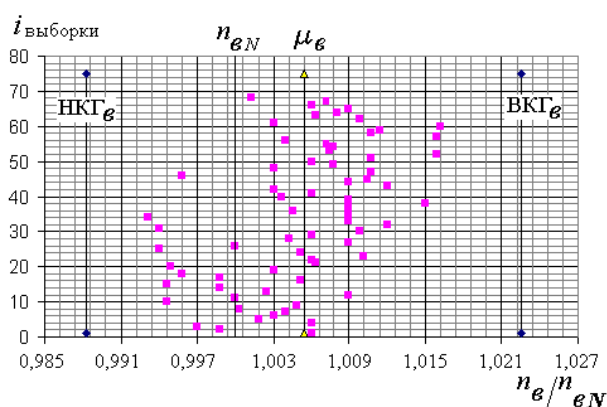


Рис. 2. Данные обработки результатов измерений для ротора вентилятора

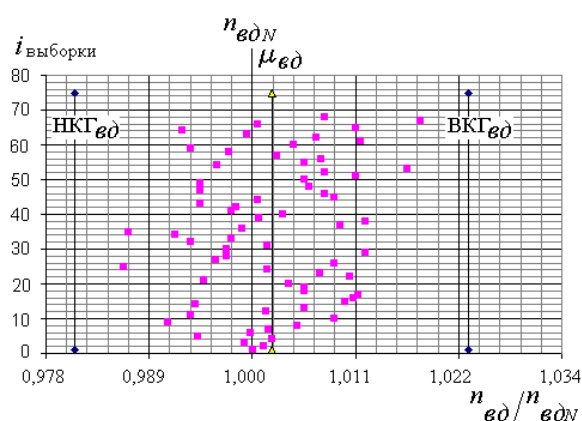


Рис. 3. Данные обработки результатов измерений для ротора высокого давления

На рис. 2 и 3 условными обозначениями n_{eN} и $n_{e\partial N}$ обозначены номинальные частоты вращения ротора вентилятора и ротора высокого давления соответственно.

Статистическая обработка проанализированных данных ПСИ показала, что центр поля допуска каждой из рассматриваемых величин располагается достаточно близко к номинальной величине рассматриваемого параметра, заданной в ТУ на данный тип двигателя. Зона естественного разброса значений измеряемого параметра $[\hat{\mu} \pm 3\hat{\sigma}]$ получена даже

уже, чем допускаемый по ТУ разброс данных параметров двигателя. Такой результат говорит о высоком уровне качества изготовления и ремонта двигателей. Кроме этого, полученные данные подтверждают то, что при получении на отдельных испытываемых двигателях значений параметров, выходящих за пределы заданного по ТУ разброса, необходимо отправлять двигатель на переборку и искать причину, вызвавшую отклонение параметра за пределы зоны естественного разброса.

Выводы и перспективы дальнейших исследований в данном направлении

Примененный подход позволил проанализировать стабильность и качество изготовления или ремонта двигателей; определить пределы естественного разброса параметров и оценить степень их соответствия номинальной величине, задаваемой в ТУ.

Рассмотренный в данной работе анализ является оценочным, так как в нем не применены статистические критерии сравнения исследуемых совокупностей параметров. Дальнейшее развитие исследований видится в использовании критерия Манна-Уитни (U-критерия) [3] для анализа параметров, получаемых при ПСИ.

Литература

1. Статистическое управление процессами.SPC: Пер. с англ. – Н.Новгород: СМЦ «Приоритет», 2001. – 181 с.
2. Адлер Ю.П., Шпер В.Л. Истоки статистического мышления // Методы менеджмента качества. – 2003. – № 1. – С. 34 – 40.
3. Томашевський О.В., Рісіков В.П. Комп'ютерні технології статистичної обробки даних. – Запоріжжя: Запорізький національний технічний університет, 2005. – 175 с.

Поступила в редакцию 1.06.2005

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. В.В. Погосов, Запорожский национальный технический университет, Запорожье.

УДК.621.1.018

А.П. ПОЛИВЯНЧУК

Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ТОЧНОСТЬ ИЗМЕРЕНИЯ МАССОВЫХ ВЫБРОСОВ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ ДИЗЕЛЕЙ

Рассмотрена проблема обеспечения требуемой точности измерений одного из основных экологических показателей дизеля – удельного выброса твердых частиц. Проанализированы факторы, влияющие на результирующую погрешность измерений данного показателя. Разработана методика оценки точности измерений массовых выбросов твердых частиц и проведена ее апробация на примере тепловозного дизеля ПД1М.

дизель, отработавшие газы, твердые частицы, испытательный цикл, удельный выброс, коэффициент разбавления, результирующая погрешность

Постановка задачи

Одним из наиболее опасных загрязняющих веществ, поступающих в атмосферу с отработавшими газами (ОГ) дизельных двигателей, являются твердые частицы (ТЧ). Вместе с газообразными веществами – монооксидом углерода CO, углеводородами CH и оксидами азота NO_x ТЧ входят в число загрязняющих веществ, выбросы которых подлежат ограничению. В качестве нормируемого показателя, ограничивающего поступление ТЧ с ОГ дизеля в атмосферу, является удельный выброс ТЧ, обозначаемый в нормативных документах, как показатель РТ (от англ. «particles» - частицы). С течением времени требования к экологическим показателям дизельных установок ужесточаются, что приводит к снижению нормируемых выбросов загрязняющих веществ. Причем, ввиду высокой токсичности ТЧ, ужесточение норм на показатель РТ происходит более значительно. Так, с 1993 по 2005гг. (при переходе от EURO-I к EURO-IV) нормы выбросов ТЧ дизелями грузовых автомобилей снизились в 18 раз, в то время как уменьшения норм выбросов CO, CH и NO_x составили: 3,0; 2,4 и 2,3 раза, соответственно [1]. Резкое снижение норм на показатель РТ приводит к

возрастанию результирующей погрешности измерений данной величины - δP_T^r [2] и возникновению проблемы обеспечения требуемой точности измерений массовых выбросов ТЧ с ОГ дизелей. С целью решения данной проблемы автором исследованы факторы, влияющие на погрешность δP_T^r и разработана методика оценки точности измерений показателя РТ.

1. Анализ факторов, влияющих на точность измерений показателя РТ

Показатель РТ определяется в ходе испытаний дизелей по циклам, состоящим из нормируемых режимов работы двигателя. Для каждого типа дизеля установлено определенное количество режимов испытаний: для тепловозных дизелей – 3, дизелей сельскохозяйственных машин – 8, автомобильных – 13 режимов [3]. В соответствии с технологией измерения массовых выбросов ТЧ, на каждом режиме испытаний ОГ двигателя предварительно смешиваются с чистым атмосферным воздухом (в системе, называемой туннелем), после чего смесь ОГ и воздуха пропускается через пару фильтров для отбора проб ТЧ. После выполнения цикла удельный выброс ТЧ – РТ определяется, как отношение среднего за

цикл массового выброса твердых частиц – PT_{mass}^{cp} к средней за цикл эффективной мощности дизеля – N_e^{cp} [4]:

$$PT = \frac{PT_{mass}^{cp}}{N_e^{cp}} = \frac{\sum_{i=1}^n WF_i \cdot PT_{massi}}{\sum_{i=1}^n WF_i \cdot N_{ei}}, \quad (1)$$

где n – число режимов испытаний;

WF_i – весовой фактор i -го режима испытаний;

PT_{massi} – массовый выброс ТЧ на i -м режиме;

N_{ei} – эффективная мощность дизеля на i -м режиме.

Величина PT_{massi} определяется по формуле:

$$PT_{massi} = \frac{M_{fi}}{M_{sami}} G_{edfi}, \quad (2)$$

где M_{fi} – масса ТЧ, собранная на фильтрах на i -м режиме;

M_{sami} – масса разбавленных ОГ, прошедшая через фильтры на i -м режиме;

G_{edfi} – эквивалентный массовый расход разбавленных ОГ на i -м режиме.

Результаты исследований фирм-разработчиков систем контроля выбросов ТЧ – AVL, Mitsubishi, Perkins показывают, что на точность измерений показателя РТ оказывают влияние два фактора:

1) погрешности измерения параметров, по которым вычисляется удельный выброс твердых частиц – данный фактор определяет *инструментальную погрешность измерений показателя РТ* – δPT^{inst} ;

2) влияние условий разбавления ОГ (коэффициента разбавления ОГ – q и температуры пробы разбавленных отработавших газов перед фильтрами – t_f) на измеряемые значения массовых выбросов ТЧ [5 – 7] (рис. 1) – данный фактор определяет *методическую погрешность измерений показателя РТ* – δPT^{meth} .

Погрешность δPT^{meth} определяется, как относительное отклонение удельного выброса твердых частиц, измеренного при фактических значениях

температуры разбавляющего воздуха – t_{dil} (может изменяться в диапазоне 20...30 °С) и максимальной температуры пробы перед фильтрами – $t_{f(max)}$ (может изменяться в диапазоне 48...52 °С) от удельного выброса твердых частиц, измеренного при оптимальных значениях данных температур: $t_{dil} = 25$ °С, $t_{f(max)} = 50$ °С.

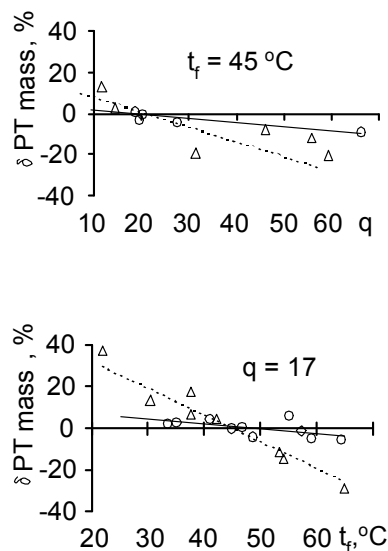


Рис. 1. Влияние на измеряемые выбросы ТЧ условий разбавления ОГ (результаты исследований фирмы AVL [5])

Результирующая погрешность δPT^r определяется, как сумма величин δPT^{inst} и δPT^{meth} ; ее значение не должно превышать максимально допустимой величины – $\pm 8,5\%$ [4].

2. Методика оценки точности измерений показателя РТ

Определение инструментальной погрешности. Величина δPT^{inst} вычисляется, как погрешность результата косвенных измерений (табл. 1), по следующей формуле [8]:

$$\delta y = \left[\left(\frac{\partial y}{\partial x_1} \frac{\Delta x_1}{y} \right)^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial x_2} \frac{\Delta x_2}{y} \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial y}{\partial x_m} \frac{\Delta x_m}{y} \right)^2 \right]^{0,5}, \quad (3)$$

где δy – относительная погрешность измерений величины y , определяемой косвенным путем – $y = f(x_1, x_2, \dots, x_m)$;

$\Delta x_1, \Delta x_2, \dots, \Delta x_m$ – абсолютные погрешности измерений величин $x_1, x_2, \dots, x_m$, по которым вычисляется величина y .

Таблица 1
Формулы для вычисления погрешности δPT^{inst}

Величина	Погрешность измерения величины
PT_{massi}	$(\delta M_{fi}^2 + \delta M_{sami}^2 + \delta G_{edfi}^2)^{0,5}$
PT_{mass}^{cp}	$\left(\sum_{i=1}^n (\delta PT_{massi} \cdot WF_i \cdot K_{PT_{massi}})^2 \right)^{0,5}$
N_e^{cp}	$\left(\sum_{i=1}^n (\delta N_{ei} \cdot WF_i \cdot K_{Nei})^2 \right)^{0,5}$
PT	$\delta PT^{inst} = \left((\delta PT_{mass}^{cp})^2 + (\delta N_e^{cp})^2 \right)^{0,5}$

Примечание. В таблице обозначены: $K_{PT_{massi}} = PT_{massi} / PT_{mass}^{cp}$ и $K_{Nei} = N_{ei} / N_e^{cp}$ – безразмерные коэффициенты.

Определение методической погрешности. Величина δPT^{meth} вычисляется с помощью выражения:

$$\delta PT^{meth} = \sum_{i=1}^n (WF_i \cdot K_{PT_{massi}} \cdot \delta PT_{massi}), \quad (4)$$

где $K_{PT_{massi}}$ – безразмерные коэффициенты (см. примечание к табл. 1);

δPT_{massi} – методические погрешности измерений массовых выбросов ТЧ на режимах испытаний, определяемые на основе результатов исследований фирмы AVL (см. рис. 1) с учетом рекомендаций, данных в работе [8].

По результатам вычислений величин δPT^{inst} и δPT^{meth} определяется погрешность δPT^r .

3. Оценка точности измерений удельного выброса ТЧ дизеля ПД1М

Практическая ценность вышеизложенной методики заключается в возможности использования ее при проведении исследований по установлению условий проведения испытаний, при которых обеспечивается требуемая точность измерений показателя РТ. Такие исследования проведены на примере тепловозного дизеля ПД1М. В качестве исходных данных при этом использовались:

- допустимые значения погрешностей измерений величин, по которым вычисляются массовые выбросы ТЧ: $\delta M_{fi} = 9,3\%$ (при массе навески ТЧ – 0,75 мг), $\delta M_{sami} = 2\%$; $\delta G_{edfi} = 4\%$ [4];
- результаты испытаний дизеля ПД1М по 3-ступенчатому тепловозному циклу ISO 8178-F (табл. 2).

Таблица 2
Исходные данные для проведения исследований

№ _{реж}	WF	PT_{mass} , кг/час	Ne , кВт	δNe , %
1	0,25	0,43	882	0,9
2	0,15	0,09	289	1,6
3	0,60	0,019	9,4	–

Исследования показали, что в зависимости от значений температур t_{dil} и $t_{f(max)}$, при которых проводятся испытания дизеля ПД1М, результирующая погрешность измерений показателя РТ может составлять – $\delta PT^r = \pm 7,7 \dots 11,4\%$ ($\delta PT^{inst} = \pm 7,7\%$; $\delta PT^{meth} = -3,7 \dots +2,8\%$ (рис. 2)) [8]. Для того, чтобы обеспечить требуемую точность измерений показателя РТ, необходимо проводить испытания при температуре $t_{dil} = 24 \dots 26$ °С (при этом $\delta PT^{meth} \leq 0,8\%$ и δPT^r не превышает своего допустимого значения – $\pm 8,5\%$).

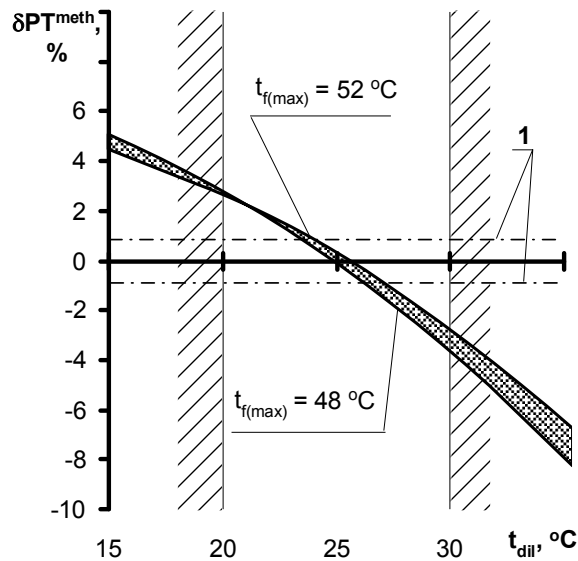


Рис. 2. Результаты вычислений погрешности δPT^{meth} .
1 — значение δPT^{meth} , при котором обеспечивается требуемая точность измерений показателя РТ

Выводы

1. В связи с существенным снижением норм на выбросы ТЧ с ОГ дизелей возникает проблема обеспечения требуемой точности измерений показателя удельного выброса ТЧ — РТ.

2. Установлено, что на точность измерений удельного выброса ТЧ влияют два фактора: 1) погрешности измерений параметров, по которым вычисляется показатель РТ (приводят к образованию инструментальной погрешности — δPT^{inst}); 2) влияние условий разбавления ОГ воздухом в туннеле на измеряемые выбросы ТЧ (приводит к образованию методической погрешности — δPT^{meth}).

3. Разработана методика определения погрешностей δPT^{inst} и δPT^{meth} , а также результирующей погрешности измерений показателя РТ — δPT^r (сумма величин δPT^{inst} и δPT^{meth}).

4. На примере тепловозного дизеля ПД1М показана возможность использования данной методики для определения условий проведения испытаний, при которых обеспечивается требуемая точность измерений показателя РТ (величина δPT^r не превышает допустимого значения — $\pm 8,5\%$).

Литература

1. Луканин В.Н., Трофименко Ю.В. Промышленно-транспортная экология: Уч. для вузов. — М.: Высш. шк., 2001. — 273 с.
2. Требования норм EURO 4 к технике по анализу эмиссии отработавших газов для грузовых автомобилей / Доклад фирмы «AVL». Авторы: М. Анкович, К. Энгелерингер, В. Шиндлер, П. Зеленка // Современные дизельные двигатели и оборудование для их испытаний — М.: АМО «ЗИЛ», 1999. — 15 с.
3. ISO 8178. Reciprocating internal combustion engines. Exhaust emission measurement — Part 4: Test cycles for different engine applications, 1996. — 18 p.
4. ISO 8178. Reciprocating internal combustion engines — Exhaust emission measurement — Part 2: Test — Measurement of gaseous and particulate exhaust emissions at site, 1996. — 22 p.
5. Hirakouchi N., Fukano I., Shoji T. Measurement of Diesel Exhaust Emissions with Mini-Dilution Tunnel. SAE Technical Paper Series 890181, 1989. — 11 p.
6. Engeljehring K., Schindler W., Sulzer. Meeting ISO 8178 Requirements for the Measurement of Diesel Particulates with Partial-Flow Dilution Systems. SAE Technical Paper Series 932466, 1993. — 10 p.
7. Исследование влияния условий разбавления отработавших газов двигателя в минитуннеле на точность определения массовых выбросов твердых частиц / В.А. Звонов, М.Ф. Смирный, А.П. Полив'ячук и др. // Збірн. наук. праць Луганського держ. агр. ун-ту. Серія: Технічні науки. — Луганськ: ЛДАУ. — 2001. — № 10 (22). — С. 115 — 119.
8. Полив'ячук А.П. Удосконалення способу контролю викидів твердих частинок від тепловозів: Дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Східноукр. націон. ун-т ім. В. Даля. — Луганськ, 2004. — 190 с.

Поступила в редакцию 13.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.И.Осенин, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, Луганск.

УДК 519.876.5 : 620.178.16(045)

М.О. ХОДАК, О.А. ВИШНЕВСЬКИЙ, О.С. ДАВИДОВ

Київський національний авіаційний університет, Україна

МОДЕЛЮВАННЯ РОЗПОДІЛЕННЯ НАВАНТАЖЕННЯ ПРИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМУ ВИПРОБОВУВАННІ МАТЕРІАЛІВ НА АБРАЗИВНУ ЗНОСОСТІЙКІСТЬ

У даній роботі наведена одна з можливих моделей зносу поверхонь деталей, при терті об нежорстко закріплені абразивні частинки, яка розроблена на підставі математичних методів обчислення середнього навантаження вздовж поверхні прилягання гумового ролика та досліджуваної поверхні матеріалу зразка.

математичне моделювання абразивного зносу поверхонь матеріалів, розподілення вертикального зосередженого навантаження, середнє навантаження, лінійний знос, абразивний знос за масою при нежорстко закріплених частинках, програмна реалізація моделювання

Загальна постановка проблеми і її зв'язок з науково-практичними задачами

Питанням побудови моделей абразивного зносу завжди приділялась значна увага через важливість поставленої задачі й одночасно складність її вирішення. Важливість задачі моделювання впливає з можливості передбачення результатів зносу за наперед заданими параметрами, що фактично визначає можливість конструювання покриттів з наперед заданими властивостями. Складність задачі виявляється в тім, що моделей, які охоплюють все різноманіття параметрів, що впливають на знос, не існує.

Огляд публікацій і аналіз невирішених проблем. Проблемам побудови моделей абразивного зносу приділялося багато місця в наукових публікаціях [1, 2].

Основою одних існуючих моделей є ймовірностно-статистичний підхід [1], в інших існуючих моделях абразивного зносу, не відбите все різноманіття складних фізичних процесів, що відбуваються при абразивному зносі з нежорстко закріпленим абразивом [2]. Недоліком моделей є громіздкість і незручність у використанні в поєднанні з обмеженістю набору параметрів, які впливають на зносостійкість. Немає універсалізму у побудові цих моделей для різних матеріалів і різних умов застосування.

Мета дослідження. У процесі експлуатації зносостійких покриттів для деталей різного функціонального призначення важливим питанням є передбачення величини зносу при взаємодії зразка з нежорстко закріпленими абразивними частинками різної твердості і величини. У зв'язку з цим необхідно розробити математичну модель процесу абразивного зносу, яка б включала в себе основні впливові параметри. При наявності моделі зносу об нежорстко закріплені абразивні частинки можна передбачити величину зносу по масі в залежності від параметрів, які впливають на зносостійкість лінійного зносу, площі поверхні стикання гумового ролика зі зразком, навантаженого вертикальною силою P_0 , твердості, пластичності і температури, електромагнітної взаємодії молекул та атомів. На рис. 1 показана схема установки експериментального дослідження матеріалів на абразивний знос при нежорстко закріплених абразивних частинках.

Результати досліджень

На рис. 2 схематично показаний процес проникнення ролика в зразок при терті об нежорстко закріплені абразивні частинки [3], де P_0 – початкове вертикальне навантаження, що при куті $\alpha = \arccos(1 - h/R)$,

створює середнє навантаження P_{cp} по всій поверхні зіткнення гумового ролика зі зразком.

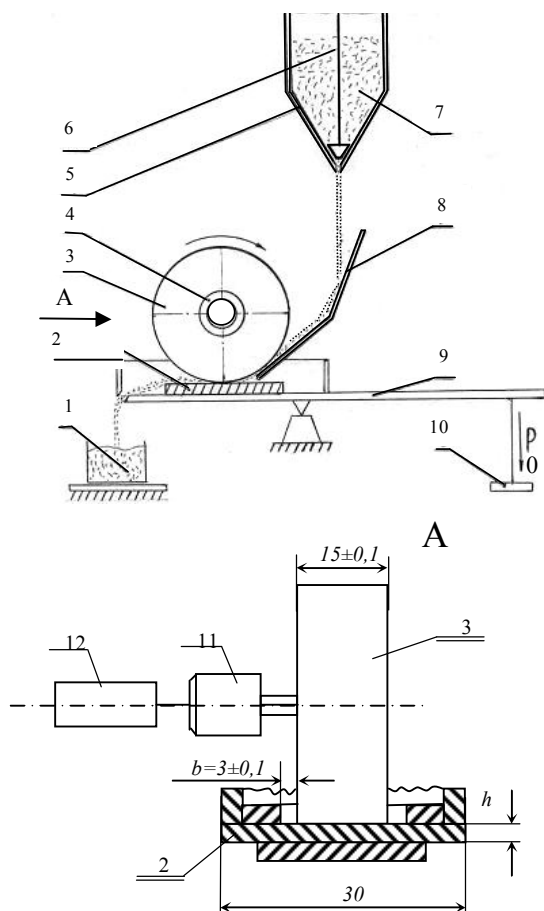


Рис. 1. Схема експериментальної установки "Бринеля":

- 1 – бункер для збору відпрацьованого абразиву;
- 2 – зразок досліджуваного матеріалу;
- 3 – гумовий ролик;
- 4 – втулка для ролика;
- 5 – бункер для вільного абразиву;
- 6 – важіль для регулювання швидкості подання абразиву;
- 7 – вільний абразив;
- 8 – лоток для подачі абразиву;
- 9 – важіль для регулювання зусилля притискування ролика до поверхні зразка;
- 10 – навантаження P_0 .
- 11 – привід, який забезпечує обертання навколо горизонтальної вісі гумового ролика 3;
- 12 – пристрій для контролю сумарної кількості обертів ролика в процесі випробувань, який виконано у вигляді шестирозрядного механічного рахівника з кулачковим механізмом

Реальний ваговий знос зразка створює складова початкового навантаження $\vec{P}_H$, що змінюється в залежності від величини кута α , тому доцільно ви-

значити середнє навантаження на поверхню зіткнення гумового ролика і зразка.

Для продовження дослідження прив'яжемо до схематичного малюнка ролика зі зразком прямокутну систему координат показану на рис. 3.

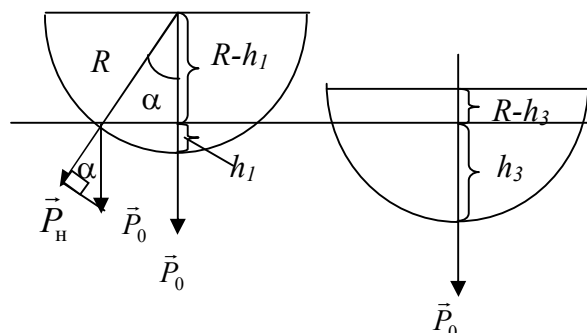


Рис. 2. Навантаження поверхні зразка при терті об нежорстко закріплені абразивні частинки, де R – радіус гумового ролика; h – максимальна глибина лунки; α – кут між векторами $\vec{P}_0$ і $\vec{P}_H$

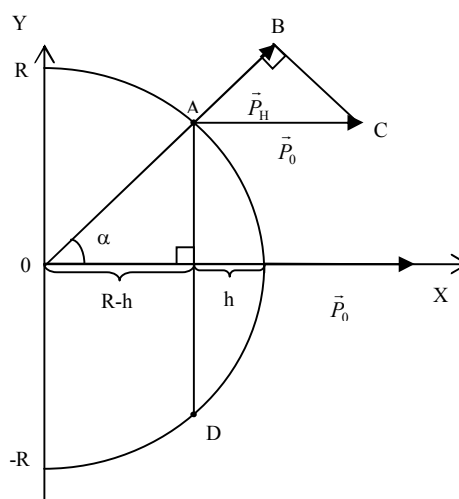


Рис. 3. Прив'язка ролика експериментальної установки на абразивний знос і поверхні зразка до декартової системи координат, де пряма AD відповідає рівню поверхні зразка, а точка O – проекція осі ролика на площину XOY

З прямокутного трикутника ABC представленого на рис. 3 маємо

$$P_H = P_0 \cos \alpha = P_0 (R - h)/R . \quad (1)$$

Величину середнього навантаження знайдемо, враховуючи [4], за формулою

$$P_{cp} = \frac{\int P_H(l) dl}{l} , \quad (2)$$

де l – довжина дуги AD.

Для обчислення середнього навантаження зробимо заміни

$$x = R - h = R \cos \alpha; \quad y = R \sin \alpha, \quad (3)$$

де (x, y) – координати точки А.

Підставивши (1) і заміну (3) у формулу (2) одержимо на підставі [3] формулу

$$P_{cp} = \frac{\int_0^{\arccos\left(1-\frac{h}{R}\right)} P_0 \cos \alpha R d\alpha}{\alpha R}. \quad (4)$$

Виконуючи алгебраїчні перетворення, одержимо:

$$P_{cp} = \frac{P_0 \sin\left(\arccos\left(1-\frac{h}{R}\right)\right)}{\alpha}. \quad (5)$$

Формула (5) еквівалентна формулі

$$P_{cp} = \frac{P_0 \sqrt{1 - \cos^2\left(\arccos\left(1-\frac{h}{R}\right)\right)}}{\arccos\left(1-\frac{h}{R}\right)}. \quad (6)$$

Після виконання перетворень над формулою (6) одержимо аналітичний вираз залежності середнього навантаження від P_0 і h .

$$P_{cp} = \frac{P_0 \sqrt{2\frac{h}{R} - \left(\frac{h}{R}\right)^2}}{\arccos\left(1-\frac{h}{R}\right)}. \quad (7)$$

Перевіримо поведінку моделі (7) для граничних умов:

а) $h \rightarrow 0$ – початковий момент зносу;

б) $h \rightarrow R$ – половина гумового ролика стикається з поверхнею зразка.

Для випадку (а) знайдемо

$$\lim_{h \rightarrow 0} P_{cp} = \lim_{h \rightarrow 0} \frac{P_0 \sqrt{2\frac{h}{R} - \left(\frac{h}{R}\right)^2}}{\arccos\left(1-\frac{h}{R}\right)}. \quad (8)$$

Після підстановки у формулу (8) замість h нуля, одержимо невизначеність виду $0/0$.

Для того, щоб позбутися від невизначеності застосуємо правило Лопітала (тобто взяти похідну від чисельника і знаменника дробу, що стоїть під знаком границі у виразі (8)). Тоді маємо

$$\lim_{h \rightarrow 0} P_{cp} = \lim_{h \rightarrow 0} \frac{P_0 \cdot \frac{\frac{2}{R} - 2\frac{h}{R^2}}{\sqrt{2\frac{h}{R} - \left(\frac{h}{R}\right)^2}}}{\frac{1}{R\sqrt{1 - \left(1-\frac{h}{R}\right)^2}}}. \quad (9)$$

Після перетворення виразу (9) одержимо вираз

$$\lim_{h \rightarrow 0} P_{cp} = \lim_{h \rightarrow 0} P_0 \left(1 - \frac{h}{R}\right) = P_0. \quad (10)$$

Тобто в початковий момент дослідів середнє значення навантаження дорівнює P_0 .

Для випадку (б) одержуємо

$$\lim_{h \rightarrow R} P_{cp} = \lim_{h \rightarrow R} \frac{P_0 \sqrt{2\frac{h}{R} - \left(\frac{h}{R}\right)^2}}{\arccos\left(1-\frac{h}{R}\right)}. \quad (11)$$

Після підстановки в (11) замість h значення R , одержимо значення границі

$$\lim_{h \rightarrow R} P_{cp} = \frac{2P_0}{\pi}. \quad (12)$$

У такий спосіб при $h = R$ одержуємо середнє значення навантаження $2P_0 / \pi$.

При $h \geq R$ значення середнього навантаження залишається постійним і рівним $2P_0 / \pi$. Середнє навантаження відіграє визначальну роль при визначенні вагового зносу, а саме ваговий знос можна визначити по формулі

$$I_m = k P_{cp}. \quad (13)$$

Тобто ваговий знос пропорційний навантаженню з коефіцієнтом пропорційності k , що залежить від властивостей матеріалу: твердості, щільності, пластичності та інших факторів.

Таким чином, враховуючи (7) маємо формулу

$$I_m = k \frac{P_0 \sqrt{2\frac{h}{R} - \left(\frac{h}{R}\right)^2}}{\arccos\left(1-\frac{h}{R}\right)}. \quad (14)$$

Для визначення залежності вагового зносу від площі поверхні стикання ролика зі зразком розглянемо рис. 4.

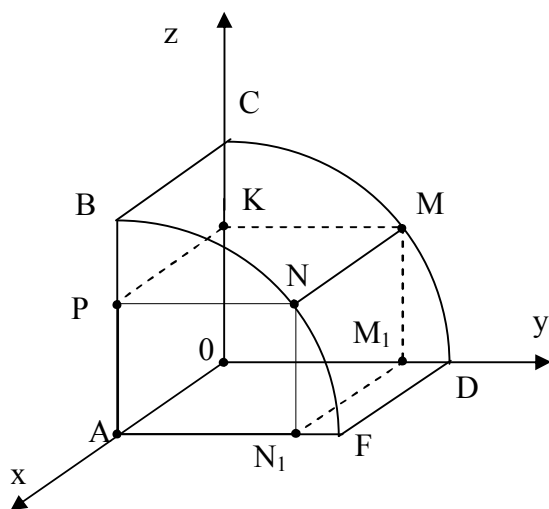


Рис. 4. Прив'язка ролика експериментальної установки до прямокутної системи координат

Відрізок $KC = h$ (де h – максимальний лінійний знос зразка). Нехай $OK = z_0$, тоді $CK = R - z_0$, тому що $OC = R$ (де R – радіус гумового ролика). Ширина ролика $OA = a$. Частина ролика $BCKMNP$ відповідає об'єму лунки, яка залишається після зносу. Половина площі поверхні лунки відповідає частині циліндричної поверхні $BCMN$, а її проекція на площину XOY є прямокутник AOM_1N_1 . З рівняння циліндричної поверхні ($BCMN$)

$$z^2 + y^2 = R^2. \quad (15)$$

Отримаємо вираз змінної z через змінні y .

$$z = \sqrt{R^2 - y^2}. \quad (16)$$

Використовуючи [3] знайдемо площу Q циліндричної поверхні $BCMN$, яка буде виражена через максимальний лінійний знос і радіус ролика.

$$Q = \iint_{D_x} \sqrt{1 + \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)^2} dx dy, \quad (17)$$

де D_x – проекція циліндричної поверхні D на площину XOY ; $z(x, y) = \sqrt{R^2 - y^2}$ – рівняння поверхні D .

Після перетворення з формули (17) маємо

$$Q = 2aR \arcsin \sqrt{2 \frac{h}{R} - \left(\frac{h}{R}\right)^2}. \quad (18)$$

З формули (18) виражаємо $\sqrt{2 \frac{h}{R} - \left(\frac{h}{R}\right)^2}$ через Q

$$\sqrt{2 \frac{h}{R} - \left(\frac{h}{R}\right)^2} = \sin \frac{Q}{2aR}. \quad (19)$$

З рівняння (19), як квадратного відносно h/R , знайдемо h/R

$$\left(\frac{h}{R}\right)^2 - 2 \frac{h}{R} + \sin^2 \frac{Q}{2aR} = 0. \quad (20)$$

Піднесемо обидві частини рівняння (20) до квадрату і отримаємо рівняння, яке рівносильне системі

$$\begin{cases} \frac{2h}{R} - \left(\frac{h}{R}\right)^2 = \sin^2 \frac{Q}{2aR}; \\ \frac{2h}{R} - \left(\frac{h}{R}\right)^2 \geq 0; \\ \sin^2 \frac{Q}{2aR} \geq 0. \end{cases} \quad (21)$$

Систему (21) можна переписати у вигляді

$$\begin{cases} \left(\frac{h}{R}\right)^2 - 2 \frac{h}{R} + \sin^2 \frac{Q}{2aQ} = 0; \\ \frac{h}{R} \left(2 - \frac{h}{R}\right) \geq 0; \\ Q \geq 0. \end{cases} \quad (22)$$

Розглянемо перше рівняння системи (22)

$$\left(\frac{h}{R}\right)^2 - 2 \frac{h}{R} + \sin^2 \left(\frac{Q}{2aR}\right) = 0. \quad (23)$$

Нехай $h/R = t$, отримаємо з рівняння (23) рівняння:

$$t^2 - 2t + \sin^2 \left(\frac{Q}{2aR}\right) = 0. \quad (24)$$

Дискримінант рівняння (24) має вигляд

$$\frac{D}{4} = 1 - \sin^2 \frac{Q}{2aR} = \cos^2 \frac{Q}{2aR}. \quad (25)$$

Знайдемо корені квадратного рівняння (24)

$$t = 1 \pm \left| \cos \frac{Q}{2aR} \right|, \text{ так як } \frac{Q}{2aR} < 1, \text{ то } \cos \frac{Q}{2aR} > 0,$$

$$\text{тому } t = 1 \pm \cos \frac{Q}{2aR}.$$

Розглянемо другу нерівність системи (22)

$$\frac{h}{R} \left(2 - \frac{h}{R}\right) \geq 0. \quad (26)$$

Нехай $h/R = t$, тоді нерівність (26) можна записати у вигляді

$$t(2-t) \geq 0. \quad (27)$$

Розв'язком рівняння (27) буде відрізок $t \in [0; 2]$, тобто $0 \leq h/R \leq 2$, але в умовах даного експерименту $0 < h/R \leq 1$, тому розв'язком рівняння (24) буде

$$t = 1 - \cos(Q/2aR). \quad (28)$$

Розкриваючи заміну $h/R = t$, отримаємо

$$\frac{h}{R} = 1 - \cos \frac{Q}{2aR}. \quad (29)$$

Підставляємо (18) і (20) у формулу (14). Тоді отримаємо

$$I_m = k \left(P_0 \sin \frac{Q}{2aR} \right) / \frac{Q}{2aR}. \quad (30)$$

Після перетворень формули (30) маємо

$$I_m = \frac{2kaRP_0 \sin \frac{Q}{2aR}}{Q}. \quad (31)$$

Формула (31) виражає обернено пропорційну залежність вагового зносу від площі поверхні стикання. При $Q \rightarrow 0$ маємо першу визначну границю $\lim_{\alpha \rightarrow 0} (\sin \alpha)/\alpha = 1$. Для нашого випадку

$$\lim k \left(P_0 \sin \frac{Q}{2aR} \right) / \frac{Q}{2aR} = kP_0, \quad (32)$$

тобто на початку експерименту

$$I_m = kP_0. \quad (33)$$

Початковий фрагмент програмної реалізації математичних моделей абразивного зносу поверхонь матеріалів за масою (14) і (31) має вигляд (34) і (35) відповідно:

```
FUNCTION WM1(H,K,PØ,R)
WM1=K*PØ*SQR(2*H/R-(H/R)**2))/
/ARCCOS(1-H/R)
RETURN
END
```

} (34)

```
FUNCTION WM2(K,Q,PØ,A,R)
WM2=2*K*A*R*PØ*SIN(Q/(2*A*R))/Q
RETURN
END
```

} (35)

Висновки

В результаті проведених досліджень отримана формула (7), що виражає залежність середнього на-

вантаження, розподіленого по поверхні зіткнення гумового ролика зі зразком від початкового навантаження P_0 і максимальної глибини лунки h .

Модель (7) перевірена для граничних умов.

Модель (14) встановлює зв'язок між залежність вагового зносу від максимального лінійного зносу.

Модель (20) встановлює зв'язок між величиною максимального лінійного зносу та площею поверхні стикання ролика зі зразком.

Визначено залежність впливу геометричних форм поверхні робочої частини експериментальної установки на ваговий та об'ємний абразивний знос при терті об нежорстко закріплені абразивні частинки.

Завершальна модель (31) дає можливість визначити залежність вагового зносу від початкового навантаження P_0 , площі поверхні Q стикання ролика зі зразком, радіуса та ширини ролика.

Представлена програмна реалізації моделей абразивного зносу поверхонь матеріалів за масою (34,35).

Література

1. Сорокатый Р.В. Моделирование поведения трибосистем методом трибозлементов // Трение и износ. – 2002. – Т. 23, № 1. – С. 16 – 22.
2. Федоров С.В. Обобщенная модель трения // Трение и износ. – 1993. – Т. 14, № 3. – С. 460 – 470.
3. Вишневський О.А. Фізична модель зносу поверхні деталей при терті об нежорстко закріплені абразивні частки // Матеріали 6 міжнародної науково-технічної конференції „Авіа-2004”. – Т. 2. – С. 26.71 – 26.74.
4. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. – М.: Наука, 1973. – 890 с..

Надійшла до редакції 17.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.П. Юрчук, Національний технічний університет України „КПІ”, Київ.

УДК 681.586.54

В.М. ГРУДИНКИН, В.Ф. МИРГОРОД

ОАО «Элемент», Одесса, Украина

ИММИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И УПРАВЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫМ РЕЖИМОМ ГТД АИ-25 ТЛШ

Предлагается методика получения и последующего обучения математической модели авиационного двигателя непосредственно по выборкам баз данных стендовых испытаний. Результаты моделирования используются при создании бортового регулятора температуры выходящих газов модернизируемого ГТД АИ-25 ТЛШ

математическая модель, температурный режим, обучение модели, регулятор температуры

Введение

Температура газов за турбиной авиационного ГТД является одним из важнейших параметров, определяющих его техническое состояние, экономичность и возможность продления ресурса. Поэтому при создании современных систем управления ГТД, реализуемых в профиле систем с полной ответственностью (FADEC-CAU), ставятся задачи как управления температурным режимом двигателя с помощью локальных либо интегрированных подсистем, так и задачи контроля и диагностики состояния ГТД по долгосрочной динамике указанного параметра с помощью трендового анализа. Эффективность и качество реализуемых в FADEC-CAU алгоритмов управления, контроля и диагностики могут быть определены на этапе их создания только путем разрешения проблемы построения адекватных математических моделей авиационных ГТД, соответствующих экспериментальным данным.

1. Формулирование проблемы

Создание математических моделей авиационных двигателей как объектов автоматического управления, контроля и диагностики является в настоящее время необходимым этапом проектирования соответствующих информационно-измерительных и управляющих систем [1, 2]. Для вновь проектируе-

мых двигателей такие модели создаются на основе анализа термогазодинамических параметров ГТД в виде поэлементных и узловых моделей [1] с последующим представлением их в виде, необходимом для синтеза и отработки алгоритмов управления [2, 3]. Так как современный ГТД представляет собой сложный многосвязанный нелинейный объект управления, то детализация его математического описания выполняется на основе нелинейных полиномиальных моделей статики и кусочно-линейных ММО-моделей динамики в пространстве состояний [3]. Получаемые таким образом модели являются типовыми и соответствуют некоторому двигателю – эталону. В то же время задачи управления по техническому состоянию требуют получения таких моделей, которые бы соответствовали конкретному двигателю и его параметрам. Для модернизируемых двигателей использование узловых (поэлементных) моделей в ряде случаев не представляется возможным и экономически нецелесообразно ввиду сложности их доработки. Таким образом, возникает необходимость получения и детализации математических моделей ГТД непосредственно по данным стендовых испытаний с использованием баз данных экспериментальных измерений.

Целью настоящего исследования является построение и обучение математической модели модернизируемого ГТД АИ-25 ТЛШ на выборках баз

данных стендовых испытаний для отработки алгоритмов управления и реализации контура управления температурой выходящих газов двигателя.

2. Решение проблемы

Система управления состоит из объекта ГТД АИ-25 ТЛШ, выходные переменные которого $n_{ВД}$ и T_g управляются изменениями расхода топлива G_m с помощью ПИ-регулятора – агрегата 4000 путём воздействия на задатчик с помощью РУД. Контур регулирования расхода замыкается либо через измеренный фактический расход топлива, либо через обороты $n_{ВД}$.

Контур ограничения температуры образуют термомпары ТП, бортовой регулятор температуры БРТ и электромагнитный клапан МКТ, соединяющий полость агрегата 4000 со сливом, снижая тем самым подачу топлива с целью уменьшения температуры. Система является связанной, поскольку изменение оборотов $n_{ВД}$ влияет на изменение температуры T_g , а исполнительный орган системы ограничения температуры МКТ включен в общий контур регулирования через регулятор – агрегат 4000.

Объектом регулирования является ГТД АИ-25 ТЛШ по каналам: расход топлива G_m – обороты турбины высокого давления $n_{ВД}$, расход топлива G_m – температура выходящих газов T_g .

Статическая модель ГТД принята в классическом виде [2]

$$\left. \begin{aligned} n_{ВДсм} &= (T_H / T_{HCAU})^{1/2} f_1(G_{ТПР}) \cdot b_N; \\ T_{gсм} &= (T_H / T_{HCAU}) f_2(G_{ТПР}) \cdot b_T, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $n_{ВД}$, T_g – обороты турбин высокого давления и температура выходящих газов соответственно;

T_H , T_{HCAU} – температура наружная и измерения в стандартных атмосферных условиях;

b_N, b_T – коэффициенты обучения модели;

$G_{ТПР}$ – приведенный расход топлива:

$$G_{ТПР} = G_T (P_{HCAU} / P_H) (T_{HCAU} / T_H)^{1/2}, \quad (2)$$

где P_H , P_{HCAU} – давление наружное и измеренное в стандартных атмосферных условиях.

В отличие от известных подходов полиномиальной аппроксимации [2] зависимостей (1) статическая модель АИ-25 ТЛШ получена непосредственной фиксацией указанных зависимостей в условиях плавного выхода двигателя с режима МГ на МБР за время обучения $T_{об} = (100...150)$ с. Указанный режим ГТД соответствует режиму статики, так как время переходных процессов при приемистости $T_{пр}$ не превышает 7 с и выполняются условия корректности формирования статической модели $T_{пр} \ll T_{об}$. Полученные табличные зависимости

$$\left. \begin{aligned} n_{ВДсм} &= F_N(G_T) \cdot b_N; \\ T_{гсм} &= F_T(G_T) \cdot b_T, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

сформированы в виде многовходовых таблиц в среде MATLAB-Simulink, что дает возможность получить статические значения регулируемых переменных при произвольном законе изменения аргумента. Используемый инструментарий в виде многовходовых таблиц Simulink допускает расширение на изменение указанных статических зависимостей от условий полета (например, высоты H), а для промежуточных точек выполняется автоматическая кусочко-линейная интерполяция. Параметры обучения b_N и b_T первоначально заданы единичными. Дальнейшее уточнение статических зависимостей выполнялось путем обучения модели (3) на выборных баз данных выхода на МБР в различных условиях по оригинальной методике [4] с использованием Tolbox NCD MATLAB. Указанная методика успешно использована для обучения типовой модели перспективного ГТД АИ-450. Преимущества интерактивного режима обучения дают возможность изменить текущее окно ошибок NCD при завершении очередной серии статистических испытаний методом Монте-Карло. Заметим, что поскольку широко распространенная полиномиальная аппроксимация статических характеристик ГТД не может

быть использована для аналитического конструирования регуляторов, то ее преимущества определяются возможностью сжатия признакового пространства конкретного ГТД до числа коэффициентов аппроксимации. Полученные при моделировании результаты свидетельствуют о том, что для приемлемой точности аппроксимации зависимостей (1), (3) необходимая степень полиномов составляет 4...5, однако при этом небольшие вариации хода кривых (3) приводят к столь существенным изменениям коэффициентов аппроксимирующих полиномов, что не позволяет использовать указанный подход для корректного моделирования статики, по крайней мере для данного типа двигателя.

Динамическая модель двигателя сформирована в известном [2] виде модели пространства состояний

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \Delta \bar{x} &= A \Delta \bar{x} + B \bar{u}; \\ \bar{y} &= C \Delta \bar{x} + D \bar{u}, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где $\Delta \bar{x} = \text{col}[\Delta v, \Delta n]$ – вектор переменных состояний;

$\bar{u} = \text{col}[\Delta G, \Delta N_1, \Delta N_2]$ – вектор входа;

$\bar{y} = \text{col}[\Delta n, \Delta T]$ – вектор выхода;

A, B, C, D – числовые матрицы.

Искомые зависимости регулируемых переменных образуются в результате интегрирования (4) с учетом модели (3) статики

$$\left. \begin{aligned} n_{ВД}(t) &= n_{ВДсм} + \Delta n(t); \\ T_{\partial}(t) &= T_{\partialсм} + c_{24} \Delta n(t) + c_{14} \Delta v(t). \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Математическая модель (4), (5) реализована в программной среде MATLAB-Simulink с заданием переменными коэффициентов c_{14} , c_{24} и матрицы A , подлежащих дальнейшему обучению. В результате предварительного моделирования установлено, что наиболее существенное значение, определяющее ход кривой $n_{ВД}(t)$ при приемистости, имеет коэффициент a_{22} , характеризующий превалирующую постоянную времени объекта, а по температурному каналу – коэффициент c_{24} , значение которого определяет величину начального заброса температуры и ход кривой $T_{\partial}(t)$ при приемистости. Для повышения

точности аппроксимации зависимости $n_{ВД}(t)$ при приемистости параметр a_{22} задан в табличном виде в зависимости от текущих оборотов с разбиением интервала (8500...18000) об/мин на пять участков. Обучение параметров динамической модели выполнено по базам данных приемистости по аналогичной методике [4] с использованием Tolbox NCD.

Результаты моделирования в сопоставлении с экспериментальными данными стендовых испытаний, проведенными в различных условиях с интервалом в три месяца, иллюстрируют диаграммы режимов статики – рис. 1, и динамики (приемистость) – рис. 2.

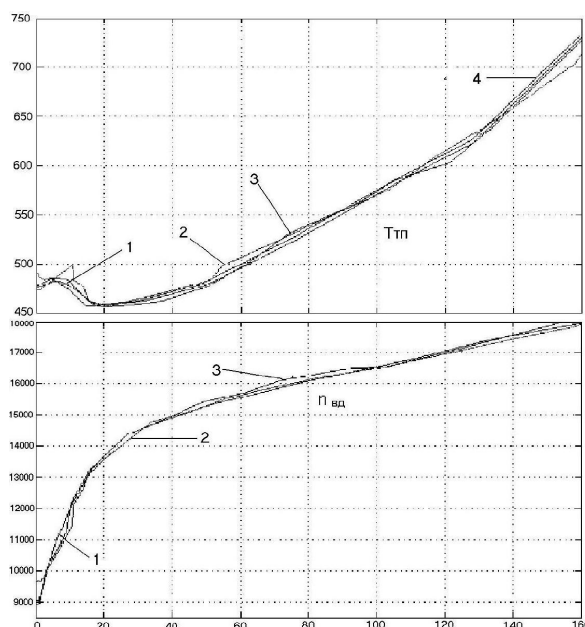


Рис. 1. Статические характеристики двигателя

Кривые 1 характеризуют изменение регулируемых параметров, полученные по данным моделирования, кривые 2, 3, 4 – характеризуют типовые, экспериментально зафиксированные измерения расхода топлива.

Сводные данные о реализуемой точности моделирования приведены в табл. 1.

Таблица 1

Сводные данные о реализуемой точности

Параметры ГТД	Среднеквадратическое отклонение	
	Приемистость	Выход на МБР
$n_{ВД}$ (об/мин)	155,7	129,9
$T_{тп}$ (°C)	5,38	4,27

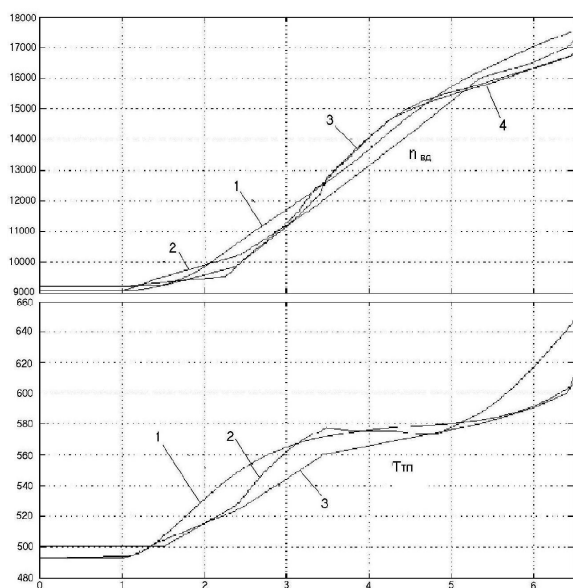


Рис. 2. Динамические характеристики двигателя

Основной регулятор осуществляет регулирование расхода топлива на приемистости и поддержание постоянных и заданных положением РУД оборотов $n_{ВД}$ либо расхода G_m в зависимости от условий полета по P_H .

Модификация основного регулятора выполнена разработчиком с целью уменьшения времени приемистости путем перестройки постоянных изохрома с помощью дополнительных дроссельных пакетов.

По принципу действия основной регулятор является ПИ – регулятором по отклонению в изохромном варианте, т.е. скорость изохрома является постоянной величиной.

Реализованная в виде компьютерной модели характеристика регулятора полностью воспроизводит характеристику агрегата 4000 (ш), с погрешностью, не превосходящей уровня шумовой компоненты в расходе топлива, и соответствует реальным базам данных по расходу топлива в режиме приемистости.

Электромагнитный клапан типа МКТ является исполнительным органом в САУ и предназначен для уменьшения подачи топлива путем его слива из полости агрегата 4000.

Математическая модель МКТ построена по данным измерений на лабораторном стенде его электрических и механических характеристик. Так как МКТ является электромеханическим устройством,

то его динамика характеризуется двумя постоянными времени: электрической $\tau_э = L/R$, где L – индуктивность обмотки, R – ее активное сопротивление, и механической $\tau_м$. Измеренные значения электрических параметров $L = 44,2$ мГн и $R = 295,2$ Ом, дают $\tau_э = 0,15$ мс, поэтому $\tau_э \ll \tau_м$.

Фиксация времени срабатывания и отпущания МКТ выполнена по оригинальной методике акустического неразрушающего контроля путем сравнения момента включения электрического сигнала уровнем Un и переднего фронта акустического сигнала срабатывания МКТ, зафиксированного серийным датчиком фирмы MURATA. Полученные данные для различных значений Un сведены в таблицу MATLAB и встроены в математическую модель МКТ. Время выключения МКТ по данным стендовых измерений составляет 22 мс и не зависит от Un .

Таким образом, динамика МКТ, характеризуются лишь его механической постоянной времени.

Матмодель МКТ реализована в среде MATLAB в виде подсистемы, воспроизводящей импульсы управления БРТ (либо РТ) с временной задержкой на включение, зависящей от Un , и постоянной задержкой на выключение.

БРТ формирует последовательность однополярных импульсов переменной скважности, пропорциональной отклонению измеренной термпарой температуры газов от заданной (сигналу ошибки). Частота повторения импульсов и диапазон изменения скважности жестко заданы: $f_T = 5$ Гц, $\gamma = (10...85)\%$. Сопоставляемый регулятор РТ–12 имеет переменную частоту повторения импульсов в диапазоне $(2...7)$ Гц и переменную скважность $\gamma = (5...90)\%$, зависящих от сигнала ошибки.

Математическая модель БРТ полностью воспроизводит его функциональные характеристики и фактическую реализацию:

$$U = \begin{cases} Un, & \text{если } |\Delta T| > \Delta_0; \\ 0, & \text{если иначе,} \end{cases} \quad (6)$$

где Un – напряжение питания;

ΔT – отклонение температуры от заданной;

Δ_0 – порог срабатывания.

Закон формирования скажности импульсов:

$$\gamma_k = \begin{cases} k |\Delta T_k| / Tn + 0,1, & \text{если } \gamma_k \leq 0,85; \\ 1, & \text{если } \gamma_k > 0,85, \end{cases}$$

где $Tn = 1/f_T$ – период повторения импульсов;

γ_k – скажность на k -м интервале;

$\Delta T_k = T_{TP}(t_k) - T_{OGR}$ – сигнал ошибки;

$k = (\gamma_{\max} - \gamma_{\min}) / dT$ – коэффициент пропорциональной компоненты регулятора заданный минимальным значением скажности $\gamma_{\min} = 10\%$, максимальным ее значением $\gamma_{\max} = 85\%$, и диапазоном регулирования $dT = 24^\circ\text{C}$.

Матмодель РТ-12 получена прямым моделированием его функциональной схемы, описанной в [5].

Применяемая методика расчета и моделирования системы автоматического управления (ограничения) температуры выходящих газов ГТД АИ-25 ТЛШ состоит в следующем:

1) формирование структурной схемы САУ с учетом всех взаимосвязей, в том числе и через объект регулирования;

2) последовательный анализ всех элементов системы, построение их математических моделей по расчетным данным и данным лабораторных и стендовых испытаний;

3) верификация и уточнение матмоделей по данным стендовых испытаний ГТД;

4) построение и компьютерная реализация единой матмодели всей системы, соответствующей базам данных стендовых испытаний ГТД;

5) выбор и моделирование алгоритма цифровой коррекции БРТ, обеспечивающего требуемые характеристики динамики и статики системы;

6) реализация выбранных алгоритмов в БРТ;

7) уточнение алгоритмов цифровой коррекции в ходе стендовых испытаний.

Заключение

Полученные характеристики точности компьютерного моделирования в сопоставлении с результа-

тами стендовых испытаний свидетельствуют об адекватности модели ГТД и высокой эффективности предлагаемой методики ее построения и обучения. Использование полученной математической модели ГТД АИ-25 ТЛШ позволило решить задачу разработки и создания бортового регулятора температуры нового поколения. Перспективы дальнейших исследований заключаются в оценке возможностей применения определения характеристик начального заброса температуры выходящих газов, непосредственное измерение которого ввиду инерционности датчиков температуры не представляется возможным.

Литература

1. Гуревич О.С., Близнюков Л.Г., Трофимов А.С. Системы автоматического управления авиационными силовыми установками // Конверсия в машиностроении. – 2000. – № 5. – С. 50 – 61.
2. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, Б.И. Кузнецов, И.И. Богаенко и др. – К.; Техника, 1998. – 312 с.
3. Епифанов С.В. Регуляризованные алгоритмы параметрической идентификации математических моделей ГТД, основанные на использовании априорной информации // Авиационно-космическая техника и технология. – 2001. – Вып. 26. – С. 205 – 209.
4. Миргород В.Ф., Бевзюк А.А. Обучение модели авиационного ГТД на выборках баз данных стендовых испытаний // Материалы международной научно-технической конференции «Искусственный интеллект. Интеллектуальные и многопроцессорные системы», 20-25.09. – Таганрог, Донецк. – 2004. – Т. 1. – С. 241 – 244.
5. Регулятор температуры РТ-12 2-й серии. – М.; Машиностроение, 1975. – 123.

Поступила в редакцию 5.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Герлига, НИИ АЭС, Одесса.

УДК 629.7.036.3

Б.Г. БЕДРИК*Испытательный Центр нефтепродуктов военной авиации, Люберцы, Россия***СМАЗОЧНОЕ МАСЛО КАК ЭЛЕМЕНТ КОНСТРУКЦИИ, НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИКИ ТЕХНИКИ ПРИ «CONDITION MONITORING»**

Показана необходимость и возможность неразрушающего контроля двигателей и систем военных летательных аппаратов по параметрам смазочных материалов при их применении по состоянию. Приведены теоретические предпосылки и результаты реализации применения масел и гидравлических жидкостей в двигателях и системах военной авиации России, при которых обеспечивается высокая технико-экономическая эффективность.

масло, гидрожидкость, испытания, диагностические параметры, эксплуатация по состоянию**Обоснование проблемы**

Одним из основных условий надежной и безопасной эксплуатации техники, в частности летательных устройств, является контроль и диагностика их систем непосредственно при эксплуатации. При этом контроль должен быть оперативным и достоверным без разборки её систем и вмешательства в конструкцию техники, обеспечивая надежную эксплуатацию в течение установленного ресурса при оптимальной замене применяемых масел (масел, смазок, специальных жидкостей и других продуктов многоразового использования).

Как показали результаты исследований и опыт эксплуатации при таком подходе соблюдается главный принцип неразрушающего контроля – оценка состояния систем производится по результатам испытания небольшого количества пробы масла, слитого из техники, не прерывая ее эксплуатации. Однако для этой цели масло должно быть принято в качестве элемента конструкции систем техники и включено в эти системы с соблюдением всех требований стандартов и условий, принятых для технических объектов на всех этапах: от создания их опытных образцов, испытаний, серийного производства и эксплуатации до полной выработки установленного ресурса техники и ее списания.

Изложенные аспекты подтверждаются тем, что

масло является наиболее эффективным, гибким, изменяемым и контролируемым элементом систем и накопителем информационных признаков состояния техники и её систем.

Опыт показывает, что при условии контроля параметров масла и систем в эксплуатации можно обеспечить надежную работу техники в целом в пределах установленного ресурса.

1. Теоретические аспекты проблемы

Некоторые теоретические аспекты проблемы излагались в работах [1, 2], в основу которых положена взаимосвязь в системе «масло-техника», табл. 1.

Указанные взаимосвязи по российскому опыту исследуются и устанавливаются как на основе вышеуказанных теоретических аспектов, так и по результатам квалификационных испытаний, при которых моделируются условия работы реальных объектов, а также подтверждаются результатами реальной эксплуатации техники.

Как было показано в [2] масло в системах эксплуатируемой техники по физико-химическим параметрам и эксплуатационным свойствам существенно отличается от первоначального состояния. Степень изменения свойств масел определяется уровнем воздействующих факторов, в основном тем-

пературой, давлением, конструкционными материалами, скоростью перекачки, вибрационными и другими факторами, действующими в системе, а также

степенью изношенности техники, количеством и частотой долива свежего масла при дозаправках техники.

Таблица 1

Взаимосвязь в системе «масло-техника»

Процессы в технике при эксплуатации	Свойства масел	Определяющие параметры системы «Масло-техника»
Подача (прокачиваемость)	Низко и высокотемпературные свойства	Вязкость, температура застывания (кристаллизации), содержание воды, содержание механических примесей, в том числе продуктов изнашивания техники
Образование отложений	Термоокислительная и термическая стабильности	Кислотное число, количество осадков и отложений
Изнашивание (накопление продуктов износа в масле)	Противоизносные свойства	Содержание продуктов износа в масле
Воздействие на резиновые и другие технические изделия	Физико-химическая стабильность	Степень изменения массы и структуры изделий (деталей)
Деструкция компонентов масел	Физическая стабильность	Вязкость, испаряемость

Между тем уровень свойств масла до заправки техники определяется в основном режимами технологии его производства и не связан непосредственно с режимами эксплуатации конкретных типов техники. Таким образом масло производится с некоторым усредненным уровнем свойств из расчета а усредненные режимы эксплуатации техники.

Судя по результатам исследования проб масел, отобранных из различных систем летательных аппаратов и авиационных двигателей после различной наработки, при отсутствии нарушений функционирования техники (повышенного изнашивания, вибраций, расхода масел и других факторов) при определенных условиях наступает период стабилизации (адаптации) элементов в системе «масло-техника», в течение которого уровень свойств масел стабилизируется. Период стабилизации для каждой из указанных систем различный и составляет: для масел на минеральной основе – 50 – 60; синтетических – 80 – 90; для минеральных 90; для минеральных гидравлических жидкостей – 40 – 50; для синтетических

жидкостей – 60 – 80 часов наработки указанных продуктов в технике.

При этом уровень значений определяющих параметров систем может изменяться в 1,5 – 2,0 раза, а некоторых в 10 и 100 раз по сравнению с первоначальным уровнем без снижения уровня надежности работы техники. В этих случаях можно однозначно утверждать, что такое резкое изменение параметров масла не означает отрицательного влияния на технику, а в большинстве случаев это оказывает положительный эффект на её работоспособность.

К вышеизложенному следует добавить, что масла, циркулирующие в технических системах в отличие от других нефтепродуктов, например топлив, многократно используются в технике, аккумулируя диагностические признаки состояния систем «масло-техника» при их эксплуатации. Исследования показали, что состояние масла, уровень его параметров изменяются значительно быстрее чем наступает отказ техники. Это обосновывает

ся тем, что в условиях развития предотказного состояния в масле резко повышается содержание продуктов износа и, как следствие, увеличивается температура, что катализирует окислительные процессы в масле, вызывающие повышение кислотного числа и вязкости масла (при условии отсутствия в масле высоковязкостных компонентов).

Масла, например для турбовинтовых двигателей, а также гидравлические жидкости, как правило, содержат высоковязкостные присадки типа винипола, полиметакрилата и др. имеют склонность к снижению кинематической вязкости и повышению кислотного числа. Поэтому качественное состояние продуктов такого типа при применении в технических системах может контролироваться за счет указанных параметров при обоснованном установлении их предельно допустимого уровня при эксплуатации техники.

При этом в качестве подтверждающих факторов необходимо контролировать содержание продуктов износа в масле и состояние фильтроэлементов техники и утечек продуктов из систем.

С учетом специфики конструкции и режимов эксплуатации техники, свойств применяемых масел и других факторов для каждой системы «техника-масло» должны быть установлены определяющие параметры системы и их предельно допустимые значения, порядок, методы и средства их контроля в эксплуатации, а также порядок контроля предотказного состояния техники и, в случае необходимости, следует приостановить ее дальнейшую эксплуатацию и принять соответствующее решение.

2. Реализация программ применения масел в военной авиации России по состоянию

Как показано выше переход к применению масел по состоянию в военной авиации России был произведен по специальным программам и методикам, которые целенаправленно разрабатывались и реали-

зовывались для конкретных систем «масло-техника».

Так, были разработаны программы для минерального масла МС-8п, применяемого в двигателях Д-30КП самолетов военно-транспортной авиации типа Ил-76, полусинтетического масла ИПМ-10 двигателей самолетов МиГ-29 и Су-27, загущенных масел МН-7,5у двигателей НК-12 самолетов дальней и военно-транспортной авиации и масла АМГ-10, применяемого в гидросистемах большинства самолетов военной авиации России, масла Б-3В – основного масла, используемого в вертолетных двигателях военной и гражданской авиации.

Кроме того впервые в военной авиации России были исследованы по специальным программам масла и жидкости французской фирмы «Нусо» турбоникойл 210А в теплонапряженных двигателях самолетов МиГ-29 и масло турбоникойл 321 в двигателях Д-30КП самолетов Ил-76, а также синтетической гидрожидкости 7-50с-3, применяемой в теплонапряженных гидросистемах самолетов типа МиГ-25, включая гидрожидкость nysolube 934 фирмы Нусо.

Программами предусматривался комплекс исследований масел после испытаний в лабораторно-стендовых установках, моделирующих реальные условия (лабораторно-квалификационные испытания) и проб масел, непосредственно отобранных из масло-гидросистем самолетов, вертолетов и их двигателей при эксплуатации после различной наработки: минимальной (10 – 20), средней (50 – 100) и максимальной (250 – 300 часов).

Исследованием проб масел, проведенных с учетом изложенных в п.2 предпосылок, установлено, что масла и жидкости по основным параметрам в системах техники во время ее эксплуатации существенно изменяются и в нормальном, бездефектном режиме эксплуатации адаптируются в соответствии с условиями в системах, их конструктивными особенностями.

Суть обоснования определяющих параметров «масло-техника» и установления их предельно-допустимых уровней для контроля и диагностики систем в эксплуатации сводится к следующему:

в начале формируется для конкретных систем нормативная база. Пример такой нормативной базы для гидравлических жидкостей оказан в табл. 2.;

на втором этапе обосновываются определяющие параметры;

затем устанавливаются предельно допустимые значения определяющих параметров;

в заключение определяются методы, методики и средства контроля определяющих параметров в эксплуатации, а также описываются мероприятия, которые необходимо реализовать при обнаружении превышений допустимых уровней определяющих параметров в эксплуатации.

Таблица 2

Нормативная база для авиационных гидравлических жидкостей

Параметры:	Эксплуатационные свойства:	Определяющие параметры:
вязкость кинематическая, температура застывания, температура вспышки, кислотное число, содержание воды, содержание твердых примесей, содержание водорастворимых кислот и щелочей, удельная теплопроводность	устойчивость к деструкции, стабильность при отрицательных температурах, пожароопасность, термоокислительная стабильность, однородность среды, воздействие на конструкционные материалы, коррозионность	вязкость кинематическая, температура застывания, содержание воды, содержание механических примесей, в том числе продуктов износа, кислотное число, температура вспышки

Перечень определяющих параметров масел и в целом систем устанавливается с учетом их значимости, изменяемости в работающей системе и ее состояния в целом (фильтрующих элементов, степени износа трущихся элементов, показаний приборов контроля функционирования техники и др.), как показано в работах [2, 3].

С учетом изложенного наиболее приемлемыми параметрами являются: кинематическая вязкость (особенно при применении масел, содержащих высоковязкостные присадки), кислотное число, содержание твердых механических примесей, в том числе продуктов изнашивания техники, температуры вспышки и застывания (кристаллизации) и, возможно, другие параметры.

По результатам испытаний установлен и реализован перечень параметров масел и их допустимый уровень для контроля состояния некоторых систем в целом. Так, для минерального масла МС-8п и turbo-nikoil 321 в двигателях Д-30КП самолетов Ил-76: кислотное число должно быть не более 1,0 мг/ КОН/ 1г (по стандарту – свежее масло должно иметь кислотное число не более 0,03мг КОН/ 1г масла), т.е. допустимое значение кислотного числа масла более чем в 30 раз превышает стандартную величину; а кинематическая вязкость – не более 10 сСт (по стандарту, не менее 8 сСт); для полусинтетического масла ИПМ-10 и turbonikoil 210А в двигателях самолетов МиГ-29 допускается иметь кислотное число, не более 4,0 (по стандарту, не более 0,05 мг

КОН/ 1г), т.е. почти в 100 раз, а кинематическая вязкость – не более 5,0 (по стандарту – не более 3,5 сСт).

Для минерального (загущенного) масла Мн-7,5у в турбовинтовых двигателях типа НК-12 при эксплуатации допускается снижение кинематической вязкости с 7,5 (по стандарту) до 6,5 сСт. (для узлов трения с высокими контактными нагрузками), а для двигателей с высокими температурами в системе кинематическая вязкость ограничивается, не более 11 сСт.

Для большинства типов авиационных двигателей содержание продуктов износа в масле (по железу) составляет 2 – 3 г/т, что принято считать эксплуатационным фоном.

Гидрожидкость АМГ-10 на минеральной основе, содержащая полимерный компонент, должна иметь кинематическую вязкость в гидросистемах самолетов типа МиГ-29 при их эксплуатации не менее 7,0 сСт. (по стандарту – не менее 10 сСт.), а гидрожидкость на синтетической основе 7-50с-3, например в самолетах типа МиГ-25, должна иметь кинематическую вязкость в пределах 19 – 26 сСт. (по стандарту – не менее 22 сСт.).

Такие ограничения можно принять для гидрожидкостей фирмы «Нусо», однако результаты для указанных продуктов носят предварительный характер и требуют дальнейшей корректировки и уточнения.

Заключение

1. В результате исследований и испытаний установлено, что масла и другие продукты многократного использования в технике изменяют первоначальный уровень свойств и параметров в соответст-

вии с уровнем воздействующих факторов в системе «масло-техника».

2. Такие параметры как кислотное число, кинематическая вязкость, содержание продуктов износа в масле и другие могут быть приняты в качестве определяющих для оценки состояния систем в целом при их эксплуатации. Указанные параметры уже в настоящее время доступны для контроля систем в случаях необходимости и при установлении их предельно допустимых уровней.

3. Многолетняя практика реализации применения масел по их состоянию в военной авиации России подтвердила высокую эффективность такого подхода.

Литература

1. Bedrik B. Theoriy, practice and diagnosing of using of oil products (OP) in technique on condition. Intern. Conference on Condition Monitoring. 25th- 27th June 2001, Oxford, UK, Published by the Coxmoor Publishing Company. – P. 443 – 450.
2. Бедрик Б.Г. Контроль и оптимизация замены смазочных материалов в технике при эксплуатации. – М: Контроль. Диагностика, 1998. – № 5. – С. 18 – 21.
3. Кузьменко М.Л., Элькес А.А., Бедрик Б.Г., Кузьмин Ю.А. Диагностика масел и двигателей Д-30КП 3-ей серии ОАО «НПО Сатурн» по состоянию при их эксплуатации. – М: Контроль. Диагностика, 2003. – №. 12. – С. 16 – 18.

Поступила в редакцию 9.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков

УДК 621.793.6 : 669.245

**Г.И. ПЕЙЧЕВ, В.Е. ЗАМКОВОЙ, Г.П. КАЛАШНИКОВ, Н.В. АНДРЕЙЧЕНКО,
О.С. БЕЛОЗЕРЦЕВ**

ГП «Ивченко–Прогресс», Запорожье, Украина

РЕМОНТ ИЗНОШЕННЫХ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ БАНДАЖНЫХ ПОЛОК ЛИТЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ ИЗ СПЛАВОВ ТИПА ЖС

Приведены результаты разработки ремонта изношенных в процессе эксплуатации элементов конструкции литых рабочих лопаток из сплавов типа ЖС (кромки пера, торцы и гребешки бандажных полок) методом плазменно-порошковой наплавки, предложенным ИЭС им. Е.О. Патона

надежность, ресурс, ремонт, рабочие лопатки турбины, наплавка, плазменно-порошковый метод

Проблеме повышения надежности и долговечности уделяется особое внимание при создании, эксплуатации и ремонте авиационной техники и, в частности, газотурбинных двигателей. Ресурс авиационных двигателей определяется долговечностью наиболее ответственных деталей горячего тракта, таких как, диски, рабочие и сопловые лопатки.

Рабочие лопатки ТВД работают в условиях действия высоких температур и одним из факторов, ограничивающим их ресурс является повреждение проточной поверхности пера и бандажных полок, связанное с исчерпанием работоспособности жаростойких покрытий, их эрозией, а также плавление в результате кратковременного заброса температуры газового потока.

За межремонтный ресурс эрозионно-коррозионные повреждения происходят, к сожалению, не только в объемах защитных покрытий, но и проникают в области основного материала лопаток, что приводит в конечном итоге к изменению геометрии профиля пера и бандажных полок.

Наиболее проблемные зоны лопаток – это входная и выходная кромки в среднем по высоте сечения пера и торцы бандажных полок.

Высокий уровень термических напряжений, возникающих при эксплуатации на торцах бандаж-

ных полок, вызывают образование и развитие термоусталостных трещин в этих зонах. Как правило, развитие этих трещин сопровождается разгаром их берегов, что существенно сказывается на изменении геометрии торцов лопаток.

На небандажированных лопатках кроме типичных коррозионных повреждений кромок пера существует специфическая проблема, как износ торца пера за счет чисто механического врезания в статор, а также за счет коррозионно-эрозионных процессов.

Поскольку термостабильность ныне применяемых жаропрочных материалов для турбинных лопаток достаточно высока, ресурсы их эксплуатационного использования больше, чем у защитных покрытий, то проблема ремонта лопаток в плане восстановления их геометрических размеров становится все более актуальной.

На нашем предприятии опробовались технологии восстановительного ремонта методом АДС с различными присадочными материалами (ЖС6У-ВИ, ЖС32-ВИ, ХТН61).

Исследования показали, что при использовании присадочных материалов на NI основе в зоне наплавки образуются зерно-границные сварочные трещины макро – и микро уровня, внутренние и выходящие на поверхность.

Даже при использовании такого приема, как подогрев ремонтируемой лопатки до температур порядка 600° не позволило избежать сварочных трещин.

Применение в качестве присадки сплава ХТН61 существенно снижает брак по трещинам, однако из-за низкой жаростойкости этого сплава не всегда возможно его использование.

Сотрудниками лаборатории ИЭС им. Е.О. Патона под руководством академика НАН Украины К.А. Ющенко была предложена новая технология плазменно-порошковой наплавки материала ЖС 32-ВИ.

В тесном контакте с группой этих талантливых инженеров нам удалось разработать и внедрить технологию восстановления торцов бандажных полок рабочих лопаток ТВД изд. Д18Т, которые имели глубину износа до $2,0 \dots 3,0$ мм (рис. 1).

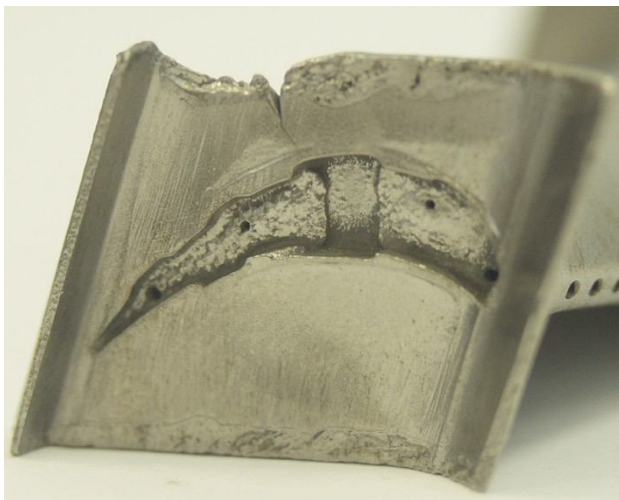


Рис. 1. Внешний вид изношенной в эксплуатации бандажной полки

Присадочным материалом служит порошок из сплава ЖС32-ВИ фракции $63 \dots 160$ мкм. Предварительно на ремонтируемых лопатках проводились следующие операции:

- удаление старого покрытия ВСДП-11 с точной части пера;
- отжиг для снятия остаточных напряжений в вакууме $1 \times 10^{-2} \dots 10^{-4}$ мм рт. ст. при температуре 1000°C с выдержкой 2 часа.

Методом шлифовки производилось удаление поврежденной зоны на торце бандажной полке с величиной занижения до 2,5 мм.

Необходимую величину наплавки, как правило, удается осуществить за один проход, при необходимости – за 2 прохода.

После операции наплавки необходимо проведение термической обработки для снятия напряжений по режиму:

- температура – 1050°C ;
- выдержка – 2 часа 30 мин.;
- среда – вакуум $1 \cdot 10^{-4} \dots 10^{-5}$ торр.

Затем наплавленные торцы проходят предварительную мех обработку и контроль Люм 1-ОВ.

После этого на противоположный торец производится напайка износостойкого материала ХТН61 и окончательная мех обработка бандажной полки в целом в размеры чертежа.

На рис. 2 показана макроструктура на наружной поверхности бандажной полки, где на торце со стороны стенки наплавлен сплав ЖС32-ВИ, а со стороны корыта нанесен сплав ХТН61.

После доработки перфорации на лопатку наносится жаростойкое покрытие.

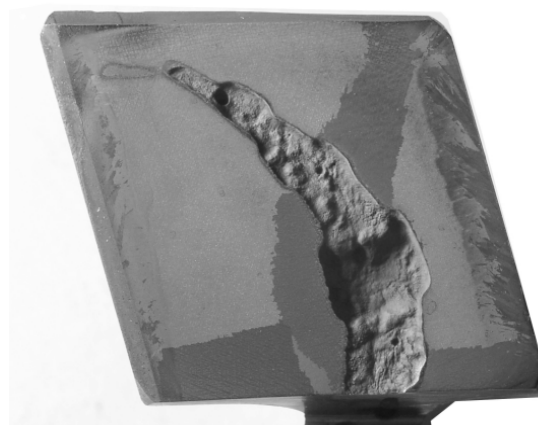
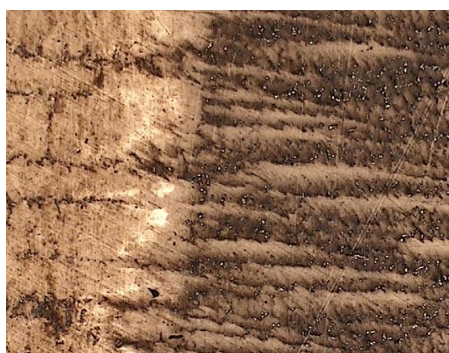


Рис. 2. Макроструктура отремонтированной бандажной полки

Представленный в общих чертежах процесс достаточно технологичен, процент брака по сварочным трещинам и другим дефектам невелик.

Вероятность образования трещин значительно снижается, когда сохраняется передача наследственного роста кристаллов от основного материала к наплавляемому. На рис. 3 показаны варианты микроструктуры в случае сохранения наследственности при наплавке и когда кристаллизация происходит хаотично с образованием субзерен различной ориентации, по которым возможно образование микротрещин.

Микроструктура наплавленного металла в виду высоких скоростей охлаждения в процессе наплавки отличается высокой степенью дисперсности, но при этом каких-либо посторонних фаз отмечено не было.



а



б

Рис. 3. Микроструктура наплавленного материала ЖС32-ВИ:
а – с сохраненной наследственностью роста кристаллов;
б – хаотичное формирование кристаллов

Проведенные исследования по определению свойств наплавленного металла показали, что кратковременные механические свойства сварного соединения составляют 0,8% уровня исходного сплава ЖС32-ВИ.

В дальнейшем будут проведены испытания длительной прочности в сварных соединениях.



Рис. 4. Наплавленный торец пера рабочей лопатки ТВД изд. Д27

В настоящее время получены обнадеживающие результаты по восстановлению этим методом торцев небондажированных лопаток ТВД изд. Д27 (рис. 4), а также более сложных по технологии исполнения зон – входной и выходной кромок и гребешков бандажных полок

Поступило в редакцию 6.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, доцент А.В. Олейник, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 539.4 : 621.81

В.В. КУЛИБАБА, В.Ю. ЗАХАРОВ, В.С. ОРЕШНИКОВ, А.С. ГОЛИКОВ*Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Калужский филиал, Калуга, Россия*

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ УПРУГОПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ РОТОРНЫХ СИСТЕМ НА ОСНОВЕ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ РАСЧЕТНЫХ СХЕМ

В работе исследованы вопросы прочности конструкций, выполненных из гипотетических материалов, способных выдерживать только сжимающие напряжения и не сопротивляющиеся растяжению при деформировании (например, дымоходных труб, плотин, зернохранилищ – конструкций, выполненных на основе структур кирпич – железо – бетон). Данные материалы во многом аналогичны идеально пластичному материалу. (Исследования проведены при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований и Администрации г. Обнинска (проект № 05-01-96727)).

прочность, хрупкое разрушение, надежность, пластичность, численные методы

Постановка проблемы и ее связь с научно-техническими задачами

В связи с созданием крупных и уникальных машин и агрегатов (корпуса атомных реакторов, роторы сверхмощных турбин и генераторов) возникла необходимость исследования упругопластических деформаций. Повышение напряженности элементов современных конструкций и энергетических установок в процессе их проектирования требует использование более совершенные методов расчета, учитывающих как реальные особенности деформирования, так и реальную геометрию тела.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач

В настоящее время в связи с актуальностью данных исследований существует значительное количество конечноэлементных программ (ANSYS, NASTRAN, COSMOS и др.).

Основной целью работы является создание эффективного программного обеспечения для исследования и проектирования сложных технических систем, базирующего на математическом и геометрическом моделировании, теории вычислительных алгоритмов и современных вычислительных средствах в сочетании с методом конечных элементов.

Перспективными исследованиями в данном направлении являются анализ процессов малоциклового нагружения высоконагруженных элементов конструкций, рассмотрение методов хрупкого разрушения с позиций теорий упругости и пластичности, анализ технологических процессов машиностроения.

В настоящее время в связи с актуальностью данных исследований в отечественной и зарубежной литературе опубликовано много работ. Вместе с тем ряд задач остается нерешенным, и в связи с созданием перспективных конструкций появляются новые.

Постановка задачи данного исследования

Современное развитие технологии характеризуется повышением совершенства продукции с большими финансовыми и временными затратами. Применение комплекса CALS-технологий позволяет сократить сроки появления новых изделий

Для решения практических задач целесообразно использовать некоторые частные варианты теории пластичности, достаточно правильно описывающие важнейшие стороны данного явления. Наиболее частое применение находят деформационная теория пластичности и теория течения.

Изложение основного материала с обоснованием полученных научных результатов

Предельное состояние материала при малоцикловом нагружении в первую очередь достигается в зонах изменения формы деталей, где в силу различных конструктивных и эксплуатационных факторов одновременно действуют не менее двух главных напряжений.

Поскольку в поверхностных объемах детали имеет место напряженное состояние, близкое к плоскому, то для характеристики закономерностей разрушения могут быть использованы данные, получаемые в условиях реализации только одного из главных напряжений

Для определения долговечности в условиях «жесткого» малоциклового нагружения и сложного напряженного состояния используют условие разрушения Мэнсона, полученное для случая одномерного напряженного состояния, где величина размаха полной деформации заменяется размахом эквивалентной деформации.

В работе исследованы вопросы прочности конструкций, выполненных из гипотетических материалов, способных выдерживать только сжимающие напряжения и не сопротивляющиеся растяжению при деформировании (например, дымоходных труб, плотин, зернохранилищ – конструкций, выполненных на основе структур кирпич – железо – бетон). Данные материалы во многом аналогичны идеально пластичному материалу.

В явном виде соотношение между напряжениями и деформациями записать не удастся, однако достаточно воспользоваться соотношениями теории упругости, а при появлении растягивающих напряжений приравнять их нулю.

Сходность с пластичностью явления наблюдаются в таких материалах, как почва, скальные породы, керамические материалы, бетон. В них также может происходить необратимое деформирование при почти постоянных напряжениях.

Проведены тестовые расчеты с целью оценки прочности цилиндра при действии на него нормативной ветровой нагрузки и сил собственного веса.

Действие сил собственного веса учитывается приложением к расчетной конечноэлементной модели инерционной нагрузки в виде ускорения в вертикальном направлении.

Для решения поставленных задач используются трехмерные конечные элементы с квадратичной и кубичной аппроксимацией перемещений [1, 2].

Для анализа сходимости и оценки точности изложенного алгоритма выполнена серия тестовых расчетов в сопоставлении с приведенными в технической литературе экспериментальными данными, классическими решениями и решениями других авторов, свидетельствующие о возможности применения математических моделей для решения задач упругопластического деформирования.

При этом погрешность для решения данных задач (в пределах умеренной степени конечноэлементной идеализации) не превышает инженерную погрешность 10%.

Выводы и перспективы дальнейших исследований

На основе трехмерных конечноэлементных аппроксимаций высших степеней с учетом специфики разрушения и деформирования проведены расчеты конструктивных элементов машиностроительных и приборостроительных конструкций. Перспективами дальнейших исследований является учет влияния армирующих элементов, анизотропии и т.д.

Литература

1. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 541 с.
2. Кулибаба В.В., Зиновьев П. Г., Захаров В. Ю., Зуев Е.С., Сваталов С.А. Голиков А. С. Математическое трехмерное моделирование композитных и керамических конструкций двигателей // Вестник двигателестроения. – Запорожье, 2003. – С. 92 – 93.

Поступило в редакцию 1.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Н.П. Щербак, Московский гуманитарно-экономический институт, Калужский филиал, Калуга.

УДК 621.45.01 + 533.9.07

Г.К. БАХМЕТ, О.П. РЫБАЛОВ

*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского "ХАИ", Украина***КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ ОПОРЫ МАЯТНИКОВОГО ТЯГОМЕРА**

Рассмотрена модель колебания тягомера маятникового типа в двух предположениях, когда коэффициент трения не зависит от скорости перемещения тягомера, а определяется реакцией опоры, и когда он зависит от скорости перемещения тягомера. Даны оценки слагаемых полученного решения. Построена зависимость для коэффициента трения опоры тягомера с учетом его скорости. Определен порядок коэффициента трения опоры тягомера.

затухающие колебания, коэффициент трения, сила трения, тяга двигателя, тягомер, уравнение движения

Введение

Проблема точности измерения малой тяги двигателя (0,2 Г) требует учета сил сопротивления опор тягомера. Оценка этих сил может быть выполнена при измерении уменьшения амплитуды колебания тягомера за определенный промежуток времени.

Постановка задачи

Возможны два варианта оценки трения при затухающих колебаниях. Оценка в предположении, что коэффициент трения:

- 1) не зависит от скорости перемещения рычага маятника, а зависит только от реакции опоры;
- 2) зависит от скорости перемещения рычага опоры.

В предлагаемой работе рассматривалась задача построения модели, учитывающей эти два предположения, и оценки по экспериментальным данным возможного коэффициента трения системы.

Модель колебаний тягомера

Предположим, что маятник отклонен на угол φ и отпущен. Уравнение движения маятника в форме Эйлера имеет вид:

$$M \cdot \frac{d^2 S}{dt^2} = -F_{Tp} - G \cdot \sin \varphi.$$

Сделаем предположение, что $\sin \varphi \approx \varphi \Rightarrow$

$S = L \cdot \sin \varphi \approx L \varphi$, запишем уравнение движения в виде $ML\ddot{\varphi} = -F_{Tp} - G \cdot \varphi$, где:

а) для предположения, что коэффициент трения не зависит от скорости перемещения рычага маятника, а зависит только от реакции опоры

$$F_{Tp} = \frac{\delta \cdot G}{L};$$

б) для предположения, что коэффициент трения зависит от скорости перемещения рычага маятника

$$F_{Tp} = -\frac{\delta \cdot G}{L} \cdot \dot{\varphi}.$$

Здесь знак минус выбран из-за того, что сила трения направлена в обратном направлении скорости движения.

В качестве начальных выбраны условия:

$$\varphi(0) = \varphi_0, \quad \dot{\varphi}(0) = 0.$$

Для предположения а) запись уравнения имеет вид

$$\ddot{\varphi} + \frac{g}{L} \cdot \varphi = \delta \cdot \frac{g}{L^2}.$$

Принимая $\frac{g}{L} = k^2$, получим

$$\ddot{\varphi} + k^2 \cdot \varphi = \delta \cdot \frac{k^2}{L}.$$

Решение такого уравнения можно представить в виде

$$\varphi(t) = C_1 \cdot \cos kt + C_2 \cdot \sin kt + \frac{\delta}{L}.$$

Такое решение не обеспечивает затухание колебаний и не может отображать действительное состояние тягомера.

Для предположения 2 запись уравнения имеет вид

$$\ddot{\varphi} + \delta \cdot \frac{k^2}{L} \cdot \dot{\varphi} + k^2 \cdot \varphi = 0.$$

В этом случае характеристическое уравнение имеет вид

$$\lambda^2 + \delta \cdot \frac{k^2}{L} \cdot \lambda + k^2 = 0,$$

и так как $\frac{\delta^2 \cdot k^4}{L^2}$ значительно меньше $4 \cdot k^2$, то можно принять

$$\lambda_{1,2} = -\frac{\delta \cdot k^2}{2 \cdot L} \pm i \cdot k.$$

В этом случае решение записывается в виде

$$\varphi(t) = e^{-\frac{\delta \cdot k^2 t}{2 \cdot L}} (C_1 \cdot \cos kt + C_2 \cdot \sin kt).$$

Используя начальные условия, получим:

$$C_1 = \varphi_0, \quad C_2 = \frac{\delta \cdot k \cdot \varphi_0}{2 \cdot L}$$

Следовательно, решение запишется в виде

$$\varphi(t) = \varphi_0 \cdot e^{-\frac{\delta \cdot k^2 t}{2 \cdot L}} \left(\cos kt + \frac{\delta \cdot k}{2 \cdot L} \cdot \sin kt \right)$$

Из экспериментальных данных известно, что при $t = 0$, $\varphi(t) = \varphi_0$ и при $t = mT$, $\varphi(t) = \varphi_k$,

где $\frac{\varphi_0}{\varphi_k} = n$, тогда

$$\frac{\varphi_0}{\varphi_k} = \frac{\varphi_0}{\varphi_0 \cdot e^{-\frac{\delta \cdot k^2 mT}{2 \cdot L}} \left(\cos kmT + \frac{\delta \cdot k}{2 \cdot L} \cdot \sin kmT \right)}.$$

$$\text{Отсюда получим } \delta = \frac{2 \cdot L^2 \cdot \ln n}{m \cdot g \cdot T},$$

где n – характеризует, во сколько раз уменьшилась амплитуда;

m – сколько наблюдали периодов затухания.

Полученные результаты для $m = 50$ ($mT = 140$ с) имели следующие значения (табл. 1):

Таблица 1

Полученные результаты для $m = 50$

n	2	1,5	1,3	1,2	1,1
δ	0,0040	0,0024	0,0015	0,0011	0,00056

Эти результаты графически представлены на рис. 1.

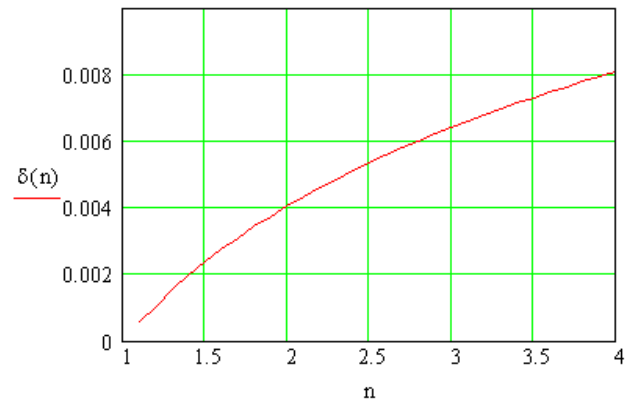


Рис.1. Зависимость коэффициента трения от степени уменьшения амплитуды за один и тот же промежуток времени

Выводы

1. Коэффициент трения опоры маятникового тягомера должен учитывать скорость движения тягомера.
2. Порядок коэффициента трения опоры тягомера ориентировочно равен $10^{-3} \dots 10^{-4}$.

Литература

1. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1968. – 560 с.
2. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Часть2. Динамика: – М.: Высш. школа, 1984. – 423 с.

Поступила в редакцию 25.05.2005

Рецензент: канд. физ.-мат.наук. А.В. Головченко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.