

УДК 621.7.044

В.Я. ЗОРИК, В.В. ТРЕТЬЯК, А.Ю. КОМАРОВ*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

ПРОБЛЕМЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ИМПУЛЬСНОЙ ШТАМПОВКИ ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СПЕЦИАЛЬНЫХ ПРИЕМОВ

Статья посвящена проблемам совершенствования методов проектирования импульсной штамповки. Рассматриваются проблемы использования специальных приемов в вопросах математического моделирования, динамического поведения заготовки, а также методов распознавания образов, которые обеспечивают принятие решений на верхних уровнях детализации технологических процессов. Предложенные новации можно использовать при назначении режимов обработки; адаптации разработанных теоретических основ, прикладных программ. Данная методика может быть адаптирована для методов одноинструментальной штамповки; разработке принципиально новых методов изготовления листовых деталей, в том числе при совмещении методов одноинструментальной и двухинструментальной штамповки, а также при совмещении операций на одном штампе.

импульсная штамповка, методы проектирования, специальные приемы, совмещение операций, математическое моделирование

В настоящее время технологам в области авиационного двигателестроения необходимо решать проблемы получения листовых деталей в условиях постоянного совершенствования их форм и быстрой смены объекта изготовления. При этом следует выделить несколько основных направлений, обусловленных технологическим проектированием.

К ним можно отнести проблему совершенствования методов проектирования импульсной штамповки на базе математического моделирования динамического поведения заготовки, а также методов распознавания образов, обеспечивающих принятие решений на верхних уровнях детализации ТП, особенно при назначении режимов обработки; адаптации разработанных теоретических основ, прикладных программ, для других методов одноинструментальной штамповки; разработке принципиально новых методов изготовления листовых деталей, в том числе при совмещении методов одноинструментальной штамповки и двухинструментальной, а также при совмещении операций на одном штампе.

Это обеспечит возможность проектирования ТП в реальном масштабе времени и органичное вклю-

чение новых методов обработки в жизненный цикл изделия на основе информационных технологий.

Совершенствование теоретических основ технологического проектирования производства листовых деталей взрывом возможно за счет разработки системы посылок и утверждений знаний о закономерностях устойчивости формоизменения при обжиге оболочек; использования результатов математического моделирования динамического поведения заготовки, в т.ч. для назначения оптимального количества и последовательности операций термической обработки и специальных технологических приемов.

При проектировании штампов необходима оптимизация их принципиальных и конструктивных схем. Первые базируются на совершенствовании методов интенсификации течения за счет оптимизации свойств фиксирующих, базирующих и переходных поверхностей рабочего зеркала штампа.

Совершенствование конструктивных схем обуславливается разработкой новых схем взаимодействия элементов штампа, применением новых материалов, исследованием механизма явлений, обуславливающих выход штампов из эксплуатации.

Совершенствование методов расчета на разрушения должно базироваться на изучении механизма разрушения и установлении допустимых для конструкции нагружений при взрыве. Причины выхода из эксплуатации штампов из-за потери свойств рабочими поверхностями штампа необходимо установить по результатам исследований явления пластического течения в поверхностных слоях, наиболее нагруженных участках и элементах рабочих поверхностей штампа. Это обеспечит аргументированный выбор рациональных методов восстановления поверхностей штампа, в т.ч. нанесения на них различных покрытий.

Разработанные теоретические основы технологического проектирования, созданная система посылок и утверждений может быть использована практически без адаптации для всех методов одноинструментальной штамповки (жидкостью, газом, резиной) благодаря реализованной методологии. Она базируется на системном подходе, его основных принципах, закономерностях, установленных в теории и практике листовой штамповки.

Процессы преобразования (формоизменения) у всех этих методов подобны, отличие в методиках расчета режимов обработки. Они достаточно полно исследованы, и этими результатами можно расширить систему посылок и утверждений, а также блок для расчета режимов в пакете прикладных программ.

Для двухинструментального метода штамповки созданные теоретические основы адаптируются, т.к. методика построения технологических моделей детали, ТП, штампа базируется на аспекте преобразования: пластическом течении материала.

Для предприятия и его технологической системы изготовления штамповкой деталей сложной конфигурации важно комплексное решение проблемы, при котором оптимально используются все освоенные предприятием методы штамповки и соответствующие производственные участки [1].

Номенклатуру таких деталей можно разделить на

три массива: когда их получение возможно только по одно- или двух инструментальной схеме штамповки, а также по обеим схемам. Первые два массива деталей являются безальтернативными по использованию метода штамповки, при изготовлении деталей третьего массива необходимо выбирать по соответствующим критериям лучший из альтернативных методов.

Создание новых методов обработки было обусловлено в основном технологическими задачами, которые не поддавались решению традиционными методами. За взрывной штамповкой закрепились безальтернативная номенклатура оригинальных деталей (по сложности формы, точности поверхностей, габаритам, требованию к цельности детали, наличию в детали закрытых полостей для штамповки на прессах и т.д.).

По мере совершенствования взрывной штамповки, создания типовых средств технологического оснащения, а также производственных участков появилась возможность расширить номенклатуру за счет деталей, которые традиционно изготавливались на прессовом оборудовании. Поэтому уже на уровне решения задачи обеспечения технологичности изделий должны анализироваться варианты изготовления деталей традиционными и новыми методами.

При изготовлении безальтернативной номенклатуры взрывной штамповкой дальнейшее совершенствование реализуют как за счет освоения деталей с новыми конструктивно-технологическими свойствами (форм, материалов, гибкости заготовок, точности и т.д.), так и интенсификации технологических процессов. Последняя может осуществляться по двум направлениям: совмещение операций штамповки взрывом и совмещение методов обработки.

В разработанной системе технологического проектирования предусмотрены технологические этапы получения генеральной формы, фрагментов, которые реализуют за несколько операций. Их можно осуществить за один взрыв, т.к. взрывная штампов-

ка обеспечивает принципиальную возможность для параллельного и последовательного их выполнения.

При параллельном выполнении операций материал подвергается деформированию на локальных участках заготовки за одно ее нагружение. В этих процессах объединяют формоизменяющие или разделительные операции, которые характеризуются незначительным временем деформирования и перемещением материала заготовки. Т.е. может осуществляться местная формовка, пробивка отверстий в плоских заготовках, а в трубчатых – местная раздача, формовка, пробивка отверстий, гофрирование.

Так как деформированию подвергается материал на отдельных участках заготовки, то напряженно-деформированное состояние материала на одном участке не оказывает существенного влияния на протекание пластической деформации на другом.

Последовательное совмещение операций позволяет объединить формоизменяющие (вытяжку, раздачу, формовку, отбортовку) и разделительные (пробивка отверстий) на каком-либо участке или всей заготовке.

Первыми выполняют операции вытяжки, раздачи для получения генеральной формы детали, при этом реализуется энергия взрыва, достаточная и для последующих операций.

Совмещение разделительной и формоизменяющих операций позволяет осуществлять процессы, в которых после пробивки выполняется отбортовка.

При таком совмещении (рис. 1) реализуется проштамповка материала на некоторую глубину перед пробивкой и отбортовкой, что значительно расширяет технологические возможности процесса.

В этом случае диаметр пробиваемого отверстия d_n в полуфабрикате для получения борта значительно больший (а деформация меньшая), чем отверстия d_o в плоской заготовке. Пробивка отверстий может производиться на кромке пуансона в виде клина, когда заготовка еще не отформована по всей рабочей поверхности матрицы.

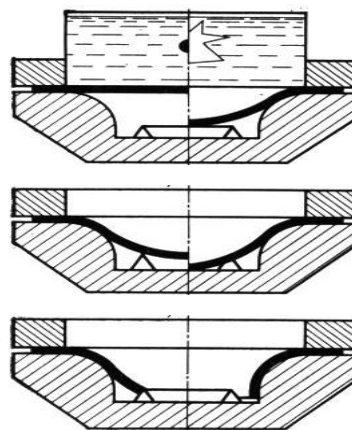


Рис. 1. Схема совмещения операций

Совмещают формоизменяющие и разделительные операции в таком штампе [2, 3], в котором силовые связи между матрицей и пуансоном исключены благодаря его размещению на амортизаторе (из резины и т.д.). Поэтому избыточная энергия заряда, действующая в зоне пробитого отверстия, не действует на матрицу.

Такое совмещение эффективно при получении (рис. 2) осесимметричных деталей из плоских заготовок (диффузоры, мембраны, диафрагмы и т.д.) и оболочковых с различными рифтами и горловинами (резервуары, бачки и т.д.).

Совмещение методов обработки направлено на реализацию преимуществ одно- и двухинструментальной схемы штамповки и исключение недостатков каждого из методов.

Взрывной штамповкой реализуют высокую точность поверхностей, сложную их форму, получают крупногабаритные детали (в т.ч. из сварных полуфабрикатов), детали с закрытыми полостями, а также детали из заготовок высокой гибкости. Для импульсных методов обработки устойчивость процессов формообразования выше, чем у статических методов.

Благодаря блокированию пуансоном перемещений заготовки в купольной части при деформировании на прессах по двухинструментальной схеме устойчивость формообразования, обусловленная сосредоточением утонений, становится выше.

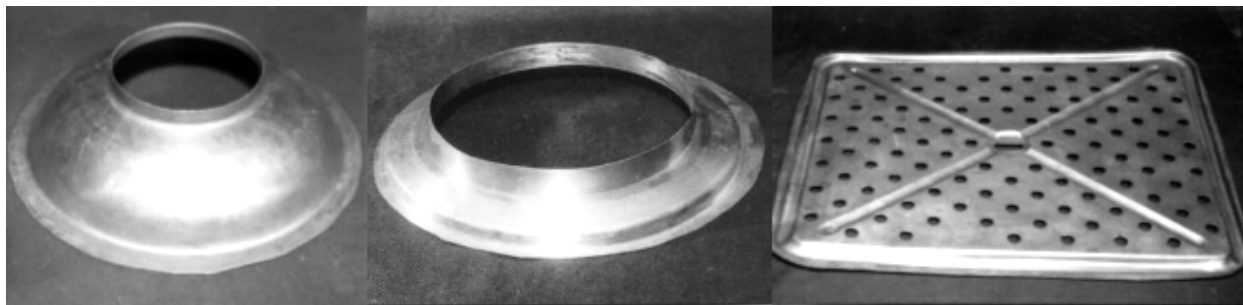


Рис. 2. Детали, полученные совмещением операций

Минимальные утонения в ней позволяют реализовать многопереходную вытяжку на нескольких матрицах с последовательным уменьшением диаметра полуфабриката и увеличением его высоты. Такую вытяжку нельзя осуществить импульсными методами.

Но блокирование пуансоном перемещений материала прижатых участков заготовки играет отрицательную роль при формовке. Пластическое течение сосредоточено в узкой зоне у ребра матрицы, ресурс пластичности в остальной части фрагмента не используется.

Поэтому процессы формовки, устойчивость формообразования при которых исследована в работе при взрывной штамповке, следует выполнять импульсными методами.

При получении высоких деталей ($H > 1,2 \div 1,4 R_0$) с дном, генеральная форма которых имеет сложные поверхности с фрагментами, образующими закрытые полости, совмещают два метода. Высокий полуфабрикат изготавливают по двухинструментальной схеме, а все сложные поверхности (в т.ч. высокой точности) – взрывом (рис. 3).

При жестком пуансоне малые радиусы ($r \approx \delta$) сопряжения в донной части деталей выполняют при малых нагрузках на матрицу; при взрывной штамповке высокие давления, потребные для оформления радиуса, действуют на большую часть матрицы, что снижает их стойкость.

Однако на свободном участке между пуансоном и матрицей устойчивость формообразования, обусловленная складкообразованием ниже, чем при взрыве.



Рис. 3. Деталь, полученная за счет использования специальных приемов



Рис. 4. Панель, изготовленная совмещением методов штамповки

Поэтому при реализации совмещения методов для деталей типа панелей (рис. 4) в начале взрывом получают генеральную форму (причем при малых толщинах материала их формуют пакетом из $3 \div 4$ штук), а затем на прессе оформляют радиусы сопряжений.

Успешная апробация этих технологий с совмещением методов (отраженная в специальных технологических приемах) подтверждает эффективность совмещения.

Необходим алгоритм проектирования на основе анализа конструктивно-технологических свойств деталей, которые нельзя изготовить без снижения показателей качества деталей ни одним методом.

Для комплексного решения проблемы получения штамповкой листовых деталей сложной конфигурации наиболее трудная задача – выбор наилучшего варианта среди альтернативных, т.е. при анализе массива деталей, которые могут изготавливаться как по одно-, так и двухинструментальной схеме.

На этом уровне проектирования необходимо исследовать свойства технологической системы (ТС) производства деталей всеми методами штамповки; ТС взрывной штамповки в нее входит как один из компонентов. Альтернативные варианты ТП получают благодаря технологическому проектированию, реализованному в этих компонентах.

Так как проектирование в них проводилось блочно, то все процедуры и алгоритмы остаются неизменными.

Согласованию должны подлежать исходные данные для проектирования ТП: параметры конструкторско-технологических свойств деталей (отраженные в их моделях) и свойства ТП, обуславливающие маршрут обработки и затраты (материальные и временные) на его реализацию; программа выпуска остается идентичной для сравниваемых вариантов.

Методика построения модели детали сложной формы базировалась на системных принципах, системно-структурном анализе и закономерностях пластического течения, т.е. она приемлема не только для взрывной штамповки, но и для других методов. Поэтому конструктивно-технологические свойства деталей будут отражены одинаковыми параметрами.

Для каждого из методов (импульсных, штамповкой резиной, жидкостью, а также штамповкой по двухинструментальной схеме) из номенклатуры листовых деталей сложной формы необходимо выделить возможную номенклатуру, например, по организационно-техническим критериям. В их качест-

ве могут быть использованы критическая для метода программа выпуска N , площадь штампуемой заготовки F или их произведение NF .

Затем из возможной номенклатуры выделяют допустимую, например, по технологическим критериям, обуславливающим возможность получения деталей: по предельному формоизменению, точности, допустимому утонению.

Эффективная номенклатура для метода определяется, например, по технико-экономическим показателям с учетом других критериев.

С учетом свойств технологической системы для получения штамповкой деталей устанавливают оптимальную номенклатуру для каждого метода в конкретных производственных условиях.

Таким образом, приоритетность альтернативного варианта будет обусловлена показателями качества: объекта преобразования (детали), процесса преобразования (ТП), средств технологического оснащения СТО (оснастки, оборудования). Показатели качества детали обусловлены ее конструкторско-технологическими свойствами, отражающими: форму, ее сложность, габариты, гибкость заготовки, точность поверхностей, отклонения от формы, а также механическими свойствами материала.

Показатели качества ТП обусловлены надежностью получаемых форм и размеров, производительностью, степенью механизации, себестоимостью, коэффициентом использования материала [5].

Показатели качества СТО обусловлены их стойкостью, стоимостью, затратами (временными, материальными), универсальностью и т.д.

Многокритериальный подход к оценке ТП предполагает наличие множества целей, что свидетельствует о неопределенности цели. Построение дерева целей (цели нулевого порядка) – первый этап функционального анализа при выборе варианта ТП.

Цель разрабатываемых ТП можно представить как функцию, которая осуществляется через штамповочные операции. В качестве основных функций рассматривают: получение деталей, соответствующую

щих ТУ; обеспечение необходимых значений показателя технического уровня процесса и т.д.

Цель нулевого уровня детализируется на последующих уровнях и расчленяется на цели, направленные на обеспечение: качества детали, технического уровня ТП, а также экономических показателей ТП.

Качество изделий на втором уровне детализации должно удовлетворять требованиям смежных участков (механообработки, сборки и т.д.), а также обеспечить потребительские свойства: форму, ее точность, шероховатость, утонение, свойства металла и т.д.

Благодаря уточнению потребительских свойств, их детализации могут быть цели и третьего ранга.

Технолог выбирает наилучший вариант ТП по набору значений критериев оценки для всех альтернативных вариантов, т.е. реализуется процедура принятия решений в условиях недостатка информации.

Выбор оптимального технологического решения относится к классу задач, характеризующихся множеством целей и множеством путей достижения этих целей.

В условиях неопределенности, являющихся следствием многокритериальной оценки ТП, выбор предпочтительного варианта сложно свести к точно поставленным задачам математического программирования. "Снимают" неопределенность за счет ввода гипотез. Формирование гипотез выполняют формализацией неформальных ситуаций. Поэтому анализ задач принятия решений в условиях неопределенности не завершается математическими методами, мнение эксперта (специалиста в предметной области) подчас решающее.

Проблема принятия решений рассматривают в теории принятия решений.

Сужают множество допустимых вариантов, используя эффективные компромиссы Парето, гарантированные оценки Гермейера, выбор решений на основе нечеткого описания.

Наиболее надежным способом сравнения вари-

антов является метод порогов несравнимости и компенсационных оценок [4].

Для выбора варианта ТП необходимо получить оценки для частных критериев ТП, агрегировать эти оценки в комплексные критерии, сформировать решающее правило выбора предпочтительного варианта. Для построения оценочных шкал для частных критериев и агрегирования их в комплексные признаки используют методы компенсации, а при выборе предпочтительной альтернативы – метод порогов несравнимости.

Такой подход к выбору предпочтительного варианта ТП приемлем для процессов штамповки; выбранный ТП – оптимальный только для конкретных условий, отраженных в системе критериев оценки процессов и мнения экспертов [5].

Применение имитационного моделирования в проектировании процессов штамповки деталей позволит оценить эффективность разработанных технологий решений, и неудачные можно исправить еще до реализации ТП, т.е. до изготовления штампа. Оно обеспечит решение задач оптимизации значений частных критериев оценки ТП; выбор оптимального варианта ТП на основе значений частных критериев оценки ТП и при различных управлениях [6, 7].

Построение имитационных моделей - процедура неформальная и имеет феноменологическую основу. В ней используют основные уравнения пластического течения металла и соответствующие граничные условия для решений.

Используемые модели характеризуются векторами входных, управляющих и выходных параметров. Входные параметры не меняются в ходе выполнения моделирования (это параметры конструктивно-технологических свойств детали).

Параметры управления – это те, которые выбирает разработчик ТП для реализации технологической задачи, т.е. параметры технологических переходов, оборудования, конструкции штампа, режимы штамповки и т.д.

Выходные параметры определяются целями проектирования и содержат несколько групп параметров оценки ТП. Это критерии, характеризующие технический уровень детали и собственно ТП.

Имитационные модели можно внедрять постепенно, используя их на первом этапе наряду с существующими методами проектирования, так как никаких принципиальных изменений сложившихся путей проектирования имитация не предусматривает. Период до их внедрения может быть использован для оценки адекватности моделей и их корректировки.

Основная цель – нахождение оптимального набора значений управляющих параметров. На компьютере получают результаты стандартных расчетов различных вариантов. Технолог по этим результатам выбирает наилучшее решение, руководствуясь правилами выбора (своими, интуитивными или сформулированными).

Рассмотренные основные направления совершенствования технологического проектирования и совмещение методов одно- и двухинструментальной штамповки позволят более эффективно решать проблему получения листовых деталей сложной пространственной конфигурации.

По результатам исследований предложено несколько схем использования импульсного процесса с вариантами специальных приемов.

Проведено математическое моделирование процесса деформирования сложных деталей авиационных двигателей. Технологический процесс разделяется на несколько этапов, а этапы рассматриваются изолированно, без учета влияния предыстории деформирования.

Метод позволяет значительно снизить максимальные деформации, что существенно при выполнении технических требований, предъявляемых к детали.

Литература

1. Пихтовников Р.В., Завьялова В.И. Штамповка листового металла взрывом. – М.: Машиностроение, 1964. – 175 с.
2. Борисевич В.К., Зорик В.Я. Совмещение методов импульсной обработки при закреплении труб в трубных досках // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: ХАИ, 2000. – Вып. 22 (5). – С. 94-02.
3. Штамповка взрывом / М.А. Анучин, О.Д. Антоненков, Ю.П. Жбанков и др. – М.: Машиностроение, 1972. – 152 с.
4. Сироджа И.Б. Структурно-аналитический метод распознавания образов с разнотипными признаками // Математические методы анализа динамических систем. – 1981. – Вып. 5. – С. 91-107.
5. Зорик В.Я., Филипповская Л.А., Третьяк В.В. Информационная технология классификационной обработки данных в проектировании техпроцессов листовой штамповки взрывом // Удосконалення процесів та обладнання обробки тиском в машинобудуванні і металургії: Тематичний збірник наукових праць. – Краматорск: Донбасская государственная машиностроительная академия, 2001. – С. 286-289.
6. Борисевич В.К., Молодых С.И. Количественный анализ областей эффективного применения импульсных методов штамповки // Технологические системы. – 2002. – С. 137-141.
7. Молодых С.И. Технологические аспекты импульсной штамповки // Авиационно-космическая техника и технология. – 1999. – № 14. – С. 68-71.

Поступила в редакцию 12.05.2008

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

УДК 621.7.04

В.К. БОРИСЕВИЧ, Ю.А. НЕВЕШКИН*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ФОРМИРОВАНИЯ ВНЕШНЕЙ НАГРУЗКИ НА ЗАГОТОВКУ ПРИ ОБЪЕМНОЙ ШТАМПОВКЕ ВЗРЫВОМ

Задача формирования внешней нагрузки подводного взрыва в ограниченном объеме жидкости еще далека от своего решения. Трудности аналитического решения этой задачи связаны с многофакторностью и многоэтапностью характера нагрузок от взрыва внутри бассейна. Практически все исследователи ограничиваются качественным рассмотрением картины на уровне предположений и экспериментальных результатов ввиду сложности построения математической модели, отражающей истинный механизм воздействия взрывного нагружения. Сделана попытка рассмотрения явлений влияющих на формирование внешней нагрузки для определения возможности управления ею. Исключая распространение волн разгрузки, имеется возможность управлять величиной внешней нагрузки в широком диапазоне.

бассейн, объемная штамповка, взрыв, ударная волна, гидропоток, газовый пузырь, отражение, схлопывание, кавитация

Введение

Ранее была показана возможность применения металлического бассейна для объемной штамповки (в том числе прессования, выдавливания и т.д.), а также оценен коэффициент полезного действия подобных установок [1, 4].

При взрыве заряда взрывчатого вещества (ВВ) внутри бассейна с водой происходят сложные явления, которые зависят от размеров бассейна, расстояния заряда от дна бассейна и свободной поверхности, а также отклонения заряда от оси бассейна.

1. Формулирование проблемы

Опыт штамповки взрывом показал, что целый ряд практических и теоретических вопросов, не решенных на сегодняшний день, не играют существенной роли при изготовлении деталей мелкими сериями. Однако при освоении серийного и крупносерийного производства эти вопросы перерастают в серьезную проблему. Таким образом, несмотря на значительные успехи в области теории и практики взрывной штамповки, ряд вопросов связанных с формированием внешней нагрузки подводного взрыва в ограниченном объеме жидкости продолжает

оставаться серьезной проблемой, требующей дальнейшего решения.

В частности, речь идет о процессе объемной штамповки.

Для определения возможности управления внешней нагрузкой от взрыва в жидкости необходимо рассмотрение всех составляющих этой нагрузки и их влияния на ее формирование.

2. Решение проблемы

Характер нагрузок внутри бассейна является многоэтапным и многофакторным [1]. На дно бассейна действует ударная волна, воздействие которой ослабляется волной разгрузки, возникающей при отражении ударной волны от свободной поверхности воды с некоторым запаздыванием. При расширении продуктов детонации ВВ на дно бассейна действует сила, значение которой зависит от глубины погружения заряда. Эта сила вначале положительна, а при перерасширении газового пузыря становится отрицательной в результате постепенного снижения давления в пузыре до нуля. Затем происходит схлопывание пузыря. В результате этого возникает интенсивная волна давления и происходит

повторное расширение пузыря. Этот процесс может повторяться многократно. Соответственно такому сложному действию внутренних сил будет осуществляться и перемещение бассейна в пространстве. Под действием ударной волны и положительной фазы давления в пузыре бассейн перемещается вниз. Это движение тормозится волной разгрузки и отрицательным давлением в пузыре. Поскольку последнее длительно во времени, его действие приводит к обратному движению бассейна. При схлопывании пузыря результирующий вектор силы направлен в сторону дна, что вызывает смещение бассейна вниз. Поскольку бассейн обладает значительной массой, его кинетическая энергия может достигать большой величины.

Рассмотренная модель нагружения является общепринятой. Практически все исследователи ограничиваются качественным рассмотрением картины на уровне предположений и экспериментальных результатов ввиду сложности построения математической модели, отражающей истинный механизм воздействия взрывного нагружения.

2.1. Составляющие внешней нагрузки. На первом этапе нагружения преобладает воздействие ударной волны. Нами рассмотрено воздействие гидротока и ударной волны, как составляющих единой волны давления, что справедливо в акустическом приближении. Выведенные выражения позволяют определить полный импульс силы прямой волны давления и саму величину ее силы [2].

Исследования воздействия волны давления на дно установки с учетом ее отражения от стенок показали, что при взрыве сферического заряда, расположенного по оси бассейна на определенном расстоянии от дна, первой достигает дна прямая волна, распространяющаяся затем от центра дна к стенке. С момента ее прихода в угол бассейна на дно начнут действовать отраженные от стенки волны, образующие первую волну нагружения, которая концентрично проходит через центр и снова достигает

стенки. Волна, отражающаяся от стенки выше по образующей бассейна, образует вторую волну нагружения, которая складывается с предыдущей. В дальнейшем этот процесс повторяется многократно.

Одной из особенностей распространения ударной волны, возникающей при взрыве заряда, находящегося на оси цилиндрического бассейна, является то, что вначале волна распространяющегося давления имеет сферическую симметрию, а после отражения от стенки на нее накладывается цилиндрическая симметрия.

Кроме того, волны отражаются также от образующегося при взрыве газового пузыря, от свободной поверхности, также происходит интерференция ударных волн.

Исследуя влияние свободной поверхности жидкости на поля давлений [3], рассмотрена сила образования кавитационных разрывов и волны разгрузки, определено давление на дно бассейна, создаваемое волной разрежения. Сделан вывод о том, что волны разгрузки значительно уменьшают результирующий импульс.

Особенности в формировании внешней нагрузки вносит и газовый пузырь. Эксперименты показали, что в нем содержится значительная доля энергии. Эти эксперименты также показали, что при наличии близко расположенных дна и свободной поверхности в течении первого периода расширения пузырь несколько всплывает, а затем быстро погружается ниже начального значения. Основное влияние стенок и дна состоит в увеличении периода колебаний пузыря.

При рассмотрении кавитационных явлений стало ясно, что предполагаемая ранее схема возникновения и развития кавитации при отражении ударной волны от свободной поверхности описывает явление лишь в самых общих чертах. В действительности кавитационный разрыв происходит не мгновенно и не по всей плоскости, а постепенно в виде отдельных пузырьков.

Заключение

Для осуществления объемной штамповки энергией взрыва необходимо увеличить по сравнению с листовой штамповкой длительность прилагаемой к заготовке нагрузки. Установлено, что в предложенных установках [5] продолжительность нагружения дна ударной волной, а следовательно и заготовки, значительно больше длительности действия собственно ударной волны, т.е. происходит «растяжка» давления во времени, что приводит к увеличению стойкости оснастки и благоприятному распределению напряжений и деформаций в заготовке.

В исследуемых установках для объемной штамповки на их донную часть, инструмент и заготовку значительное влияние оказывают отраженные от стенок емкости волны давления, зависящие от размера емкости, а также, характера развития газового пузыря, его схлопывания, кавитационных явлений, интерференции волн, в целом определяющих особенности формирования внешней нагрузки.

Расчетами подтверждено существенное влияние на процесс нагружения дна схлопывающейся газовой полости.

Распределение давления на дне носит сложный интерференционный характер. Полученные зависимости позволяют определять распределение давления в плоскости дна в любой момент времени. Но в тоже время эти зависимости, ввиду сложности происходящих процессов, неудобны для определения силы и импульса.

Исключая распространение волн разгрузки, имеется возможность управлять величиной внешней нагрузки в широком диапазоне. Расчеты кавитационных явлений, происходящих у свободной поверхности, показали, что, чем меньше кавитационная прочность жидкости, тем глубже распространяется зона кавитации, которая может достигать плоскости заряда, и тем меньше отраженная отрицательная волна разгрузки («быстрая» волна), достигающая дна. Этот момент требует дальнейших исследований.

Полученные результаты исследований могут быть использованы при организации технологических процессов объемной штамповки с целью получения максимального КПД.

Литература

1. Применение гидровзрывного оборудования для объемной штамповки / А.В. Шкалова, В.К. Борисевич, П.И. Коваленко, А.У. Соломяный // Технологические системы. – 2001. – № 5 (11). – С. 68-70.
2. Оценка силового воздействия ударной волны на дно гидробассейна в технологических установках для объемной штамповки / В.К. Борисевич, П.И. Коваленко, А.У. Соломяный, А.В. Шкалова // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка металлов давлением. – 2002. – № 11. – С. 3-7.
3. Борисевич В.К., Коваленко П.И., Шкалова А.В. Оценка влияния свободной поверхности на параметры нагружения дна в гидровзрывных установках // Авиационно-космическая техника и технология: – 2005. – № 7 (23). – С. 171-181.
4. Шкалова А.В. Определение КПД и других параметров штамповки взрывом по новой схеме нагружения // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка металлов давлением. – 1999. – № 11. – С. 23-24.
5. Шкалова А.В. Использование оборудования для импульсной металлообработки для объемной штамповки // Проблеми створення нових машин і технологій: Наукові праці Міжнарод. наук.-техн. конф. Кременчук (21-22 травня 2002); / Вісник Кременчуцького Державного політехнічного університету. – 2002. – Вип. 3 (14). – С.144-145.

Поступила в редакцию 13.05.2008

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

УДК 629.7.054

В.В. КАРАЧУН, В.Н. МЕЛЬНИК*Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, Украина***НЕЛИНЕЙНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ЦИКЛИЧЕСКИ ДЕФОРМИРУЕМЫХ
ОБОЛОЧЕЧНЫХ ФРАГМЕНТОВ В АКУСТИЧЕСКОЙ СРЕДЕ**

Строится аналитическая модель упруго-податливых оболочечных фрагментов двигателей, нагруженных акустическим воздействием высокой интенсивности. Оболочки приняты произвольной геометрии очертания образующей, что позволяет решать задачи упругости в самом общем виде с последующими научно обоснованными рекомендациями прогнозирования вопросов надежности и долговечности конструкции. Создается теоретический фундамент обоснованности структуры высокочастотных циклических испытаний материала в акустической среде, а также очерчивается степень соответствия стендовых испытаний и натурного функционирования.

координатные функции, оболочка, циклическое нагружение, акустическая среда, проникающее акустическое излучение, плоскость шпангоута, параллель, протяженность

Введение

Постановка проблемы и ее связь с научно-техническими задачами. Несмотря на определенную специфику высокочастотных нагрузок на механические конструкции, усталостные явления, проявляющиеся в деформируемом материале при достаточно большой величине и длительности внешних возмущающих воздействий, строго говоря, такие же, как и при низкочастотном деформировании. Однако в количественном отношении характеристики усталостной прочности, определяемые при разных частотах нагружения, могут в той или иной мере отличаться. Поэтому, для получения достоверных данных о сопротивлении конструкционных материалов высокочастотным нагрузкам поверочные стендовые испытания должны также проводиться на высоких частотах, близких к натурным значениям. Таким образом, существует практическая необходимость совершенствования методики высокочастотных усталостных испытаний.

С другой стороны, использование высокочастотного циклического нагружения как средства ускоренных усталостных испытаний механических конструкций является актуальным и экономически обоснованным. Так, проведение испытаний на час-

тотах 10 – 20 кГц в несколько раз сокращает время наработки заданного количества циклов нагрузки. На основе высокочастотного циклического нагружения могут быть созданы в достаточной степени обоснованные достоверные методы усталостных испытаний. При изучении частотной зависимости усталости можно принять традиционное разбиение всего частотного диапазона механических колебаний на инфразвуковой, звуковой и ультразвуковой.

В сформулированном аспекте прикладного значения изучаемой проблемы, трудно переоценить решение вопросов усталости механических конструкций авиационных двигателей, работающих в акустических полях высокой интенсивности и широкого частотного диапазона.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач. Упруго-податливое состояние оболочек вращения, в частности, тонких оболочек изучалось целым рядом известных ученых – А.Н. Гузем, А.Л. Гольденвейзером, К.Ф. Черных, В.В. Новожиловым, Е.Л. Шендеровым, В.З. Власовым и другими. Строились математические модели, затем упрощались применительно к решаемым задачам.

Во избежание неправомерных упрощений расчетных моделей дифференциальные уравнения обо-

лочечных фрагментов двигателей целесообразно составлять для произвольного очертания линии меридиана с последующей корректировкой для частных случаев [1]. В той же степени это относится к акустическому нагружению: отдельно рассматриваются осесимметричное, антисимметричное и циклическое нагружение. Последнему, в рамках линейной теории, посвящен данный материал.

Постановка задачи данного исследования. В акустических средах оболочечные фрагменты двигателей совершают нелинейные колебания, анализ и определение структуры которых крайне важны для объективной оценки надежности и долговечности конструкции в целом. Поэтому аналитическое описание состояния поверхности при акустическом нагружении представляет не только чисто теоретический интерес, но может служить на будущее теоретическим базисом прогнозирования возможных отклонений от паспортных значений.

С другой стороны, математическое описание природы явления поможет выбрать эффективные методы и средства звукоизоляции.

Изложение основного материала с обоснованием полученных научных результатов

Уравнения оболочки вращения в перемещениях представим в виде [2, 3]:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 U_z}{\partial z^2} - a_1(2z-1) \frac{\partial U_z}{\partial z} - a_2 U_z + \\ & + a_3 \frac{\partial^2 U_\varphi}{\partial z \partial \varphi} - a_4 \frac{\partial W}{\partial z} = - \left[1 + \alpha_1(2z-1)^2 \right] q_1^* + \\ & + \left[1 + \alpha_1(2z-1)^2 \right] \alpha_1^* \frac{\partial^2 U_z}{\partial t^2}; \quad (1) \\ & \frac{\partial^2 U_\varphi}{\partial \varphi^2} + b_1 \left[1 - \beta_1(2z-1)^2 \right] \frac{\partial^2 U_z}{\partial z \partial \varphi} - b_2 \times \\ & \times \left[1 - 2\beta_1(2z-1)^2 \right] \frac{\partial^2 U_\varphi}{\partial z^2} - b_3(2z-1) \frac{\partial U_\varphi}{\partial z} - \\ & - b_4(2z-1) \frac{\partial U_z}{\partial \varphi} + b_5 U_\varphi - b_6 \frac{\partial W}{\partial \varphi} = - \left[1 - \right. \end{aligned}$$

$$\left. - \beta_3(2z-1)^2 \right] q_2^* + \beta \left[1 - \beta_3(2z-1)^2 \right] \frac{\partial^2 U_\varphi}{\partial t^2}; \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & \left[-1 + \beta_4(2z-1)^2 \right] \frac{\partial^4 W}{\partial z^4} - c_1 \frac{\partial^4 W}{\partial z^2 \partial \varphi^2} - \\ & - c_2 \frac{\partial^4 W}{\partial \varphi^4} + c_3(2z-1) \frac{\partial^3 W}{\partial z^3} - c_4 \frac{\partial^3 W}{\partial z \partial \varphi^2} + \\ & + c_5 \frac{\partial^2 W}{\partial z^2} - c_6 \frac{\partial^2 W}{\partial \varphi^2} - c_7(2z-1) \frac{\partial W}{\partial z} - \\ & - c_8 \frac{\partial^3 U_\varphi}{\partial \varphi^3} - c_9 \frac{\partial^3 U_\varphi}{\partial z^2 \partial \varphi} - c_{10} \frac{\partial^3 U_z}{\partial z \partial \varphi^2} + \\ & + c_{11}(2z-1) \frac{\partial^2 U_z}{\partial z^2} + c_{12}(2z-1) \frac{\partial^2 U_\varphi}{\partial z \partial \varphi} + \\ & + c_{13} \frac{\partial U_z}{\partial z} + c_{14} \frac{\partial U_\varphi}{\partial \varphi} - c_{15}(2z-1) U_z = \\ & = \left[1 - \beta_5(2z-1) \right] q_3^* + \gamma^* \left[1 - \beta_5(2z-1) \right] \frac{\partial^2 W}{\partial t^2}, \quad (3) \end{aligned}$$

где U_z , U_φ , W – упругие перемещения поверхности вдоль протяженности оболочки (по координате z), вдоль параллели (по координате φ), в плоскости шпангоута соответственно;

q^* – внешнее возмущающее воздействие.

Если внешние воздействия представить в форме

$$\begin{aligned} q_i^* = q_i^*(t, z, \varphi) = \sum_{k=0}^{\infty} \left[q_{i,k}^{(1)}(t, z) \cos k\varphi + \right. \\ \left. + q_{i,k}^{(2)}(t, z) \sin k\varphi, \quad i = \overline{1,3}, \right] \quad (4) \end{aligned}$$

тогда координатные функции оболочки будут отыскиваться в виде

$$U_z = \sum_{k=0}^{\infty} \left[U_{z,k}^{(1)}(t, z) \cos k\varphi + U_{z,k}^{(2)}(t, z) \sin k\varphi \right]; \quad (5)$$

$$U_\varphi = \sum_{k=0}^{\infty} \left[U_{\varphi,k}^{(1)}(t, z) \sin k\varphi + U_{\varphi,k}^{(2)}(t, z) \cos k\varphi \right]; \quad (6)$$

$$W = \sum_{k=0}^{\infty} \left[W_k^{(1)}(t, z) \cos k\varphi + W_k^{(2)}(t, z) \sin k\varphi \right]. \quad (7)$$

Здесь параметр “ k ” очерчивает природу явления для случаев осесимметричного ($k=0$) нагружения, антисимметричного ($k=1$) и циклического ($k \geq 2$).

Группируя слагаемые с $\cos k\varphi$ и $\sin k\varphi$, диффе-

ренциальные уравнения оболочки преобразуем для $k = 2$:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 U_{z,2}^{(1)}}{\partial z^2} - a_1 (2z-1) \frac{\partial U_{z,2}^{(1)}}{\partial z} - a_2 U_{z,2}^{(1)} + \\ & + 2a_3 \frac{\partial U_{\varphi,2}^{(1)}}{\partial z} - a_4 \frac{\partial W_2^{(1)}}{\partial z} = - \left[1 + \alpha_1 (2z-1)^2 \right] \times \\ & \times q_{1,2}^{(1)}(t, z) + \alpha^{*2} \left[1 + \alpha_1 (2z-1)^2 \right] \frac{\partial^2 U_{z,2}^{(1)}}{\partial t^2}, \quad (8) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 U_{z,2}^{(2)}}{\partial z^2} - a_1 (2z-1) \frac{\partial U_{z,2}^{(2)}}{\partial z} - a_2 U_{z,2}^{(2)} - \\ & - 2a_3 \frac{\partial U_{\varphi,2}^{(2)}}{\partial z} - a_4 \frac{\partial W_2^{(2)}}{\partial z} = - \left[1 + \alpha_1 (2z-1)^2 \right] \times \\ & \times q_{1,2}^{(2)}(t, z) + \alpha^{*2} \left[1 + \alpha_1 (2z-1)^2 \right] \frac{\partial^2 U_{z,2}^{(2)}}{\partial t^2}; \quad (9) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & -b_2 \left[1 - 2\beta_1 (2z-1)^2 \right] \frac{\partial^2 U_{\varphi,2}^{(1)}}{\partial z^2} - b_3 (2z-1) \times \\ & \times \frac{\partial U_{\varphi,2}^{(1)}}{\partial z} - (2^2 - b_5) U_{\varphi,2}^{(1)} - \\ & - 2b_1 \left[1 - \beta_1 (2z-1)^2 \right] \frac{\partial U_{z,2}^{(1)}}{\partial z} + \\ & + 2b_4 (2z-1) U_{z,2}^{(1)} + 2b_6 W_2^{(1)} = \\ & = - \left[1 - \beta_3 (2z-1)^2 \right] q_{2,2}^{(2)}(z, t) + \beta^{*2} \times \\ & \times \left[1 - \beta_3 (2z-1)^2 \right] \frac{\partial^2 U_{\varphi,2}^{(1)}}{\partial t^2}; \quad (10) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & -b_2 \left[1 - 2\beta_1 (2z-1)^2 \right] \frac{\partial^2 U_{\varphi,2}^{(2)}}{\partial z^2} - b_3 (2z-1) \times \\ & \times \frac{\partial U_{\varphi,2}^{(2)}}{\partial z} - (2^2 - b_5) U_{\varphi,2}^{(2)} + 2b_1 \left[1 - \beta_1 (2z-1)^2 \right] \times \\ & \times \frac{\partial U_{z,2}^{(2)}}{\partial z} - 2b_4 (2z-1) U_{z,2}^{(2)} - 2b_6 W_2^{(2)} = \\ & = - \left[1 - \beta_3 (2z-1)^2 \right] q_{2,2}^{(1)}(z, t) + \beta^{*2} \times \end{aligned}$$

$$\times \left[1 - \beta_3 (2z-1)^2 \right] \frac{\partial^2 U_{\varphi,2}^{(2)}}{\partial t^2}; \quad (11)$$

$$\left[-1 + \beta_4 (2z-1)^2 \right] \frac{\partial^4 W_2^{(1)}}{\partial z^4} + 2^2 c_1 \frac{\partial^2 W_2^{(1)}}{\partial z^2} -$$

$$\begin{aligned} & -2^4 c_2 W_2^{(1)} + c_3 (2z-1) \frac{\partial^3 W_2^{(1)}}{\partial z^3} + c_4 2^2 \frac{\partial W_2^{(1)}}{\partial z} + \\ & + c_5 \frac{\partial^2 W_2^{(1)}}{\partial z^2} + 2^2 c_6 W_2^{(1)} - c_7 (2z-1) \frac{\partial W_2^{(1)}}{\partial z} + \\ & + 2^3 c_8 U_{\varphi,2}^{(1)} - 2c_9 \frac{\partial^2 U_{\varphi,2}^{(1)}}{\partial z^2} + 2^2 c_{10} \frac{\partial U_{z,2}^{(1)}}{\partial z} + \\ & + c_{11} (2z-1) \frac{\partial^2 U_{z,2}^{(1)}}{\partial z^2} + 2c_{12} (2z-1) \frac{\partial^2 U_{\varphi,2}^{(1)}}{\partial z} + \\ & + c_{13} \frac{\partial U_{z,2}^{(1)}}{\partial z} + 2c_{14} U_{\varphi,2}^{(1)} - c_{15} (2z-1) U_{z,2}^{(1)} = \\ & = \left[1 - \beta_5 (2z-1) \right] q_{3,2}^{(1)}(z, t) + \gamma^{*2} \times \\ & \times \left[1 - \beta_5 (2z-1) \right] \frac{\partial^2 W_2^{(1)}}{\partial t^2}; \quad (12) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \left[-1 + \beta_4 (2z-1)^2 \right] \frac{\partial^4 W_2^{(2)}}{\partial z^4} + 2^2 c_1 \frac{\partial^2 W_2^{(2)}}{\partial z^2} - \\ & - 2^4 c_2 W_2^{(2)} + c_3 (2z-1) \frac{\partial^3 W_2^{(2)}}{\partial z^3} + 2^2 c_4 \frac{\partial W_2^{(2)}}{\partial z} + \\ & + c_5 \frac{\partial^2 W_2^{(2)}}{\partial z^2} + 2^2 c_6 W_2^{(2)} - c_7 (2z-1) \frac{\partial W_2^{(2)}}{\partial z} - \\ & - 2^3 c_8 U_{\varphi,2}^{(2)} + 2c_9 \frac{\partial^2 U_{\varphi,2}^{(2)}}{\partial z^2} + 2^2 c_{10} \frac{\partial U_{z,2}^{(2)}}{\partial z} + \\ & + c_{11} (2z-1) \frac{\partial^2 U_{z,2}^{(2)}}{\partial z^2} - 2(2z-1) c_{12} \frac{\partial U_{\varphi,2}^{(2)}}{\partial z} + \\ & + c_{13} \frac{\partial U_{z,2}^{(2)}}{\partial z} - 2c_{14} U_{\varphi,2}^{(2)} - c_{15} (2z-1) U_{z,2}^{(2)} = \\ & = \left[1 - \beta_5 (2z-1) \right] q_{3,2}^{(2)} + \gamma^{*2} \left[1 - \beta_5 (2z-1) \right] \times \\ & \times \frac{\partial^2 W_2^{(2)}}{\partial t^2}. \quad (13) \end{aligned}$$

С учетом сказанного, соотношения (5) – (7) окончательно примут вид:

$$\begin{aligned} & U_z = \\ & = \sum_{k=0}^{\infty} \left[U_{z,2}^{(1)}(t, z) \cos 2\varphi + U_{z,2}^{(2)}(t, z) \sin 2\varphi \right]; \quad (14) \end{aligned}$$

$$U_{\varphi} = \sum_{k=0}^{\infty} \left[U_{\varphi,2}^{(1)}(t, z) \sin 2\varphi + U_{\varphi,2}^{(2)}(t, z) \cos 2\varphi \right]; \quad (15)$$

$$W = \sum_{k=0}^{\infty} \left[W_2^{(1)}(t, z) \cos 2\varphi + W_2^{(2)}(t, z) \sin 2\varphi \right]. \quad (16)$$

Введя для этих выражений аппроксимации:

$$U_{z,2}^{(s)} = \sum_{j=0}^{\infty} A_{z,j}^{(s2)}(t) U_{z,j}^{*(s2)}(z); \quad (17)$$

$$U_{\varphi,2}^{(s)} = \sum_{j=0}^{\infty} B_{\varphi,j}^{(s2)}(t) U_{\varphi,j}^{*(s2)}(z); \quad (18)$$

$$W_2^{(s)} = \sum_{j=0}^{\infty} C_j^{(s2)}(t) W_j^{*(s2)}(z), \quad (19)$$

а также корректирующие функции Кравчука для обеспечения выполнения граничных условий:

$$\left. \begin{aligned} U_{z,j}^{*(s2)}(z) &= z^{m_1} (1-z)^{n_1} U_{z,j}^{(s2)}(z); \\ U_{\varphi,j}^{*(s2)}(z) &= z^{m_2} (1-z)^{n_2} U_{\varphi,j}^{(s2)}(z); \\ W_j^{*(s2)}(z) &= z^{m_3} (1-z)^{n_3} W_j^{(s2)}(z), \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

окончательно определяем координатные функции оболочки.

Выводы и перспективы дальнейших исследований в данном направлении

Полученные аналитические структуры координатных функций оболочечных фрагментов конструкций (либо других конфигураций, расчетные модели которых могут быть построены в виде оболочки вращения) дают возможность оценить степень

влияния внешних возмущающих воздействий различной физической природы на упругие перемещения элементов поверхности не только качественно, но и количественно. Общая постановка рассматриваемых задач предоставляет широкие возможности анализа, в частности, изучения особенностей характера интенсивности воздействия и граничных условий.

Перспективными исследованиями данной проблемы следует признать выяснение степени соответствия аналитических выводов и стендовых испытаний, а также механизма усталостных явлений материала оболочек при высокочастотных циклических нагружениях конструкции. Это позволит четче очертить круг экспериментальных и поверочных мероприятий.

Литература

1. Черных К.Ф. Линейная теория оболочек.: В. 2-х ч. – Л.: Ленинградский ун-т, 1962. – Ч. 1. – 273 с.; Ч. 2. – 395 с.
2. Мельник В.М., Карачун В.В. Шуми і вібрація. Збурюючі чинники та їх характеристики: Навч. посібник. – К.: Техніка, 2008. – 352 с.
3. Лейбензон Л.С. Курс теории упругости. – М.: Гостехиздат, 1947. – 439 с.

Поступила в редакцию 6.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Л.М. Рыжков, Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев.

УДК 536.5.08

Г.Д. СИМБИРСКИЙ¹, А.А. ЗАВАЛИЙ³, Д.Ф. СИМБИРСКИЙ², А.И. СКРИПКА²¹Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Украина²Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина³Крымский государственный аграрный университет, Украина

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ В ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ГАЗОВЫХ ПОТОКАХ

Приведены контактный метод измерения высоких температур газовых потоков и результаты его практического применения при исследованиях температурных полей продуктов сгорания керосина в диапазоне до 2100 °С. Метод заключается в расчете (восстановлении) значения температуры газа на входе в интенсивно охлаждаемый канал по непосредственно измеряемым температурам газового потока в двух сечениях канала и температуре стенки. Метод реализован в виде интеллектуальной измерительной системы, адаптируемой к условиям измерений. Приводятся результаты успешного его применения при стендовых испытаниях экспериментальных кольцевых камер сгорания и двух типов газовых горелок, в том числе для сверхзвукового резака.

измерительная система, камера сгорания, горелка, поля, высокая температура, адаптация, редукция

Введение

При экспериментальных исследованиях и испытаниях различных теплоэнергетических устройств возникает необходимость в высокоточных (с погрешностью не более 1 – 1,5%) и малоинерционных измерениях локальных температур газовых потоков в диапазоне температур до 2000 – 2500К с достаточными надежностью и ресурсом. Известные высокотемпературные проволоочные термопреобразователи (термопары) не удовлетворяют указанным требованиям как по уровню погрешностей, так и по термостойкости (ресурсу).

Одним из перспективных для решения таких задач является метод редукционного проточного термопреобразователя (РПТ), предложенный в [1] для измерений в топках. Он заключается в восстановлении значений температуры газа на входе в интенсивно охлаждаемый канал по непосредственно измеряемым температурам T_1 и T_2 двух первичных термопреобразователей (ТП), установленных в сечениях X_1 и X_2 канала (рис. 1), и по температуре стенки $T_{ст}$. Приняв $\vartheta_2 = T_2 - T_{ст}$, $\vartheta_1 = T_1 - T_{ст}$ и

$\vartheta_2 = T_2 - T_{ст}$, в соответствии с известной моделью теплопереноса на начальном участке цилиндрического канала диаметром d , в [1] было получено следующее уравнение измерения метода:

$$\vartheta_2 = \vartheta_1 (\vartheta_1 / \vartheta_2)^A, \quad (1)$$

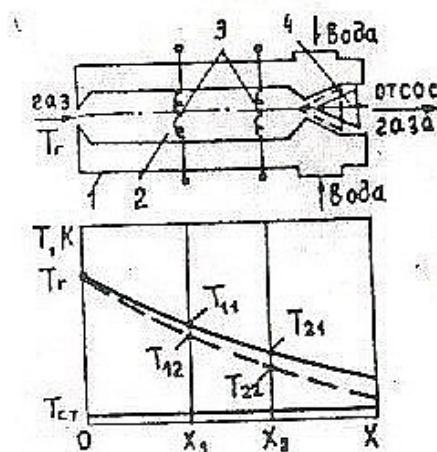


Рис. 1. Принципиальная схема РПТ:

1 – охлаждаемый корпус; 2 – измерительный канал;
3 – первичные ТП; 4 – вариатор скорости

где $A = \left(\int_0^{x_1} St(x) dx \right) / \left(\int_{x_1}^{x_2} St(x) dx \right)$ – коэффициент

преобразования РПТ; $St(x) = \alpha(x) / \rho W C_p$ – критерий

Стантона; $\alpha(x)$ – коэффициент теплоотдачи от газа к стенке канала; ρ , W и C_p – плотность, скорость и удельная теплоемкость газа в канале.

В [1] предполагалось $St(x) = \text{const}$. Тогда $A = X_1 / (X_2 - X_1)$, что существенно упрощает уравнение (1), однако приводит к возникновению значительной погрешности $\delta \vartheta_z$, достигающей 3 – 4%. В связи с изложенным в [2 – 3] был предложен и практически реализован метод определения коэффициента преобразования A непосредственно в условиях конкретного эксперимента, т.е. адаптации РПТ к указанным условиям.

Настоящая работа посвящена дальнейшему развитию метода адаптации РПТ и его практическому применению при исследованиях температурных полей в потоках продуктов сгорания керосина.

1. Метод адаптивного РПТ (АРПТ)

Относительная систематическая погрешность $\delta \vartheta_z$ расчета искомой температуры ϑ_z по формуле (1) при условии равенства относительных погрешностей измерения температур ϑ_1 и ϑ_2 ($\delta \vartheta_1 = \delta \vartheta_2$) равна

$$\delta \vartheta_z = \delta \vartheta + A \ln(\delta \vartheta_1 / \delta \vartheta_2) \delta A. \quad (2)$$

Исходя из формулы (2), при реализации метода необходимо минимизировать основные составляющие погрешности РПТ – $\delta \vartheta$ и δA . Для уменьшения первой в показания ТП вносятся поправки на их лучистый теплообмен со стенкой, учитывающие степень черноты ε и коэффициент теплоотдачи α на поверхности ТП [2]. Трудно устранимой особенностью является существенная зависимость A от особенностей течения, характера и величины турбулентности и теплообмена потока со стенками канала в изменяющихся реальных условиях, что не позволило в [1] достичь величин δA ниже 0,10 – 0,15. Кроме того, значительные влияния на увеличение погрешности оказывают стохастический характер T_z и шумов в показаниях первичных ТП.

Авторами [2, 3] был предложен метод адаптации РПТ, который заключается в прямом определении коэффициента преобразования A непосредственно в процессе измерений. Он реализуется путем вариации (изменения) скорости в канале от ее значения W_1 до W_2 за счет изменения площади проходного сечения канала на его выходе (рис. 1). Из системы двух уравнений (1) для двух значений скорости определяется A по формуле

$$A = [\ln(\vartheta_{22} / \vartheta_{21}) / \ln(\vartheta_{12} / \vartheta_{11}) - 1]^{-1}, \quad (3)$$

где ϑ_{11} и ϑ_{21} – температуры первичных ТП при скорости W_1 ; ϑ_{12} и ϑ_{22} – то же при скорости W_2 .

Такой РПТ назван адаптивным (АРПТ). Вариантные расчеты показали, что адаптацией можно снизить погрешность $\delta \vartheta_z$ до уровня 1%. Основным при этом является выбор оптимальной глубины вариации скорости. Для повышения точности адаптации вариации скорости в канале должны быть минимальными, что приводит к неустойчивости вычислений по формуле (4). Выходом является использование методов параметрической идентификации, в частности, алгоритма оптимального дискретного фильтра Калмана (ФК). Методом численного эксперимента на ЭВМ был выполнен значительный объем исследований сходимости ФК. Их анализ показал устойчивую сходимость процедуры адаптации с погрешностью не более 0,2%.

Для практического применения метода были разработаны, изготовлены и испытаны различные модификации АРПТ, реализующие принципиальную схему (рис. 1). Конструкция и основные характеристики некоторых из них приведены ниже.

2. Конструкция АРПТ

В экспериментальных исследованиях участвовали две модификации АРПТ. В модели АРПТ-05 (рис. 2) реализован измерительный канал с внутренним диаметром d от 4 до 10 мм и с двумя первичными ТП и термопарой для измерения температуры

стенки: все из хромель-алюмеля (ХА) и диаметром 0,2 мм. Две модификации АРПТ-05, отличающиеся размерами, приведены на рис. 2.

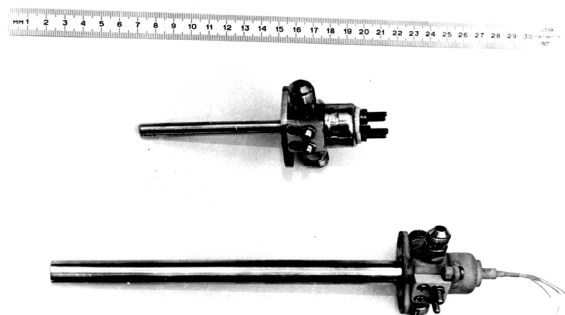


Рис. 2. Общий вид АРПТ-05 (две модификации)

Модели АРПТ-04 используют измерительные каналы двух типов. Один из них (рис. 3) препарирован двумя термопарами ПР30/6 диаметром 0,2 мм, сваренными встык и имеющими форму спирали (для уменьшения отвода тепла в стенку). Второй канал АРПТ-04 препарирован аналогично первому, но термопарами ХА.

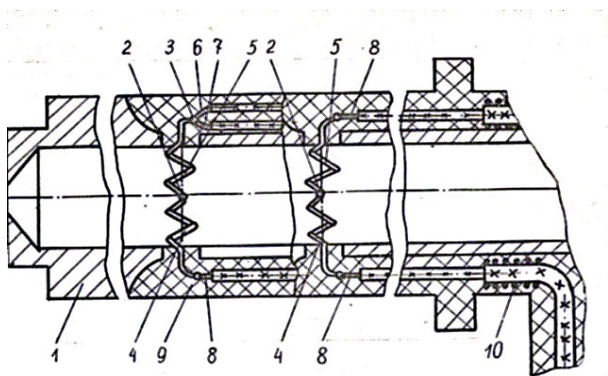


Рис. 3. Конструкция измерительного канала АРПТ-04: 1 – измерительный канал;

2 – первичные ТП; 3 – ТП для измерения T_{cm} ;
4, 5 – платинородиевые термоэлектроды;
6, 7 – алюмельовый и хромельовый термоэлектроды;
8 – алюмельовые провода; 9 – клей ЭКФ; 10 – нить

В АРПТ-04 ось измерительного канала и его входного отверстия совпадает с направлением потока, а в АРПТ-05 – перпендикулярно ему. При необходимости в АРПТ предусмотрен отсос газа с помощью эжектирующего устройства. Для контроля температуры газа в области его входа в АРПТ нами использовались два термопреобразователя:

1) в диапазоне до 1600 °С – платинородиевая термопара диаметром 0,05мм, размещенная в камере торможения из фольги;

2) в диапазоне до 2200 °С – иридий-родиевая термопара диаметром 0,2 мм в керамической камере торможения разработки ЦИАМ.

Их расчетные методические погрешности находились в пределах 50 – 80К.

3. Испытания АРПТ на высокотемпературном стенде

Экспериментальные исследования и испытания-метода адаптации АРПТ проведены на высокотемпературном стенде ВТС-2, который является генератором потока продуктов сгорания керосина с температурами от 1900 до 2300К, скоростями от 300 до 750 м/с и высокой степенью турбулентности. В его входной области размещено сопло Лавала для получения сверхзвукового течения. АРПТ устанавливался на удалении 100 – 300 мм от среза сопла.

Был проведен значительный объем исследований по проверке как предложенных методов адаптации АРПТ, так и используемого при этом алгоритма ФК. В качестве иллюстрации на рис. 4 показан механизм адаптации АРПТ-04 с термопарами ХА, при которой температура газа составила 1536 °С при $A = 2,18$.

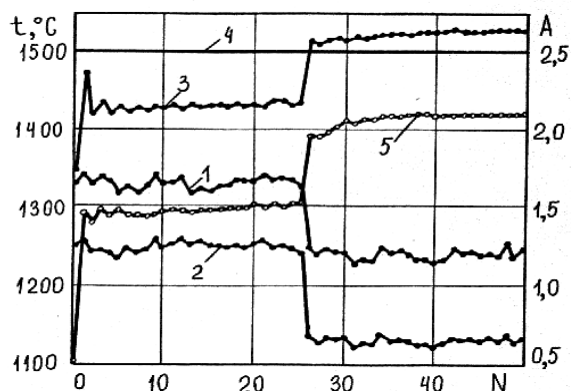


Рис. 4. Механизм адаптации АРПТ-04 с измерением T_2 и A :

1 – T_1 ; 2 – T_2 ; 3 – движение оценок T_2 ;
4 – контрольное значение T_2 ;
5 – движение оценок A

4. Динамические характеристики и полная адаптация АРПТ

Были выполнены как теоретические, так и экспериментальные исследования динамических свойств АРПТ при допущениях, что его первичные ТП находятся в условиях конвективно-лучистого теплообмена, а теплопроводностью по их термоэлектродам в стенку можно пренебречь. В целом, инерционность АРПТ определяется инерционностью ТП, постоянные времени которых находятся в пределах 0,1 – 0,2 с. Для ее уменьшения методами аналоговой или цифровой коррекции необходимо иметь значения коэффициента теплоотдачи α и степени черноты ϵ поверхности ТП в условиях измерений. Нами предложен метод их расчетного определения по реакции ТП на ступенчатое изменение скорости потока в канале. Исследования сходимости предложенной процедуры, в которой также используется алгоритм ФК, выполнены как путем численного эксперимента, так и на высокотемпературном газодинамическом стенде. Они показали, что погрешности определения искомых параметров α и ϵ при всех условиях не превышали 2 – 5%.

Эта процедура названа *динамической адаптацией* АРПТ к условиям измерений. Зная α и ϵ , известными методами можно существенно уменьшить динамические погрешности измерений. Кроме того, значения α и ϵ позволяют с большей точностью вычислять поправки на лучистый теплообмен ТП со стенкой при использовании формулы (3) и описанных выше процедурах адаптации. Поэтому совместное проведение процедур адаптации и динамической адаптации можно назвать *полной адаптацией* РПТ, которая может выполняться при каждом измерении в автоматическом режиме.

5. Исследование полей температур экспериментальной высокотемпературной камеры сгорания и газового резака

Поток продуктов сгорания керосина в экспериментальной кольцевой камере сгорания (КС) ГТД

характеризуется температурой до 2300К, скоростью до 1,5 М и давлением до 0,5 МПа. В штатной системе КС используется пятиточечная охлаждаемая гребенка платина-платинородиевых термопар диаметром 0,5 мм, расположенных в керамических камерах торможения. Недостатком указанной гребенки является ограничение измеряемых температур газа во всем рабочем диапазоне КС, а также значительный уровень методических погрешностей термопар, которые для расчетных параметров КС могут достигать 80 – 100К. Кроме того, при температурах близких к 1600 °С и выше гребенка характеризуется неудовлетворительным ресурсом, а применение термопар из дефицитных и дорогостоящих металлов и малый их ресурс обуславливают высокую стоимость измерений. Результатом этого явилось обращение к АРПТ. В частности, нами использовались АРПТ-05, препарированные термопарами ХА диаметром 0,2 мм. По изложенной выше методике был проведен значительный объем всесторонних исследований как КС, так и условий адаптации АРПТ и оценок точности определения величин T_2 и A .

В качестве иллюстрации на рис. 6 приведено круговое распределение температуры, полученное для одного оборота турели.

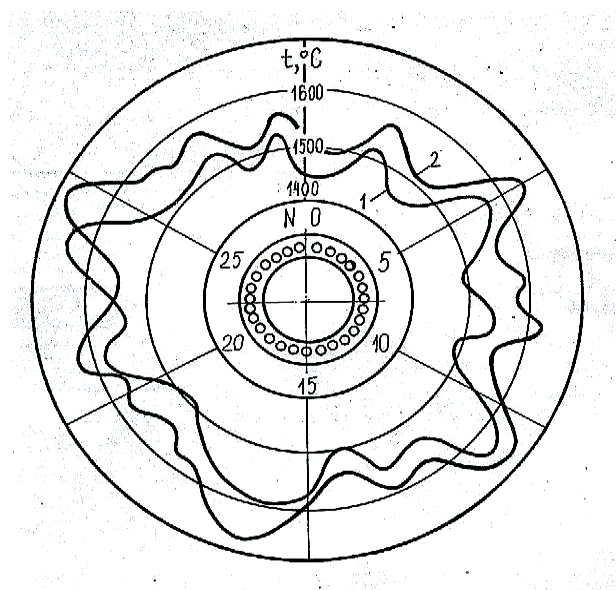


Рис. 5. Распределение локальной температуры в точках кольцевой КС по углу поворота турели

В целом, в результате испытаний получены поля температур в выходном сечении КС, а АРПТ – с первичными ТП типа ХА экспериментально подтвердил свою работоспособность при температурах газа до 1700 °С с погрешностями не выше 1% и приемлемым быстродействием.

Также были выполнены исследования распределения температур по оси высокотемпературной (до 2100 °С) и высоконапорной струи *газового резака*, разработанного на кафедре 401 «ХАИ». Струя характеризуется температурой до 2100 °С, скоростью до 1,2 М, давлением до 0,12 МПа и представляет собой поток продуктов сгорания смеси керосин-воздух диаметром 120 – 140 мм.

Целью исследования, помимо проверки работоспособности АРПТ, являлось изучение распределения температуры газа по оси выходной струи резака, представляющего существенный интерес для разработчиков. Измерения проводились с помощью АРПТ-04 и контрольной иридий-родиевой термопары последовательно по длине струи по изложенной выше методике адаптации. В качестве примера результаты одного из опытов приведены на рис. 6.

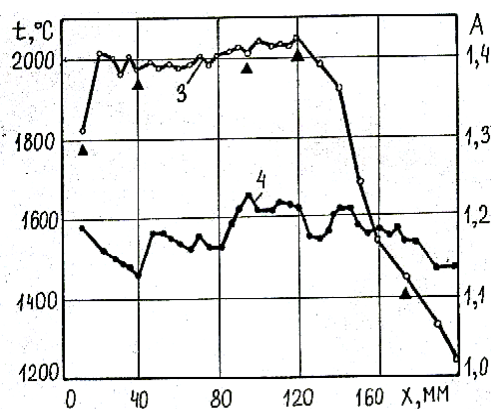


Рис. 6. Распределение температур по оси выходной струи газового резака

В целом, были получены данные о распределении температуры по оси струи газового резака на различных режимах его работы и подтверждена работоспособность АРПТ в высоконапорных потоках с температурой до 2100 °С.

Заключение

Таким образом, экспериментально проверен метод АРПТ для измерения высоких локальных температур торможения в высокоскоростных потоках продуктов сгорания керосина – до 2200К и различных уровнях турбулентности. Подтверждено, что точность превышает возможности известных контактных методов.

Кроме того, в нем до температур 1600 – 1700 °С используются хромель-алюмелевые термопары вместо термопар из металлов и сплавов платиновой группы. АРПТ, благодаря редукции температур, обладают значительными ресурсами.

АРПТ были также успешно применены при исследованиях температурных полей в теплоэнергетических топках, при измерениях в металлургических печах и ряде других случаев

Литература

1. Петашвили О.М., Цибиногин О.Г. Исследование погрешностей измерения температуры отсечными термоэлектрическими термометрами в топках паровых котлов // Теплоэнергетика. – 1981. – № 4. – С. 44-45.
2. Завалий А.А., Симбирский Д.Ф. Система для измерения высоких стационарных и медленно меняющихся температур газовых потоков // Измерительная техника. – 1994. – № 5. – С. 39-42.
3. Метод измерения высоких (до 2500К) быстроизменяющихся температур рабочих сред в тепловых двигателях / А.А. Завалий, Д.Ф. Симбирский, Ю.Р. Токарев, Г.Д. Симбирский // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: ХАИ, 1998. – Вып. 5 (тематический). – С. 432-485.

Поступила в редакцию 10.04.2008

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

УДК 621.452.3.02:004.9:519.876.5

А.А. ОЛЕЙНИК

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

ПРИМЕНЕНИЕ АДАПТИВНЫХ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ КОНТРОЛЯ СИСТЕМ ГТД

Рассмотрены проблемы применения моделей нормального состояния при диагностировании систем ГТД. Приведены примеры снижения достоверности диагностирования в результате невозможности выполнения полной идентификации контролируемых технических объектов с использованием доступных эксплуатационных данных. Показана возможность и общие закономерности декомпозиции моделей нормального состояния на компоненты, оценивание параметров которых может выполняться отдельно, т.е. получения адаптивных многокомпонентных моделей. Приведены примеры их применения для преодоления указанных недостатков традиционных моделей нормального состояния.

адаптивная многокомпонентная модель, ГТД, идентификация, модель нормального состояния, программный синтез, структурно-параметрическая идентификация

Введение

Важным элементом современных стратегий эксплуатации ГТД является применение систем автоматизированного диагностирования для контроля технического состояния двигателя с использованием математических моделей нормального состояния систем ГТД.

Системы ГТД (проточная часть, системы смазки и суфлирования, подачи топлива, управления, механизации и др.) как сложные технические объекты обладают высокой индивидуальностью характеристик, что обуславливает применение методов параметрической идентификации для определения индивидуальных значений параметров моделей нормального состояния по измерениям параметров экземпляра технического объекта в период заведомо исправного функционирования.

Как правило, в системах диагностирования применяются упрощенные модели нормального состояния, описывающие зависимость контролируемых показателей технического объекта от влияющих факторов в виде статистических характеристик, применяемых, как правило, на установившихся режимах работы технического объекта:

$$y = f(\mathbf{x}, \mathbf{\theta}), \quad (1)$$

где y – контролируемый показатель (зависимая переменная модели);

f – структура модели нормального состояния;

$\mathbf{x}$ – вектор влияющих факторов;

$\mathbf{\theta}$ – вектор параметров модели.

1. Формулирование проблемы

Однако при разработке и применении моделей нормального состояния зачастую возникает проблема несоответствия доступных исходных данных требованиям оптимального планирования эксперимента. Некоторые факторы, например климатические, в период заведомо исправного функционирования изменяются недостаточно для достоверного определения параметров модели, описывающих их влияние. В то же время проведение специальных испытаний ГТД и его систем для формирования моделей нормального состояния в условиях эксплуатации весьма затруднительно. Эта проблема хорошо рассмотрена в [1], где даются некоторые рекомендации по ее преодолению, однако не позволяющие решать проблему в целом.

1.1. Модели систем ГТД. Описанную проблему удобно рассмотреть на примерах моделей нормального состояния систем ГТД.



Рис. 1. Модель проточной части ГТД с учетом влияния отборов воздуха из компрессора

На рис. 1 приведена контролируемая характеристика проточной части ГТД. Как правило, эти характеристики существенно изменяются при включении отборов воздуха из компрессора на нужды противообледенительной системы или для питания бортовых систем самолета. Для определения параметров модели проточной части ГТД, включающей поправку на влияние отбора воздуха из компрессора, требуются измерения параметров двигателя как с включенным, так и с выключенным отбором. Но поскольку в условиях эксплуатации наземного ГТД противообледенительная система включается автоматически в зависимости от температуры атмосферного воздуха, то в течение периода заведомо исправного функционирования она обычно находится только в одном состоянии – зимой включена, летом выключена. Поэтому измерения, собранные в летний период не позволяют определить параметры поправки на влияние отбора воздуха, а собранные в зимний – также и параметры основной характеристики. Таким образом, для полного определения параметров модели необходимо дожидаться изменения климатических условий, которое приведет к изменению состояния отбора воздуха из компрессора. В течение этого периода проточная часть двигателя не будет контролироваться системой диагностирования.

Сходные проблемы возникают при определении параметров модели программы регулирования ГТД на высоких режимах работы, для которых существу-

ет вероятность выхода двигателя на ограничения. Так двигатель Д-18Т, программа регулирования которого показана на рис. 2, в летний период выходит на ограничение по температуре газов при работе на взлетном режиме. Поэтому регистрируемые на этом режиме значения регулируемого параметра не пригодны для оценки высоты площадки взлетного режима (правый участок кривой на рис. 2). В зимний период на взлетном режиме возможен выход на ограничение по частоте вращения ротора. Аналогично приведенному выше примеру модели проточной части для полной идентификации программы регулирования по эксплуатационным данным необходимо дожидаться такого изменения климатических условий, при котором двигатель на взлетном режиме не будет выходить на ограничение, причем все это время контроль программы регулирования осуществляться не будет.

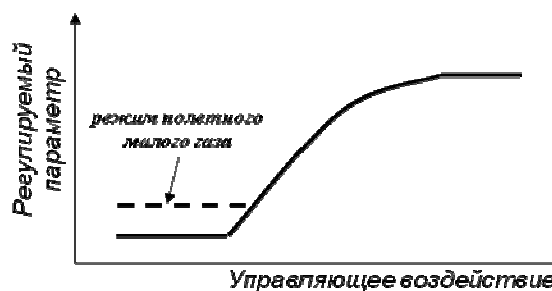


Рис. 2. Модель программы регулирования ГТД.

Для контроля вибрационного состояния при использовании низкочастотных датчиков вибрации зачастую применяются модели предельных уровней вибрации (рис. 3), т.к. применение аналитической модели в данном случае невозможно. Предельные уровни определяются для характерных этапов полета (взлет, набор высоты, полет на эшелоне, снижение и т.д.) по результатам измерения уровней вибрации на этих режимах в период заведомо исправного функционирования, при этом требуется накопление заданного количества измерений для каждого контролируемого этапа полета. Однако продолжительность работы двигателя на каждом этапе суще-

ственно различается, а также зависит от выполняемых полетных заданий. Поэтому необходимость накопления достаточного количества измерений на некоторых непродолжительных или редких этапах полета может задерживать начало диагностического контроля.

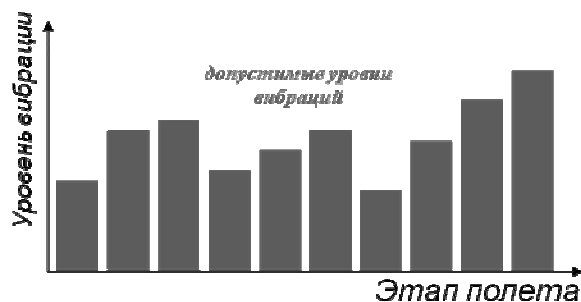


Рис. 3. Модель предельных уровней вибрации ротора ГТД

1.2. Пути решения проблемы. Методы оценивания параметров, применяемые для параметрической идентификации (определения параметров модели) контролируемых систем ГТД предполагают одновременное определение всех параметров модели. Если доступные исходные данные недостаточны для достоверного определения значения хотя бы одного из параметров, это приводит к невозможности выполнения идентификации, либо к определению этого параметра с грубой ошибкой. В тоже время, уточнение модели по вновь поступившим измерениям, приводит к изменению значений всех параметров модели, а не только тех, которые не могли быть определены ранее, что требует повторного выполнения контроля достоверности каждого параметра.

Достоверность идентификации может быть обеспечена за счет исключения факторов, влияние которых не может быть достоверно определено по доступным исходным данным. Однако это приводит к снижению достоверности диагностирования.

Другим решением является продление периода сбора исходных данных до накопления достаточно-го множества измерений, что также нежелательно, поскольку в этот период выполнение диагностиче-

ского контроля невозможно неисправностей. По мере увеличения периода сбора исходных данных возрастает и вероятность возникновения в этот период неисправностей, которые не могут быть обнаружены с использованием модели нормального состояния.

Нами предлагается совместить преимущества двух указанных подходов, по возможности преодолев их недостатки.

Доступные эксплуатационные данные за период заведомо исправного функционирования должны использоваться для определения параметров сокращенной (первоначальной) модели нормального состояния, из которой исключены влияющие факторы, которые недостаточно изменялись в этот период. Это позволяет оперативно начинать диагностический контроль, хотя и в относительно узкой области значений влияющих факторов. В ходе длительной эксплуатации технического объекта по мере изменения влияющих факторов и при подтверждении исправного состояния объекта, накопленное множество измерений должно использоваться для дополнения модели нормального состояния путем определения недостающих параметров. Дополнение модели позволит расширять область диагностического контроля. При этом ранее определенные параметры не должны изменяться.

2. Адаптивные многокомпонентные модели нормального состояния

Для обеспечения возможности выполнения неполной параметрической идентификации технического объекта и последующего дополнения модели по мере накопления достаточного множества измерений его параметров нами предложено производить декомпозицию моделей нормального состояния на компоненты. Компоненты модели являются самостоятельными математическими моделями, и их идентификация может выполняться отдельно в разное время и по различным исходным данным. Модели, полученные в результате такой декомпози-

ции, получили название адаптивных многокомпонентных моделей.

Нами была разработана информационная технология идентификации систем ГТД с использованием адаптивных многокомпонентных моделей [2]. Рассмотрим применение этой технологии для преодоления проблем идентификации систем ГТД, примеры моделей которых приведены выше.

Если период заведомо исправного функционирования проточной части наземного ГТД (рис. 1) выпадает на лето, когда выключен отбор воздуха из компрессора, то по измерениям параметров двигателя в этот период определяются параметры его базовой модели без учета влияния отбора. Этого вполне достаточно для начала диагностического контроля, который выполняется до тех пор, пока не будет включен отбор воздуха. После этого производится сбор измерений параметров двигателя с включенным отбором, на основании которых определяется величина поправки на влияние отбора воздуха. Полученная в результате такого дополнения модель пригодна для контроля двигателя как с включенным, так и выключенным отбором воздуха из компрессора.

Если же период заведомо исправного функционирования выпадает на зиму, по результатам регистрации параметров двигателя в этот период определяются параметры временной модели, описывающей контролируемую характеристику только при включенном отборе воздуха, которая используется в диагностическом контроле до выключения отборов. После этого производится сбор измерений параметров двигателя с выключенным отбором, на основании которых определяются параметры базовой модели, и с использованием измерений полученных в зимний период, определяется величина поправки на влияние отбора воздуха из компрессора.

Если в период заведомо исправного функционирования системы регулирования ГТД (рис. 2) двигатель выходит на ограничение на взлетном режиме, то модель программы регулирования определяется без площадки взлетного режима. Такая модель может использоваться для контроля на всех режимах, кроме взлетного. В дальнейшем, при получении измерений параметров двигателя на взлетном режиме без выхода на ограничение, эта модель дополняется площадкой взлетного режима, что позволяет обеспечить контроль на всех заданных режимах.

Уровни предельных вибраций (рис. 3) для различных этапов полета определяются независимо друг от друга по мере накопления заданного количества измерений на каждом этапе. При этом недостаточное количество измерений на одном из этапов не приводит к продлению периода сбора исходных данных для всей модели, из области контроля исключается только этот этап.

Литература

1. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С.В. Елифанов, Б.И. Кузнецов, И.М. Богаенко и др. – К.: Техника, 1998. – 312 с. – ISBN 966-575-121-2.
2. Олейник А.А. Методы автоматизации структурно-параметрической идентификации систем ГТД / Олейник А.А. //Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 9/45. – С. 184-188.

Поступила в редакцию 06.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Ю. Соколов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 535(023)

Н.Г. ТОЛМАЧЕВ

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

ПОРОГОВЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ ПРЕОБРАЗОВАНИЙ В БИ-ВЕЩЕСТВЕ

Предложена модель определения термодинамических параметров, т.е. максимально допустимого давления и минимально приемлемой температуры, при которых возможен процесс преобразования барионных квантов би-вещества. Такие значения давления и температуры найдены по критерию предельного сохранения исходной теплоемкости исходным веществом. Задача решена с привлечением энергетических моделей би-вещества, что позволило идентифицировать полученные результаты как пороговые значения давлений и температур существования старых и возникновения новых барионных квантов би-вещества. Расчетные значения атомных масс сопоставлены с физическими параметрами элементов периодической таблицы. Кроме того, предложенная модель позволила выявить шестнадцать новых атомных масс, требующих идентификации и позволила на основе единого подхода уточнить значения атомных масс таких элементов, как Менделеев, Нобели, Боргий и т.п.

би-вещество, барионный и тахионный кванты, давления и температуры преобразования

Введение

Пониманию и исследованию свойств вещества в естественных науках и философии всегда уделялось приоритетное внимание.

В конце прошлого и начале нынешнего столетий в этом вопросе произошли принципиальные изменения, поскольку экспериментально установлено [1, 2], что материальный баланс Вселенной на 70% состоит из энергии неизвестной природы, 26% в этом балансе занимает «темная» масса, а «светящееся» вещество, которому посвящены все предыдущие исследования, составляет лишь 4% в общем материальном балансе. При этом отмечается, что «темная» масса во многом предопределяет свойства «светящегося» вещества [2], и поэтому дальнейшие исследования последнего невозможно проводить без учета его связи с этой материальной субстанцией.

Одним из продуктивных направлений в понимании свойств «темной» массы, которой почти в 7 раз больше, чем светящегося вещества, является гипотеза би-вещества [3], состоящего из энергетического единства барионных и тахионных квантов показанных на рис. 1.

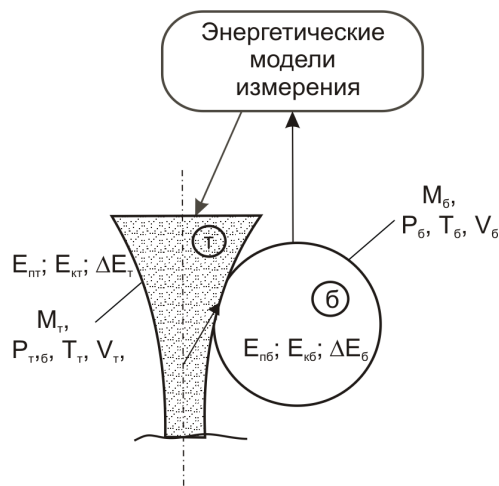


Рис. 1. Структурный состав би-вещества: t – тахионный квант; b – барионный квант; E_n , E_k , ΔE – потенциальные, кинетические и энергии взаимодействия квантов; M , P , T , V – массы, давления, температуры и объемы квантов

При этом под барионным квантом подразумевается порция светящегося вещества, которой присущи все наблюдаемые в настоящее время физические параметры, в том числе и скорости его взаимодействия, равные (или меньшие) скорости света.

Тахионный же квант идентифицирует собой «темную» массу, обладающую гравитационными свойствами, со скоростями взаимодействия, большими скорости света.

Постановка задачи

Составной частью гипотезы би-вещества являются энергетические модели измерения [3], которые позволили впервые количественно оценить физические параметры вещества в обоих квантах через их энергии. Так, например, основные термодинамические параметры барионного кванта определяются следующими зависимостями:

– давление

$$P_{\bar{o}} = \frac{E_{\kappa\bar{o}}^{9/2} E_{\kappa m}^{3/2} \Delta E_m^{3/2}}{E_{n\bar{o}}^{9/4} E_{nm}^{9/4} \Delta E_{\bar{o}}^{7/2}}, \frac{H}{M^2}; \quad (1)$$

– объем

$$V_{\bar{o}} = \frac{E_{n\bar{o}}^{9/4} E_{nm}^{9/4} \Delta E_{\bar{o}}^{9/4}}{E_{\kappa\bar{o}}^{9/2} E_{\kappa m}^{3/2} \Delta E_m^{3/2}}, M^3; \quad (2)$$

– температура

$$T_{\bar{o}} = E_{n\bar{o}} E_{\kappa m} \Delta E_{\bar{o}}, K. \quad (3)$$

Представление физических параметров вещества в энергетическом виде позволило впервые дать не только численную оценку параметрам вещества в тахионном кванте [4], но и установить пороговые значения $T_{\bar{o}}$ и $P_{\bar{o}}$, при которых возможен процесс преобразования свойств вещества в барионном кванте.

Решение задачи

Из уравнения состояния идеального газа [5]

$$P_{\bar{o}} V_{\bar{o}} = M_{\bar{o}} R_{\bar{o}}^z T_{\bar{o}} \quad (4)$$

следует, что $R_{\bar{o}}^z$ – газовая постоянная может быть представлена и в виде энергетической зависимости

$$R_{\bar{o}}^z = \frac{P_{\bar{o}} V_{\bar{o}}}{M_{\bar{o}} T_{\bar{o}}} = \frac{\Delta E_{\bar{o}}^{1/2}}{E_{n\bar{o}}^{1/4} E_{nm}^{1/4} E_{\kappa\bar{o}}^{3/2} E_{\kappa m}^{1/2} \Delta E_m^{1/2}}, \quad (5)$$

где $V_{\bar{o}}$, $P_{\bar{o}}$, $T_{\bar{o}}$, $M_{\bar{o}}$ – объем, давление, температура и масса барионного кванта.

Поскольку $P_{\bar{o}} V_{\bar{o}} = \Delta E_{\bar{o}}$, то можно представить газовую постоянную

$$R_{\bar{o}}^z = \frac{\Delta E_{\bar{o}}}{M_{\bar{o}} T_{\bar{o}}} \quad (6)$$

как удельную работу, совершаемую 1 кг газа при его нагреве на 1К.

На основе закона сохранения энергии

$$\Delta E_{\bar{o}} = E_{\kappa\bar{o}} - E_{n\bar{o}} \quad (7)$$

при делении обеих сторон этого выражения на $M_{\bar{o}} T_{\bar{o}}$ получим

$$\frac{\Delta E_{\bar{o}}}{M_{\bar{o}} T_{\bar{o}}} = \frac{E_{\kappa\bar{o}}}{M_{\bar{o}} T_{\bar{o}}} - \frac{E_{n\bar{o}}}{M_{\bar{o}} T_{\bar{o}}}. \quad (8)$$

Учитывая, что газовая постоянная, в свою очередь может быть представлена в виде разности коэффициентов теплоемкости [5],

$$R^z = C_{p\bar{o}}^z - C_{v\bar{o}}^z \quad (9)$$

с помощью выражений (5) и (9) найдем, что

$$C_{p\bar{o}}^z = \frac{E_{\kappa\bar{o}}}{M_{\bar{o}} T_{\bar{o}}} = \frac{1}{E_{n\bar{o}}^{1/4} E_{nm}^{1/4} E_{\kappa\bar{o}}^{1/2} E_{\kappa m}^{1/2} \Delta E_{\bar{o}}^{1/2} \Delta E_m^{1/2}}, \quad (10)$$

и

$$C_{v\bar{o}}^z = \frac{E_{n\bar{o}}}{M_{\bar{o}} T_{\bar{o}}} = \frac{E_{n\bar{o}}^{3/4}}{E_{nm}^{1/4} E_{\kappa\bar{o}}^{3/2} E_{\kappa m}^{1/2} \Delta E_{\bar{o}}^{1/2} \Delta E_m^{1/2}} \quad (11)$$

Отнеся массу к количеству вещества n_A , получим молярную массу, т.е. $M_{\bar{o}} = \frac{M}{n_A} = M N_A$ и тогда, универсальную (молярную) газовую постоянную в энергетическом виде можно представить следующим образом:

$$\begin{aligned} R_{\bar{o}}^M &= R_{\bar{o}}^z M_{\bar{o}} = \frac{\Delta E_{\bar{o}} N_A 10^3}{M_{\bar{o}} T_{\bar{o}}} = \\ &= \frac{E_{n\bar{o}}^{1/4} E_{\kappa\bar{o}}^{3/2} \Delta E_m^{1/2} 10^3}{E_{n\bar{o}}^{3/4} E_{\kappa m}^{1/4} \Delta E_{\bar{o}}^{1/4}}, \end{aligned} \quad (12)$$

где N_A – число Авогадро.

Соответствующие значения примут и коэффициенты $C_{p\bar{o}M}^z$ и $C_{v\bar{o}M}^z$:

$$C_{p\bar{o}M}^z = C_{p\bar{o}}^z M_{\bar{o}} = \frac{E_{nm}^{1/4} E_{\kappa\bar{o}} \Delta E_m^{1/2}}{E_{n\bar{o}}^{3/4} E_{\kappa m}^{1/4} \Delta E_{\bar{o}}^{5/4}}; \quad (13)$$

$$C_{v\bar{o}M}^z = C_{v\bar{o}}^z M_{\bar{o}} = \frac{E_{n\bar{o}}^{1/4} E_{nm}^{1/4} E_{\kappa\bar{o}}^{3/2} \Delta E_m^{1/2}}{E_{\kappa m}^{1/4} \Delta E_{\bar{o}}^{5/4}}. \quad (14)$$

С учетом вышеприведенных преобразований величина коэффициента $C_{p\bar{o}}$ барионного кванта такова:

$$C_{p\bar{o}} = \frac{N_A 10^3 [E_{n\bar{o}} 10^{29} - (1-n) \Delta E_{\bar{o}}]}{M_{\bar{o}} T_{\bar{o}}}. \quad (15)$$

Если в выражение (15) подставить численные

значения входящих в него параметров при нормальных условиях [4]

$$(T_0 = 273,15 \text{ К} ; N_A = 6,022 \cdot 10^{23}, \text{ моль}^{-1},$$

$$E_{n0} = 9,304 \cdot 10^{-50} \text{ Дж}, \Delta E_0 = 3,771 \cdot 10^{-23} \text{ Дж}),$$

то получим

$$C_{p0} = \frac{2,467 - (1-n)}{4,0534 \cdot 10^{-1} M_m}. \quad (16)$$

Для определения $C_{p0}(T_0)$ при изменении температуры в изотермическом процессе воспользуемся зависимостью, аналогичной (15):

$$C_{p0}(T_0) = \frac{N_A \cdot 10^3 [E_{n0}(T_0) \cdot 10^{29} - (1-n) \Delta E_0(T_0)]}{M_m \cdot T_0}. \quad (17)$$

Если отношение теплоемкости в изотермическом процессе $C_{p0}(T_0)$ к величине теплоемкости в нормальных условиях и C_{p0} приравнять к 1,0, то получим предельную величину температуры (T_0), при которой вещество сохраняет свои свойства, присущие ему в нормальных условиях:

$$\frac{C_{p0}(T_0)}{C_{p0}} = \frac{55699,81}{T_0^{1/2}} = 1,0. \quad (18)$$

Из соотношения (19) получим, что

$$T_0 = 3,1 \cdot 10^9, \text{ } ^\circ\text{К}. \quad (19)$$

Таким образом, температуру $T_0 = 3,1 \cdot 10^9 \text{ К}$, можно считать не только предельной, при которой вещество еще сохраняет исходные свойства, но и начальной в процессе синтеза вещества с новыми свойствами, в частности новых химических элементов с новыми значениями теплоемкостей.

Наряду с определением пороговых значений T_0 можно также установить и давление, соответствующее этому процессу.

Входящие в (1) энергии представим с учетом изменения T_0 [6]:

$$E_{n0} = 3,406 \cdot 10^{-52} T_0; \Delta E_{nm} = \frac{2,126 \cdot 10^{74}}{T_0};$$

$$E_{km} = 1,38 \cdot 10^{-23} T_0; \Delta E_{km} = \frac{2,126 \cdot 10^{74}}{T_0};$$

$$\Delta E_0 = 1,38 \cdot 10^{-23} T_0; \Delta E_m = \frac{2,246 \cdot 10^{-24}}{T_0}.$$

Эти значения подставим в зависимость (1) и получим простое соотношение

$$P_0 = \frac{1674623,6}{T_0^{1/2}}. \quad (20)$$

При подстановке в (20) величины $T_0 = 3,1 \cdot 10^9 \text{ К}$, определим величину минимального давления

$$P_0 = 30 \text{ Па},$$

при котором может осуществляться процесс преобразования вещества в барионном кванте.

Таким образом, найденные на основе энергетических моделей

$$\begin{cases} T_0 = 3,1 \cdot 10^9 \text{ К}; \\ P_0 = 30 \text{ Па} \end{cases} \quad (21)$$

в совокупности определяют один из термодинамических порогов преобразования вещества в барионном кванте.

Условия, зафиксированные выражением (21), являются пороговыми для элементов периодической таблицы, начиная с лития и для большинства других известных и неизвестных элементов.

Для водорода и элементов его группы пороговые значения $T_{0(e)}$ и $P_{0(e)}$ вычисляются аналогично и соответственно составляют:

$$\begin{cases} T_{0(e)} = 6,4 \cdot 10^4 \text{ К}; \\ P_{0(e)} = 20000 \text{ Па}. \end{cases} \quad (22)$$

Представляется важным сравнить полученные результаты (выр. (21) и (22)) по определению пороговых условий преобразования вещества с ранее полученными экспериментальными данными.

Такая сравнительная оценка может быть осуществлена по факту определения атомных масс барионного вещества.

При решении этой задачи пороговое значение T_0 подставим в (16) и, получим

$$M_m = \frac{2,476 - (1-n)}{4,0536 \cdot 10^{-1}}. \quad (23)$$

Поскольку в исходное выражение (17) входит число Авогадро N_A , то величину мольной массы M_m можно приравнять к числу нуклонов A , а вели-

чину n – к числу протонов Z , что приводит к следующей расчетной зависимости:

$$A = \frac{2,476 - (1 - Z)}{4,0536 \cdot 10^{-1}}. \quad (24)$$

Полученное выражение позволяет получить значения атомных масс всех известных элементов периодической таблицы, а также 16 новых атомных масс, отсутствующих во всех известных каталогах и требующих своей идентификации (табл. 1).

Таблица 1
Межатомные массы, полученные на основе модели (24)

Новые атомные массы		Известные «соседи» новых а.м.
Численное значение а.м.	Число протонов	
43,092	16	40,08
		44,9559
67,762	26	65,38
		69,72
109,702	43	107,868
		112,41
117,104	47	114,82
		118,69
124,505	49	121,75
		127,60
188,648	75	186,207
		190,02
198,516	79	195,968
		200,59
235,528	94	231
		238

С помощью зависимости (24) полученной на основе энергетических моделей может быть произведена и сравнительная оценка атомных масс для тяжелых элементов (табл. 2).

Таблица 2
Сравнительная оценка масс, полученных на основе модели (24), со справочными значениями для тяжелых элементов

Обозначение, атомный номер	Название	Справочные значения атомной массы	Атомные массы, полученные по энергетической модели
Md. 101	Менделевий	258	257,725
No. 102	Нобелий	259	260,192
Lr. 103	Лоуренсий	260	262,659
Rf. 104	Резерфордий	(261)	265,126
Db. 105	Дибний	(262)	267,593
Sg. 106	Сиборгий	(263)	270,060
Bh. 107	Боргий	(264)	272,527
Hs. 108	Хассий	(265)	274,955

Такие результаты дают основание считать правомерным использование энергетических моделей измерения в оценке пороговых условий преобразования барионного вещества.

Выводы

На основе гипотезы би-вещества с использованием энергетических моделей измерения теплоемкости в работе определены пороговые термодинамические условия преобразования барионных квантов:

$$T_{\delta} = 3,1 \cdot 10^9 \text{ К и } P_{\delta} = 30 \text{ Па.}$$

При таких значениях P_{δ} и T_{δ} получена универсальная зависимость, позволившая расчетным путем оценить масс-зарядные свойства уже известных элементов периодической таблицы, а также выявить 16 новых атомных масс, требующих своей идентификации.

С помощью этой зависимости уточнены также атомные массы тяжелых элементов, таких как менделеевский (257,73), Нобелий (260,19), Лоуренсий (262,66) и др.

Литература

1. Ксанфомалити Л. Темная Вселенная // Наука и жизнь. – 2005. – № 5. – С. 58-68.
2. Ройзен И. Новый сюрприз Вселенной: темная энергия // Наука и жизнь. – 2004. – № 3. – С. 44-56.
3. Толмачев Н.Г. Би-вещество. Формирование энергетических моделей измерения физических параметров. – Х.. – 2007 – 39 с. – [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.khal.edu/download/bi-substance.zip>.
4. Толмачев Н.Г. Метод оценки параметров физического вакуума с помощью энергетических моделей измерения // Вісті Академії інженерних наук України. – 2007. – № 3 (33). – С. 232-237.
5. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1987. – 356 с.
6. Толмачев Н.Г., Потапенко А.А. Влияние термодинамических условий на изменение свойств би-вещества // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 9(45). – С. 147-152.

Поступила в редакцию 22.05.2008

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

УДК 629.5:621.436

Б.Г. ТИМОШЕВСКИЙ, М.Р. ТКАЧ*Национальный университет кораблестроения
им. адмирала Макарова, Николаев, Украина*

ЭФФЕКТИВНОСТЬ КОМБИНИРОВАННЫХ УСТАНОВОК С ДВС И ЭЛЕМЕНТАМИ ПРЯМОГО ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ

Рассмотрены перспективы, проблемы и рациональные пути использования углей в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания. Установлено, что одним из эффективных направлений является внутрицикловая газификация этого вида органического сырья с получением синтез-газа, богатого водородом. Достижение высокой эффективности энергетической установки в целом возможно за счет использования синтез-газа в комбинированной установке, в состав которой, кроме двигателя внутреннего сгорания входит и воздушно-водородный топливный элемент, обладающий высоким КПД. Приведена принципиальная схема комбинированной энергетической установки и выполнен укрупненный анализ ее эффективности.

ДВС, комбинированная установка, паровая конверсия, катализатор, водород, топливный элемент, эффективность

Введение

Проблема надежного и экономически обоснованного обеспечения энергоносителями является одной из ключевых составляющих национальной безопасности стран импортирующих эти виды сырья. Решение этой проблемы может быть достигнуто за счет рационального использования сырьевых ресурсов, которыми располагает тот или иной регион. В частности перспективным представляется эффективное использование углей и продуктов их переработки в тепловых двигателях.

1. Формулирование проблемы

Известно, что эффективность энергетических установок определяется полнотой использования энергии топлива и стоимостью выработанной энергии. Это заставляет исследователей направлять свои усилия по пути совершенствования схемных и конструктивных решений энергетических установок на базе тепловых двигателей и других систем преобразования энергии, а также – использования более дешевых сортов топлива.

В такой постановке определенный интерес пред-

ставляет вариант комбинированной энергетической установки на базе турбопоршневых двигателей внутреннего сгорания и топливных элементов, как преобразователей химической энергии.

На сегодняшний день современные турбопоршневые двигатели обладают самыми высокими показателями топливной экономичности среди тепловых двигателей. КПД таких двигателей достигает 52% при удельном расходе стандартного дизельного топлива 0,165 г/(кВт×ч) [1, 2]. В это же время КПД систем прямого преобразования химической энергии, например, топливных элементов с твердым электролитом, достигает 83% [3, 4].

Кроме того, постоянно растущие цены на дизельное топливо, достигшие к настоящему времени 1230 долларов США за тонну [5], требуют поиска более дешевых энергоносителей. Одним из таких энергоносителей является уголь, цены на который существенно ниже и в настоящее время составляют 63 доллара США за тонну [6]. В пересчете энергетическая стоимость этих топлив составит соответственно 29,2 и 3,15 долларов США/МДж. Такое соотношение цен в пользу угля заставляет исследователей искать эффективные пути его использования в

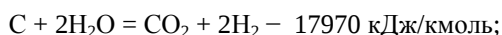
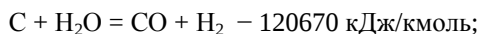
энергетических установках.

Использованию угля в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания на протяжении последних 50 лет было уделено значительное внимание [7 – 12]. Однако до настоящего времени остается нерешенным ряд серьезных проблем, связанных с использованием этого вида твердого топлива в ДВС, что не позволяет рассчитывать на близкую перспективу широкого использования углей в этом типе тепловых двигателей.

2. Решение проблемы

Одним из путей эффективного использования углей является его внутрицикловая газификация, продуктом которой является смесь горючих газов, теплотворная способность которой изменяется в широких пределах (10...45 МДж/кг) и существенно зависит от метода газификации [13]. В такой постановке целесообразным представляется паровая конверсия угля с получением синтез-газа.

При паровой конверсии угля возможны следующие реакции:



Незначительные количества других горючих газов метанового, этиленового и ацетиленового рядов, которые входят в состав синтез-газа, не оказывают сколь существенного влияния на процессы конверсии и, как правило, в первом приближении не учитываются. Преобладание той или иной реакции существенно зависит от условий: температуры, давления, катализатора и др.

Константы реакций образования CO_2 и H_2 могут быть определены из следующих зависимостей:

$$K_{\text{CO}} = \frac{P_{\text{CO}} \times P_{\text{H}_2}}{P_{\text{H}_2\text{O}}};$$

$$K_{\text{CO}_2} = \frac{P_{\text{CO}_2} \times P_{\text{H}_2}^2}{P_{\text{H}_2\text{O}}^2}.$$

Зависимость констант равновесия и, соответственно, выход компонентов синтез-газа существенно зависит от температуры, что показано на рис. 1 [13].

Из приведенных зависимостей видно, что процесс паровой конверсии углей необходимо вести при температурах не ниже 1300 °С для получения минимально возможного количества негорючей двуокиси углерода и максимального количества водорода с высокой теплотворной способностью.

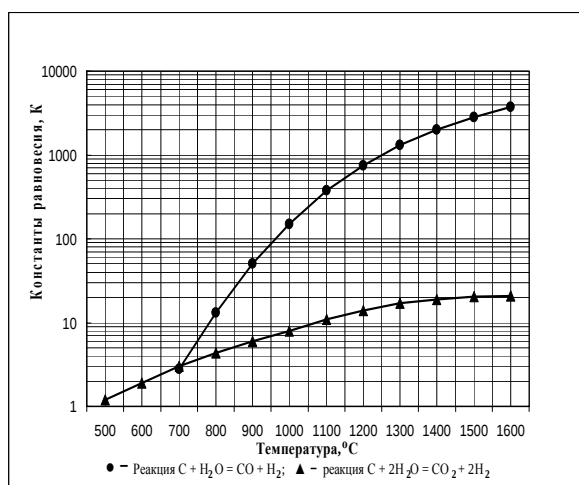


Рис. 1. Зависимость констант равновесия от температуры реакции

На практике при температуре паровой конверсии 1573K может быть получен синтез газ следующего состава (объемных %): CO_2 – 6,5%, N_2 – 5,5%, CO – 37%, H_2 – 50%, CH_4 – 0,5%, H_2S – 0,3% и O_2 – 0,2%, при теплотворной способности 11,5 МДж/м³ или 15,1 МДж/кг при плотности 0,76 кг/м³.

Перерасчет на массовые количества реагентов позволяет в удобном виде представить материальный баланс реакции, определить затраты водяного пара на конверсию 1 кг угля и выход синтез-газа. На паровую конверсию 1 кг обогащенного угля необходимо затратить 11,5...13,9 МДж тепла и 0,80...0,85 кг водяного пара, в результате чего образуется 1,8...1,85 кг синтез-газа общей теплотворной способностью 36,2...36,7 МДж, что на 22,1...22,3%

выше, чем теплотворная способность исходного топлива.

Увеличение теплотворной способности конечного продукта реакции (синтез-газа) относительно исходного угля объясняется тем, что в систему было внесено соответствующее дополнительное количество энергии (теплота реакции конверсии), что не противоречит положениям химической термодинамики.

Целесообразным представляется комплексное использования синтез-газа, полученного из угля, в комбинированной установке с турбопоршневым двигателем и воздушно-водородным топливным элементом. В такой установке паровая конверсия угля осуществляется за счет утилизации тепла выпускных газов ДВС и небольшого количества топлива, затрачиваемого на подогрев части выпускных газов до температуры реакции.

На рис. 2 приведена принципиальная схема комбинированной установки с элементом прямого преобразования энергии.

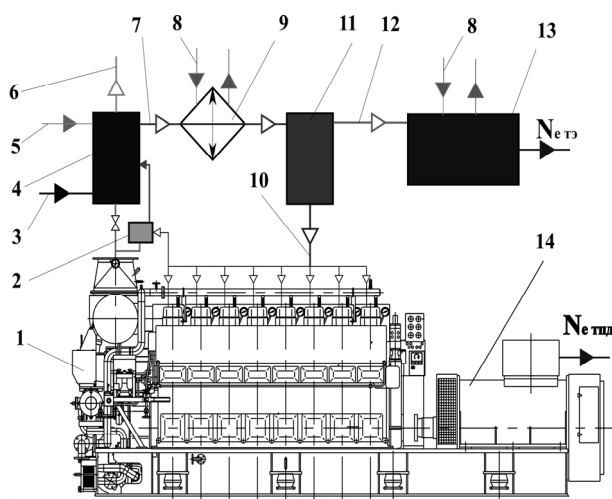


Рис. 2. Принципиальная схема комбинированной установки с ДВС и топливным элементом.

- 1 – турбопоршневой ДВС; 2 – дополнительная камера сгорания; 3 – подача угля; 4 – реформер;
- 5 – подвод воды; 6 – выпускные газы; 7 – выход синтез-газа из реформера; 8 – подвод охлаждающей воды; 9 – фильтр-сепаратор;
- 10 – топливный газ из сепаратора к ДВС;
- 11 – сепаратор синтез-газа; 12 – водород к топливному элементу; 13 – топливный элемент;
- 14 – электрогенератор ДВС

В состав установки, кроме традиционных элементов, входят: камера дожигания 2, реформер 4, фильтр-охладитель синтез-газа 9, металлгидридный сепаратор 11 и воздушно-водородный топливный элемент 13.

Установка функционирует следующим образом. Обогащенный уголь 3 поступает в реформер 4, где за счет тепла части выпускных газов ДВС 1, нагретых в дополнительной камере сгорания 2 до 1300 °С в присутствии катализатора, происходит паровая конверсия и получение синтез-газа широкого состава. В составе этого газа находится до 60% (объемных) водорода, который поступает в фильтр-охладитель 9 и металлгидридный сепаратор 11, где происходит разделение газов с выделением чистого водорода, который направляется в топливный элемент 13. Здесь происходит прямое преобразование химической энергии водорода в электрическую с КПД 80%.

Оценка энергетической эффективности, выполненная на базе укрупненной математической модели, позволила сделать заключение о целесообразности такого подхода к решению проблемы рационального использования углей в энергетических установках и определить ожидаемые показатели.

Так, например, расчеты, выполненные для установки на базе двигателя Wärtsilä 12V50DF, дают следующие результаты. При работе двигателя на синтез-газе, полученном из 1 кг угля, можно получить 2,55 кВт·ч электроэнергии с учетом затрат энергии на процесс конверсии. В это же время, при комплексном использовании синтез-газа с разделением его на топливный газ и водород, используемый в дополнительном топливном элементе, можно получить 4,83 кВт·ч электроэнергии из 1 кг угля также при учете затрат на осуществление процесса.

В целом, при затратах угля 11,068 т/ч установка позволяет развить мощность двигателя Wärtsilä 12V50DF 11400 кВт и получить дополнительно 8744 кВт мощности от топливного элемента. Таким обра-

зом, суммарная мощность комбинированной установки составляет 20144 кВт.

Заключение

Выполненные исследования дают основание предположить, что использование комплексного подхода к рациональному использованию угля в энергетических установках на базе ДВС и топливных элементов позволит повысить коэффициент использования этого топлива примерно в 1,8...1,9 раза.

Литература

1. Diesel Facts Magazine. MAN Diesel A/S. 2008.1.
2. Project Guide: Gas Power Plants. Wärtsilä 12V50DF. Wartsila Press, 06.2007.
3. Fuel cell fundamentals / Ryan O'Hayre et al. Hoboken, N.J.: John Wiley & Sons, 409 p.: ill. 2006.
4. Handbook of fuel cells: fundamentals, technology, and applications / Editors, Wolf Vielstich, Arnold Lamm, Hubert A. Gasteiger. England; Hoboken, N.J.: Wiley, 4v. ill. 2003.
5. Energy Information Administration. US DOE. April, 2008.
6. Higher Prices for Coal. The New-York Times / By the Associated Press, April 5, 2008.
7. Белоусов Е.В. Создание и совершенствованное твердотопливных поршневых двигателей внутреннего сгорания. – Херсон: ОАО "ХГТ", 2006. – 452 с.
8. US Pat. 5163385. Coal-water slurry fuel internal combustion engine and method for operating same.

McMillian; Michael H. Appl. No.: 07/851,390 Failed Nov. 17, 1992. Current International Class: F02D19/04 (20060101); F02B 45/02 (20060101); F02B 45/10 (20060101); F02B 45/00 (20060101); F02D 19/00 (20060101); F02B 19/00 (20060101); F02B 19/14 (20060101); F02B 75/02 (20060101); F02B 045/00.

9. Coal-Fueled Diesels: Systems Development / M.H. McMillian et al. // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 111, Jul. 1989. – P. 485-490.

10. Coal-Fueled Diesel: Technology Development / G. Leonard et al. // DOE Report DOE/MC/22181-2694, Mar. – 1989.

11. US Pat. 3,965,870. Method of operating an internal combustion engine with solvent refined coal as a fuel. Clark, Wallace. Appl. No.: 05/554,633. Filed: March 3, 1975. Current International Class: F02D 19/00 (20060101); F02D 19/04 (20060101); F02B 45/00 (20060101); F02B 45/04 (20060101); F02B 045/04 (20060101); F02D 019/04.

12. Internal Combustion Engines. Proceedings of the ASME Power Conference, April 5- 7, 2005, US, Chicago, Illinois. – P. 1526.

13. Химические вещества из угля. Пер. с нем. / Под ред. И.В. Калевица. – М.: Химия, 1980. – 616 с.

Поступила в редакцию 20.05. 2008

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

УДК 629.7.087:538.4:001.2

Н.М. ДРОНЬ, А.И. КОНДРАТЬЕВ, А.В. ХИТЬКО, П.Г. ХОРОЛЬСКИЙ*Днепропетровский национальный университет, Украина*

КОНЦЕПЦИЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭЛЕКТРОРАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА МИКРОСПУТНИКАХ

В статье представлена концепция использования электроракетных двигателей малой мощности для маневрирования микроспутников. Для ряда космических задач определена целесообразность использования ЭРДММ с учетом энергетических, тяговых и массовых характеристик. Определены типы ЭРД которые могут быть применены на МС. Расчетным путем определены требуемые параметры ДУ для задач коррекции и перевода на геостационарную орбиту. Сформулированы требования к ДУ для полетов к планетам Солнечной системы. Проведен анализ требуемой энерговооруженности МС для каждой задачи. Аппараты микро класса с массой от десяти до ста килограмм и их группировки в ближайшем будущем найдут широкое применение при решении задач обеспечения связи, теле- и радиовещания, навигации, метеорологии, изучения природных ресурсов и мониторинга земной поверхности.

электроракетный двигатель, микроспутник, геостационарная орбита

Введение

На данном этапе развития ракетно-космической техники характерен переход к решению космических задач с помощью космических аппаратов (КА) малого веса, таких как микро-, наноспутников (МС, НС).

Энергомассовые и функциональные возможности, надежность и срок активного существования микроспутников во многом предопределяются совершенством двигателей, которые предлагается применять в системах их маневрирования. Применение электроракетных двигателей малой мощности (ЭРДММ) может значительно улучшить динамику маневров и уменьшить затраты рабочего вещества. Тем не менее, целый ряд особенностей их построения (в частности, необходимость иметь дополнительный источник электропитания) показывает, что применение ЭРДММ для МС в некоторых случаях может быть проблематичным. Хотя для обычных КА ЭРДУ с целью как их маневрирования, так и выполнения маршевых задач, используются уже давно[1].

Сегодня проблема использования ЭРДММ на микроспутниках связана с ограниченностью элек-

трической мощности на борту и отсутствием концепции их применения для систем маневрирования микроспутников [2].

1. Формулирование проблемы

При создании концепции необходимо определить цели маневра МС с ЭРДММ, сформулировать принципы построения и схемные решения ЭРДММ, разработать методы достижения поставленных целей маневра МС.

Целью оснащения микроспутников ЭРДММ для обеспечения их маневрирования является получение нового положительного качества для выполнения ряда динамических операций в космосе. Новое качество может состоять в выполнении ряда маневров в космосе с малыми затратами топлива, меньшей массой и стоимостью двигательной установки.

Концепция использования ЭРДММ представляет собой теоретические основы возможности их применения на микроспутниках для ряда космических задач на базе определения целесообразности использования с учетом энергетических, тяговых и массовых характеристик. Для ее создания необходимо решить следующие задачи:

- разработать требования к тягово-энергетическим характеристикам ЭРДММ для обеспечения необходимой динамики маневра МС;

- исследовать рабочие процессы в ЭРДММ, с целью обеспечения требуемых тягово-энергетических характеристик и разработать варианты их схемных решений;

- разработать математическую модель маневрирования МС с использованием ЭРДММ.

Для решения поставленной проблемы и производных от нее задач необходимо проанализировать современный опыт.

Задачи, при решении которых возможно использование ЭРДУ, традиционно разбивают на следующие классы:

1. Коррекция орбит ИСЗ с целью устранения ошибок выведения и изменение ее в течение периода активного существования, обеспечение ориентации ИСЗ. В частности, к этому классу можно отнести задачи установки ИСЗ на заданную орбиту, их ориентации и стабилизации, а также коррекции орбиты.

2. Перевод космического летательного аппарата (КЛА) с опорной (околоземной) орбиты на более высокую. Типичной для этого класса является задача вывода КЛА на геостационарную орбиту (ГСО).

3. Обеспечение полета КЛА к другим планетам Солнечной системы.

Необходимо оценить возможность решения каждой задачи для МС с ЭРДММ.

Математические модели маневрирования КЛА с ЭРДУ разработаны рядом авторов [3]. Необходимо оценить возможность их применения для маневра МС с ЭРДММ.

На настоящее время известны аналитические обзоры [4] относительно наиболее эффективных электрореактивных ДУ, но они касаются крупных и средних КА. Проблема разработки ЭРДММ состоит в том, что при снижении мощности разряда или

размеров разработанных ЭРД резко ухудшаются их тягово-энергетических характеристики.

Целью данной статьи является изложение основных положений концепции использования электро ракетных двигателей малой мощности для задач маневрирования микроспутников.

2. Основной материал

Решение задачи о целесообразности использования ЭРДММ осуществлялось расчетно-аналитическим методом. В основу определения требуемых характеристик ДУ закладывались или характеристическая скорость маневра МС, (например, для межорбитальных переходов), или силы возмущений, действующих на него. Например, необходимо определить для космической задачи коррекции орбиты силы динамического торможения от сопротивления среды, которые необходимо сравнить с тягой двигателя.

1. Тенденции развития существующих ЭРД направленные на улучшение основных характеристик: повышение КПД и ресурса работы, снижения энергетической цены тяги, массы, уровня электромагнитных колебаний, стоимости. Из большого количества типов ЭРД для применения в составе МС наиболее перспективными на настоящее время являются следующие типы двигателей, которые представлены по мере увеличения тяги, удельного импульса и потребляемой мощности:

- абляционные импульсные плазменные двигатели (АИПД);

- стационарные плазменные двигатели (СПД);

- двигатели с анодным слоем (ДАС);

- плазменно-ионные двигатели (ПИД).

2. Задача ориентации и стабилизации МС однозначно связана с его конструкцией и расчет параметров ДУ для маневра привязан к конкретному спутнику.

Анализ литературы показал, что ИПД при использовании их в системах ориентации и стабилиза-

ции МС обладают следующим преимуществом – способностью прецизионного регулирования при минимально возможном единичном импульсе тяги (практически отсутствует импульс последействия). Благодаря этой особенности потери энергопотребления и расхода рабочего тела могут быть сведены к минимуму. ИПД считается оптимальным исполнительным органом для систем, в которых требуется высокая точность относительного положения КА (он не создает возмущающих моментов за счет колебаний топлива в баках) и является легкой и дешевой альтернативой системам с маховиками.

ИПД являются идеальными системами угловой стабилизации (СУС), имея ввиду временную диаграмму процессов, протекающих в ИПД как исполнительных органах. Время запаздывания импульса тяги (относительно электрического сигнала на включение) обычно не превышает 1 мс. Величина единичного импульса тяги $(0,5 - 5,0)10^{-3}$ Нс определяет при заданных параметрах КА минимальную угловую скорость в режиме стабилизации. Возможности уменьшения времени действия импульса тяги практически неограничены и достигают в современных ИПД величин $(1 - 10)^{-6}$ с.

ИПД на фторопласте обладают важными достоинствами, такими, как отсутствие клапанов в системе подачи рабочего тела, быстродействие, малая величина единичного импульса, большой ресурс по числу включений, простота конструкции (правда, необходимы два источника или двухрежимные источники энергии). Все это делает его единственно приемлемым для системы ориентации МС.

3. Для коррекции орбиты МС была проработана задача компенсации аэродинамического сопротивления. Расчетным путем определены силы сопротивления на различных высотах и для его компенсации предполагалось использовать постоянно работающий двигатель с тягой равной этой силе. Например, для МС массой ~ 100 кг, тяга ЭРДММ для коррекции орбиты высотой 200 км составляет

7,4 мН при удельном импульсе $1,5 \cdot 10^4$ м/с, а полный импульс тяги $2,3 \cdot 10^5$ Н·с для функционирования на протяжении 10 лет. Однако только масса рабочего тела будет составлять больше 150 кг. Следовательно, применение ЭРДММ для коррекции на высоте 200 км возможно только для небольшого (1 – 2 года) времени функционирования МС.

Результаты проведенных расчетов показывают, что при изменении массы КА от 20 до 200 кг и высоте орбиты 300 км тяга изменяется от 0,14 до 0,64 мН, полный импульс тяги от 0,04 до $0,2 \cdot 10^5$ Нс. При увеличении высоты орбиты необходимая тяга резко падает. Например, для высоты орбиты 400 км она уже равняется $8 \cdot 10^{-2}$ мН, а для высоты 600 км – $3,2 \cdot 10^{-3}$ мН.

Следует отметить, что для орбит высотой 500 км и выше проблемы компенсации сил аэродинамического торможения практически не существует из-за низкой плотности воздуха.

Для высоты 300 км при массе спутника от 50 до 100 кг в качестве двигателя коррекции можно использовать СПД мощностью до 100 Вт, тягой до 5 мН при удельном импульсе $1,5 \cdot 10^4$ м/с.

Для орбит превышающих 300 км и МС массой меньше 50 кг на более низких орбитах в качестве двигателей коррекции аэродинамического торможения необходимо использовать АИПД. Параметры требуемых ДУ находятся в пределах: тяга – 0,01...3 мН, удельный импульс – $8...15 \cdot 10^3$ м/с, импульс тяги – $10^3...10^4$ Нс, мощность – 20...100 Вт.

4. Для космической задачи перевода МС с низкой опорной орбиты высотой ~ 200 км на геостационарную использование ЭРДММ непосредственно нецелесообразно по следующим причинам. Во-первых, ЭРДММ сможет поднять МС массой 100 кг с 600 км на 12 – 15 тысяч км. Во-вторых, при прохождении радиационных поясов Земли мощность солнечных батарей уменьшается минимум на $\sim 30\%$, а при длительном переходе эта цифра будет значительно больше, что практически не позволит обес-

печить работу бортовой аппаратуры после подобного маневра [5]. Единственно возможным применением подобного маневра может быть эксперимент по исследованию деградации элементов конструкции и узлов МС в радиационных поясах Земли.

Практический интерес представляет комбинированная схема вывода: МС с ЭРДММ, который находится на его борту, с низкой опорной орбиты (например, высотой ~200 км) переводится на промежуточную орбиту высотой несколько тысяч километров с помощью жидкостной ракетной двигательной установки, которая расположена на космической головной части. На промежуточной орбите разгонный блок отделяется, включается ЭРДММ и МС доводится уже на ГСО.

В соответствии с выполненными расчетами, например, для перевода с промежуточной круговой орбиты высотой 1500 км на ГСО, тяга ЭРД должна составлять от 7 до 37 мН для МС массой соответственно от 50 до 250 кг при удельном импульсе от $2 \cdot 10^4$ до $4 \cdot 10^4$ м/с, потребляемой мощности от 120 до 1000 Вт.

Максимальное значение отношения массы полезного груза к начальной массе достигает 0,6 при времени выведения 600 суток и удельном импульсе $4 \cdot 10^4$ м/с. При изменении удельного импульса от 2 до $4 \cdot 10^4$ м/с относительная масса полезной нагрузки изменяется от 0,5 до 0,6. При увеличении высоты промежуточной орбиты до 7000 км относительная масса полезной нагрузки возрастает до 0,75.

При удельном импульсе 10^4 м/с и ниже использование ЭРДММ проблематично из-за малых величин относительной массы полезной нагрузки.

Масса служебной аппаратуры МС при современном уровне развития электронной техники достигает ~100 кг. Таким образом, для МС уже с массой 250 кг масса полезной нагрузки при оптимальном соотношении $\frac{M_{KH}}{M_0}$ составит 100 кг. В данном случае масса полезной нагрузки равняется только массе

служебной аппаратуры и выполнение на ГСО любой целевой задачи невозможно.

Следует отметить, что выполнение полезной целевой задачи на ГСО возможно при начальной массе МС больше 250 кг и удельном импульсе ЭРДММ больше $3 \cdot 10^4$ м/с (ПИД). Время полета с промежуточной орбиты составит 550 суток, а минимальная энерговооруженность МС должна быть больше 3 Вт/кг.

Снижение уровня массы МС с возможностью расположения на нем целевой аппаратуры требует дополнительного увеличения времени вывода, уровня энерговооруженности МС и удельного импульса тяги ДУ.

В качестве ЭРДММ можно рекомендовать плазменно-ионные двигатели и двухступенчатые двигатели с анодным слоем.

С увеличением высоты промежуточной орбиты до 3500 км при постоянстве других параметров относительная масса полезной нагрузки увеличивается и составляет 0,5, что позволит при $M_0 = 250$ кг разместить на МС целевую аппаратуру массой 13 кг, а при увеличении времени полета до 1650 суток масса целевой аппаратуры составит ~67 кг.

В ряде работ [6] показано, что использования эллиптических промежуточных орбит, которые формируются химическим разгонным блоком, для многих задач вывода КА на ГСО значительно эффективнее, чем использования круговых, причем рациональная высота апогея находится в диапазоне от 8000 до 20000 км.

Установлено, что при работе ЖРДУ лучше увеличивать длину большой полуоси эллиптической орбиты к значениям, которые существенно превышают радиус ГСО, с одновременным поворотом плоскости орбиты, после этого ЭРДММ осуществляет торможение КА и переводение его с более высокой на круговую рабочую орбиту (ГСО).

5. При рассмотрении задач полета малых летательных аппаратов (до 500 кг) к планетам Солнеч-

ной системы обычно анализируют полет к Луне, Марсу и его спутникам. Эти полеты возможны с использованием мощных ЭРДУ (до 1кВт) которые невозможно разместить и запитать на спутниках массой до 100 кг.

Ряд фирм в далеком и ближнем зарубежье уже начали разработку маршевых ЭРД для малых космических аппаратов.

В программе NASA (США) указывается на необходимость разработки легких и маломощных ионных двигателей для МС. Задача ставится по увеличению тягового КПД до 50% на уровне мощности 0,25 кВт.

Расчеты показывают, что межпланетные перелеты могут быть осуществлены с использованием двух плазменных ионных двигателей с тягой 25 мН на ксеноне при массе спутника 200 кг, полной мощности 657 Вт, удельном импульсе 35150 м/с, общим КПД 65,6%, ценой тяги 26,3 Вт/мН и времени полета 60 тыс. часов.

Вариант использования МС возможен лишь в качестве активного зонда при его доставке к исследуемой планете.

7. Сегодня проблема использования ЭРДММ на микроспутниках связанная с ограниченностью электрической мощности.

Очевидно, что для МС использование ядерных электроустановок нецелесообразно с разных точек зрения, кроме военной. Поэтому возможен выбор только солнечных ЭУ.

Требуемую энерговооруженность малого летательного аппарата для возможности использования ЭРД можно оценить следующим образом:

– для задач ориентации и коррекции орбиты она не превышает 3 Вт/кг;

– для задач перевода с низких орбит на ГСО она должна быть более 3 Вт/кг;

– для межпланетных перелетов она может достигать до 7 – 8 Вт/кг.

Заключение

Низкоорбитальные космические аппараты микро класса с массой от десяти до ста килограмм и их группировки в ближайшем будущем найдут широкое применение при решении задач обеспечения связи, теле- и радиовещания, навигации, метеорологии, изучения природных ресурсов и мониторинга земной поверхности. Для решения перечисленных задач такие аппараты должны оснащаться ДУ на базе СПД и АИПД

Литература

1. Морозов А.И. Физические основы космических электрореактивных двигателей. – М.: Атомиздат, 1978. – 328 с.
2. Университетские проекты микроспутников: тенденции, технологии, реализация // Материалы международного семинара-практикума. – Днепропетровск, 2002. – 90 с.
3. Разработка концепции построения и теоретических основ применения электроракетных двигателей для задач маневрирования микроспутников: Отчет о патентных исследованиях // ДНУ; ДБ № 6 – 137 – 06. – Днепропетровск, 2006. – 165 с.
4. Разработка УТЭП для околоземных межорбитальных перелетов: Научно-технический отчет / ГКБ «Южное»; Руководитель А.В. Тарасов. – № УТЭП 1.1-3 ТО. – Днепропетровск, 2004. – 150 с.
5. Cohen H. Электроракетные двигательные системы для межорбитальных транспортных космических аппаратов // AIAA Pap. – 1980. – № 1226. – Р. 7.
6. Palaszewski A. Перспективные ДУ для космических платформ на полярной и компланарной с базовой орбитах /AIAA Pap. – 1986. – № 1564. – Р. 9.

Поступила в редакцию 30.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.В. Сичевой, Днепропетровский национальный университет, Днепропетровск.

УДК 533.9.07

А.В. ЛОЯН, Т.А. МАКСИМЕНКО, В.А. ПОДГОРНЫЙ*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕСУРСНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МСПД

Приводятся результаты экспериментальных исследований эрозии изоляторов разрядной камеры стационарного плазменного двигателя малой мощности. Показан характер износа изоляторов, отмечено наличие зон нормальной и «аномальной эрозии». Приводятся результаты сравнительного анализа эрозии изоляторов, определенной при помощи весового метода и оптической эмиссионной спектроскопии. Показано, что данные, полученные по эрозии при помощи ОЭС, коррелируют в большей мере с эрозией внутреннего изолятора, что является следствием различных условий возбуждения атомов алюминия, ушедших с наружного и внутреннего изоляторов, из-за различия концентраций электронов в центральной и периферийной зонах факела.

стационарный плазменный двигатель, эрозия, оптическая эмиссионная спектроскопия

Введение

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Хорошо известно и достаточно очевидно, что для технических устройств вообще и космической техники в частности очень важными характеристиками являются: гарантируемый срок службы, время безотказной работы, надежность устройства. Всесторонние испытания опытных образцов ЭРД, проводимые с целью подготовки летных экземпляров, на определенном этапе предполагают проведения ресурсных испытаний. Они могут быть организованы как прогнозирование ресурса по предварительным испытаниям, проведение ускоренных испытаний или же полной наработки на отказ. В любом случае это связано со значительными затратами ввиду того, что необходимые значения по ресурсу ЭРДУ составляют тысячи часов.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. При работе стационарного плазменного двигателя (СПД) его конструкционные элементы двигателя, особенно стенки разрядной камеры (РК), подвергаются воздействию со стороны плазмы, которое состоит в бомбардировке ионами, электронами, и нейтральными атомами. Эти воздействия совместно

с радиационным разогревом элементов приводят к эрозии РК двигателя, что в первую очередь сопровождается изменением геометрической формы керамических стенок, выработка которых в итоге приводит к изменению рабочих характеристик двигателя [1].

Контроль эрозии осуществляется либо непосредственными методами (визуальный, профилометрический и весовой), либо косвенными, одним из которых является метод оптической эмиссионной спектроскопии (ОЭС) состава плазмы факела СПД. Непосредственные методы дают наиболее достоверную информацию, но в большинстве случаев требуют проведения разборки двигателя на элементы и последующую его сборку, что приводит к эпизодическому контролю эрозии. Методы ОЭС не требуют остановки, а тем более разборки двигателя, что дает возможность организации постоянного контроля. Но в большинстве случаев они дают только качественную [2], а в лучшем случае полуколичественную [3] информацию об эрозии. Таким образом, на сегодняшний момент оптимальным лабораторным методом контроля динамики эрозии элементов рабочего канала СПД можно считать совмещающий непосредственный и ОЭС методы.

Цель исследований. Целью исследований, проводимых в данной работе, было определение ресурсных характеристик МСПД на заданном режиме, определение эрозии керамики РК весовым методом и при помощи ОЭС и их сравнительный анализ.

Результаты исследований

Для обеспечения непосредственного контроля эрозии керамических изоляторов РК МСПД была изготовлена модификация двигателя, допускающая достаточно простое извлечение изоляторов из алюмонитрида бора (АБН) (рис. 1).

В качестве рабочего режима МСПД был выбран следующий: анодный массовый расход – 0,216мг/с; разрядное напряжение – 300В. Режим работы не является оптимальным с точки зрения КПД. В этом режиме, как показали предварительные исследования, ожидается повышенная эрозия изоляторов РК.



Рис.1. Модифицированный МСПД после 83 часов и 38 минут работы

В процессе испытаний осуществлялся постоянный контроль относительного коэффициента эрозии методом ОЭС по соотношению интенсивностей линий Al-I (396nm), Xe-I (823 nm) и Xe-II(484nm) [4, 5] и периодический непосредственный контроль весовым методом. Для обеих керамических вставок осуществлялся весовой и визуальный контроль, а для внутренней вставки производился контроль изменения профиля эродирующей кромки (рис. 2).

В процессе испытаний было выявлено наличие нескольких характерных зон эрозии изолятора

(рис. 3): нормальной и «аномальной» (ранее описанной в [6]), которая проявляется по мере приближения к полюсному наконечнику и снова переходит в нормальную. Зона нормальной эрозии характеризуется гладкой поверхностью и менее значительным изменением геометрии изолятора в глубине РК. Зона «аномальной» эрозии характеризуется наличием регулярной структуры, состоящей из радиальных канавок и более значительным изменением геометрии. По мере работы двигателя область занятая «аномальной» эрозией уменьшается.

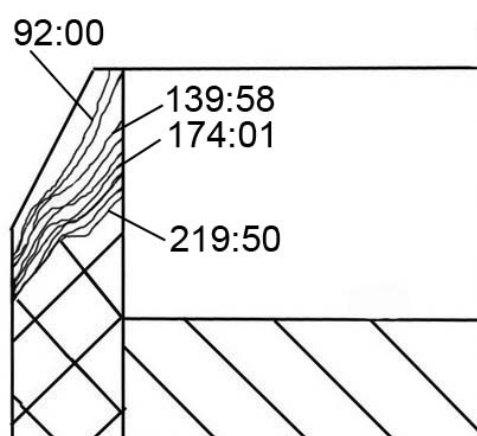


Рис. 2. Изменение профиля внутренней керамики в процессе работы двигателя (отмечено время наработки в часах)

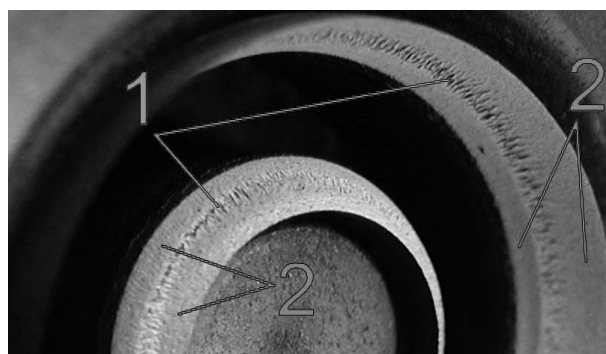


Рис. 3. Эрозия изоляторов: 1 – «аномальная»; 2 – нормальная

Как показали измерения, скорость износа внешней и внутренней керамики на начальном этапе была приблизительно одинаковой, после 92 часов работы двигателя скорость эрозии внутренней керамики заметно снизилась, что хорошо видно из зависимостей на рис. 4. Также на данном рисунке для сравнения приведены данные по эрозии, получен-

ные при помощи ОЭС (в условных единицах размерности), из которых видно явное изменение режима эрозии. Для сравнительного анализа зависи-

мости суммарной эрозии, эрозии внутренней керамики и полученные при помощи ОЭС были пронормированы и построены на общем графике (рис. 5)

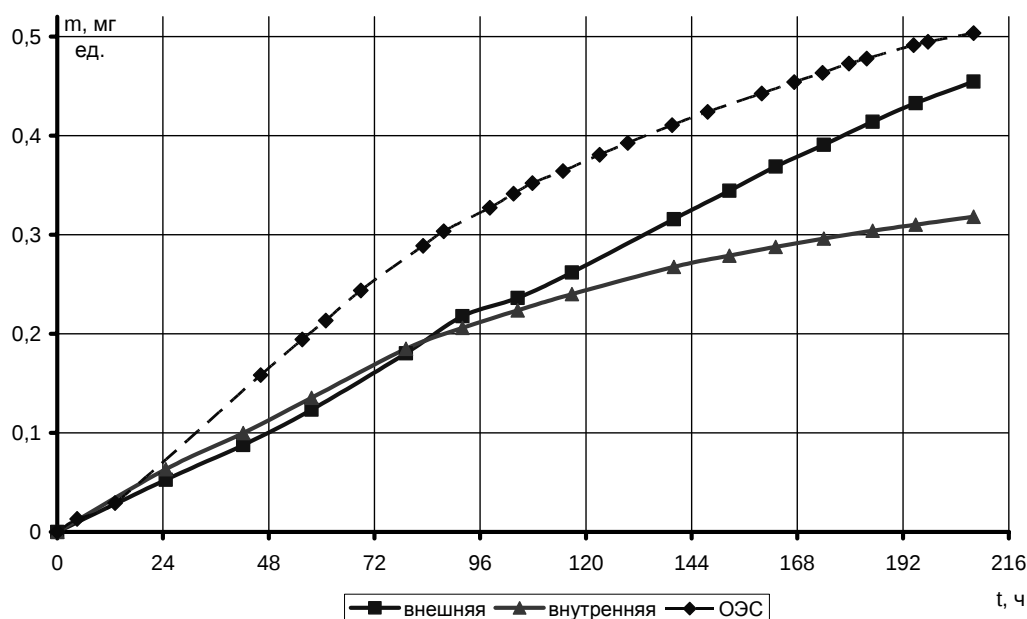


Рис. 4. Количество унесенной массы керамики

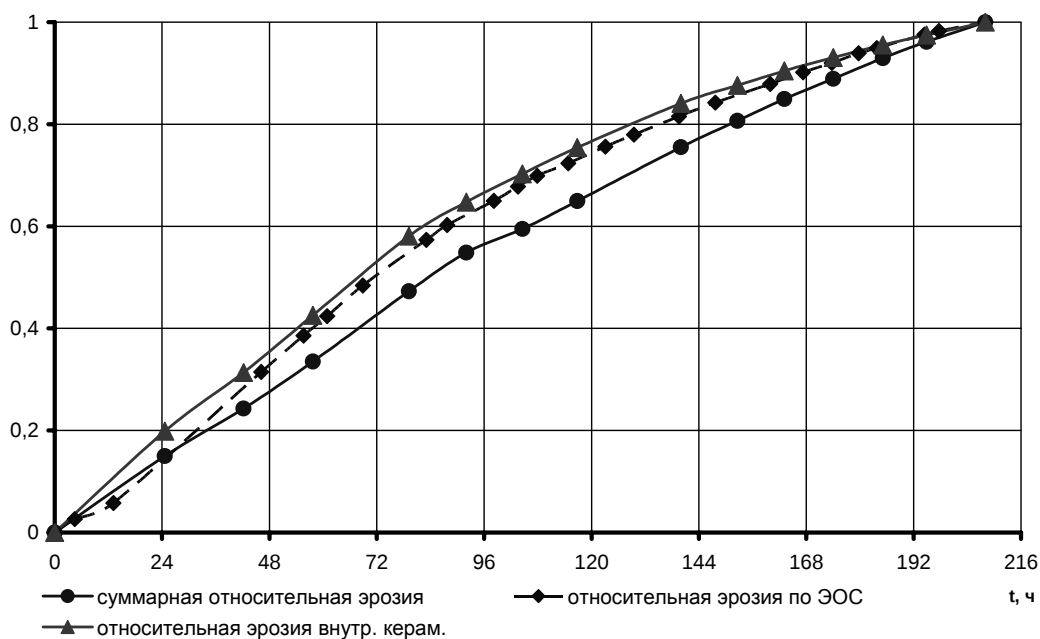


Рис. 5. Зависимость относительной эрозии от времени

Анализируя характер зависимостей можно сказать, что данные, полученные по эрозии при помощи ОЭС, коррелируют в большей мере с эрозией внутренней керамики, а не с суммарной. Это можно объяснить тем, что в центре струи за счет кривизны МСЛ находится зона повышенной плотности плаз-

мы, в которую главным образом и происходит вынесение распыленной керамики центрального изолятора, где происходят активные процессы возбуждения-девозбуждения атомов. В то же время за счет угла раскрытия струи, продукты распыления внешнего изолятора выносятся в зону разреженной плаз-

мы, где вероятность их взаимодействия с высокоэнергетическими частицами значительно меньше. Также описанный эффект может объясняться тем, что на чувствительный элемент спектрометра попадает излучение не полностью, а лишь из определенного участка сфокусированного изображения. Полученные результаты позволяют определить калибровочный коэффициент для расчета эрозии керамики центрального изолятора РК МСПД при данном режиме работы, которая большей частью и определяет ресурсные характеристики двигателя.

Перспективы дальнейших исследований

Продолжение испытаний МСПД позволят определить его реальный ресурс при заданном режиме. Также необходимо провести дополнительные исследования влияния режима работы двигателя на показания эрозии, полученные при помощи ОЭС, что позволит перейти к полному количественному анализу эрозии керамики РК при помощи ОЭС.

Выводы

В процессе ресурсных испытаний МСПД на заданном режиме выявлен характер износа керамики РК, отмечено наличие зон нормальной и аномальной эрозии. Определена эрозия керамики РК при помощи весового метода и ОЭС. Их сравнительный анализ показал, что данные полученные по эрозии при помощи ОЭС коррелируют в большей мере с эрозией внутренней керамики.

Авторы работы приносят благодарность А.П. Кислицыну и французским коллегам D. Pagnon и M. Dudeck за ценные замечания и обсуждение результатов, а также за любезно предоставленный спектрометр HR2000.

Работа проводилась в рамках международного проекта "Dnipro-France 2007".

Литература

1. Стационарные плазменные двигатели: Учебное пособие / Н.В. Белан, В.П. Ким, А.И. Оранский, В.Б. Тихонов. – Х.: ХАИ, 1989. – 315 с.
2. Pagnon D., Lasgorceix P., Touzeau M. Control of the ceramic erosion by Optical Emission Spectroscopy, Results of PPS1350-G measurements // 4th ISPC, Cagliari, Sardinia. – 2004.
3. Спектроскопические исследования струи ХД с целью определения скорости эрозии ускорительного канала в ходе длительных ресурсных испытаний / Н.В. Блинов, Ю.М. Головин, О.А. Горшков, Е.Н. Дышлюк, А.А. Шагайда // Авиационно-космическая техника и технология: – 2005. – № 9 (25). – С. 123-127.
4. Optical emission spectroscopy measurements on a SPT-20 hall effect thruster on the KHAИ ground test facility / D. Pagnon, S. Pellerin, M. Dudeck, T.A. Maksimenko, N.N. Koshelev, A.V. Loyan // Aerospace technic and technology. – 2006. – № 10 (36). – P. 117-122.
5. Ukrainian SPT-20 Hall Effect Thruster: Analysis of the Plume by Optical Emission Spectroscopy / D. Pagnon, S. Pellerin, M. Dudeck, A.V. Loyan, T.A. Maksymenko, N.N. Koshelev // IEPC-2007-361, 30d IEPC, Florence, Italy, September 17-20, 2007.
6. Аномальная эрозия диэлектрика под действием плазменного потока / Б.А. Архипов, Р.Ю. Гниздор, В.А. Масленников, А.И. Морозов // Физика плазмы. – 1992. – Т. 18, № 9. – С. 1241-1244.

Поступила в редакцию 29.05.2008

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

УДК 629.7: 621.3

Т.Ю. ИВАНОВА, С.В. ГУБИН*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

РАЗВИТИЕ ГИПОТЕЗЫ ФРАКТАЛЬНОСТИ ПОВЕРХНОСТИ ЭЛЕКТРОДА ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКОГО АККУМУЛЯТОРА

Проанализирована необходимость численного моделирования химических и физических процессов проходящих в веществе активной массы электродов электрохимических аккумуляторов в рамках общей задачи диагностики, контроля и прогнозирования основных параметров электропитания систем гарантированного энергоснабжения космических ракетных комплексов (СГЭС КРК). Проанализирована структура поверхности электрода аккумулятора. В качестве математического средства описания структуры поверхности предложена фрактальная геометрия, и в соответствии с выбранным математическим аппаратом, методология получения и обработки экспериментальных данных.

система гарантированного энергоснабжения, космический ракетный комплекс, электрохимический аккумулятор, поверхность электрода, активная масса, фрактальная геометрия, размерность, коэффициент формы, энтропия

Введение

Необходимые нормы качества энергоснабжения, предъявляемые к электропитанию оборудования КРК, решаются за счет введения источников бесперебойного электропитания (ИБП) во внутренней системе энергоснабжения. Применение современных ИБП, включающих электрохимические накопители энергии определило проблему анализа сети с ИБП и более глубокого контроля и диагностики накопителей энергии, как базовых элементов энергоснабжения. В связи с этим проблема качественного оперативного контроля и диагностирования состояния аккумуляторов, прогнозирования их параметров в любой момент времени на основе известных текущих технических характеристик по данным оперативной диагностики напрямую пересекается и может быть интегрирована в задачу моделирования энергосети КРК [1 – 4].

1. Анализ работоспособности электрохимических накопителей энергии

Аккумуляторная батарея стареет и изнашивается непрерывно за все время своего существования, начиная с момента изготовления и заканчивая ее утили-

зацией. Аккумуляторы состоят из двух электродов (положительного и отрицательного), электролита и корпуса. Непосредственно после изготовления активная масса имеет специальным образом сформированную, прочную, высокопористую и с большой площадью рабочую поверхность, микрофотография которой представлена на рис. 1.



Рис. 1. Поверхность активной массы нового положительного электрода при увеличении 500 раз

Накопление энергии в аккумуляторе происходит при протекании химической реакции окисления-восстановления вещества электродов. Таким образом, в процессе циклирования аккумулятора вещество электродов постоянно переходит из одного состояния в другое, что ведет за собой постепенное изменение структуры активной массы электродов,

что проявляется в уменьшении пористости активной массы, укрупнению кристаллов вещества активной массы и т.д.

На рис. 2 хорошо видны результаты циклирования аккумуляторной батареи, когда она в течение 9 месяцев работала в дежурном режиме с подзарядом малыми токами в помещении при температуре воздуха $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Если сравнить поверхность нового электрода (рис. 1) и то, что имеем после шести месяцев эксплуатации, то видим существенное изменение структуры поверхности (в сторону ухудшения) и заметные укрупнение кристаллов активной массы электрода ЭХА. Разумеется, значительная потеря ёмкости этой аккумуляторной батареи, уже гарантирована.



Рис. 2. Поверхность активной массы положительного электрода при увеличении 500 раз спустя 9 месяцев эксплуатации в дежурном режиме

Таким образом, мы видим, что в процессе эксплуатации активная масса электродов, в особенности положительного, подвержены воздействию целого ряда механизмов износа практически во всех режимах работы аккумулятора. Основными механизмами износа являются разрыхление и оплывание активных масс электродов, электрохимическая коррозия, а также эффект памяти.

Эффект памяти – потеря емкости аккумулятора в процессе его эксплуатации. Она проявляется в тенденции аккумулятора приспособливаться к рабочему циклу, по которому батарея работала определенный период времени. Другими словами, если заря-

жать аккумулятор несколько раз, не разрядив его перед этим полностью, он как бы «запоминает» свое состояние и в следующий раз просто не сможет разрядиться полностью, следовательно, емкость его уменьшается. По мере увеличения числа зарядно-разрядных циклов эффект памяти проявляется все отчетливее. При таких условиях эксплуатации внутри аккумулятора происходит увеличение кристаллов на пластине, которые и уменьшают поверхность электрода. При мелких кристаллических образованиях внутреннего рабочего вещества площадь поверхности кристаллов максимальна, следовательно, максимально и количество энергии, запасаемой аккумулятором. При укрупнении кристаллических образований в процессе эксплуатации — площадь поверхности электрода уменьшается и, как следствие, уменьшается реальная емкость.

На рис. 3 наглядно продемонстрировано действие эффекта памяти.

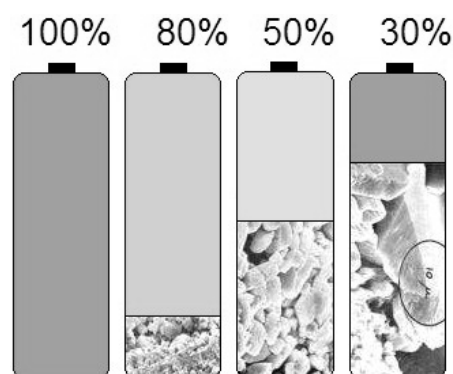


Рис. 3. Эффект памяти

Все вышеперечисленные процессы явственно проявляются на поверхности электродов аккумулятора, поэтому, анализируя состояние поверхности электрода, представляется возможным определить степень деградации аккумулятора и прогнозировать его текущую емкость.

2. Формулирование проблемы

Целью работы является изучение структуры пористой поверхности электрода электрохимического аккумулятора для создания адекватной математи-

ческой модели этой поверхности. Выбор и описание обобщенных характеристик для дальнейшего количественного анализа происходящих качественных изменений поверхности активной массы электрода.

3. Решение проблемы

Поверхность электрода электрохимического аккумулятора представляет собой пористую неоднородную структуру с изломанной геометрией (рис. 4). Вообще пористые материалы представляют своеобразный класс неупорядоченных сред, особенности которых затрудняют применение традиционных методов описания структуры. Для исследования таких поверхностей оказалось эффективным привлечение аппарата фрактальной геометрии, позволяющего адекватно описать параметры строения и связать их с физико-механическими характеристиками [5 – 8].

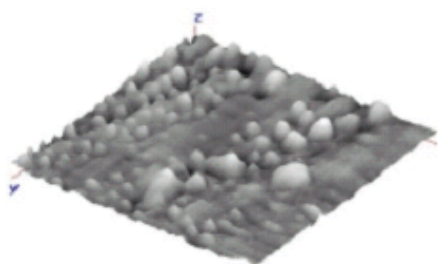


Рис. 4. Пример структуры с изломанной геометрией

Фракталами называются геометрические объекты (линии, поверхности, пространственные тела), имеющие сильно изрезанную форму и обладающие свойством самоподобия. Фракталы с большой точностью описывают многие физические явления и образования реального мира: горы, облака, микро-рельефы поверхностей.

4. Практическая реализация

Одним из самых распространенных и перспективных направлений использования теории фракталов является анализ изображений при решении задач классификации и распознавания. Для анализа состояния поверхности электрода предлагается про-

водить фрактальный анализ изображения этой поверхности, полученный при микроскопических исследованиях.

Анализ изображения заключается в изучении отдельных характеристик, составных частей, фрагментов или отдельных объектов в поле изображения. В нашем случае под анализом изображения будем понимать измерительный аспект обработки видеоданных. Следовательно, анализ изображения будет заключаться в определении различных количественных данных изображения, т.е. его параметров.

Основной характеристикой фрактального изображения является его размерность, определяющая сложность фрактала. Существует несколько принципиально разных методов определения размерности геометрического объекта. Это топологическая размерность и фрактальная размерность (размерность Минковского) или, что практически то же самое, размерность Хаусдорфа.

В нашем случае интерес представляет фрактальная размерность. Чтобы определить фрактальную размерность пространства D , разобьем все n -мерное пространство на малые кубики с длиной ребра ε и объемом ε^n . Пусть $N(\varepsilon)$ – минимальное число кубиков, которые в совокупности полностью покрывают фрактальное множество, тогда по определению фрактальную размерность можно определить по формуле

$$D = - \lim_{\varepsilon \rightarrow \infty} \frac{\ln N(\varepsilon)}{\ln \varepsilon}. \quad (1)$$

Для полутоновых изображений имеет смысл определить две фрактальные размерности – для $n = 2$ и для $n = 3$.

Другой характеристикой фрактального изображения служит коэффициент формы, вычисляемый как отношение квадрата длины периметра изображения к общей площади:

$$K_f = L^2 / S. \quad (2)$$

Этот параметр очень чувствителен и определяет изрезанность границы изображения.

Следующим параметром служит энтропия фрактального изображения.

В термодинамике энтропия есть мера беспорядка в системе. Клод Шеннон обобщил понятие энтропии на абстрактные задачи теории передачи и обработки информации.

Энтропия стала мерой количества информации, необходимой для определения системы в некотором положении. Полутонное изображение может быть представлена как функция яркости $f(x)$ от расстояния до начала изображения в заданной системе координат.

Поскольку $f(x)$ для фрактальных изображений имеет вероятностный характер, для расчета энтропии можно воспользоваться следующей формулой:

$$E = - \sum_{i=1}^{N(\varepsilon)} p_i \ln p_i . \quad (3)$$

Для неравновесных функций, имеющих большой разброс $f(x)$, значение E имеет положительные значения, а для гладких равновесных – отрицательные.

Заключение

Предполагается, что количественные изменения параметра фрактальной размерности D служат основанием говорить о существенных качественных изменениях в свойствах материалов, т.е. фрактальная размерность характеризует изменение внутренней структуры материала активной массы электрода ЭХА.

Отслеживая изменение D с течением времени возможно говорить об увеличении либо уменьшении величины зерна активной массы электрода электрохимического аккумулятора, и в конечном итоге, об изменении такого макропараметра, как текущая емкость аккумулятора.

Проведя исследование такой корреляции, становится возможным прогнозировать одну из главных электрических характеристик аккумуляторных батарей в составе СГЭС КРК в любой момент времени на основе данных о фрактальной размерности поверхности электродов, полученной акустическими методами контроля.

Литература

1. Korotkov K., Korotkin D. On concentration dependence of gas discharge around drops of non-organic electrolytes // J.Applied Physics. – May 2001. – С. 85-89.
2. Коротков А.Г., Крылов Б.А. Параметрический анализ полутонных изображений // Научно-технический вестник СПбГИТМО (ТУ). – 2002. – № 6. – С. 37-41.
3. Коротков К.Г. Основы ГРВ биоэлектрографии. – С.-Пб: СПбГИТМО (ТУ), 2001. – 360 с.
4. Мосолов А.Б., Динариев О.Ю. Анализ поверхности электрода электрохимического аккумулятора // ЖТФ. – 1988. – Т. 58, Вып. 2. – С. 233-238.
5. Mandelbrot B.B. The fractal geometry of nature. – San Francisco, Freeman, 1982. – 340 p.
6. Божокин С.В., Паршин Д.А. Фракталы и мультифракталы. – С.-Пб.: СПбГУ, 2000. – 134 с.
7. Кроновер Р.М. Фракталы и хаос в динамических системах: Основы теории. – М.: Постмаркет, 2000. – 352с.
8. Федер Е. Фракталы. – М.: Мир, 1991. – 260 с.

Поступила в редакцию 27.05.2008

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

УДК 621.51.226.2.53

А.А. ХОРИКОВ, С.Ю. ДАНИЛКИН, Т.И. МАЗИКИНА, Е.М.ЧИСТЯКОВА*Центральный институт авиационного моторостроения
им. П.И. Баранова, Москва, Россия***ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ШИРОКОХОРДНЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК
КОМПРЕССОРОВ В УСЛОВИЯХ СРЫВНОГО ОБТЕКАНИЯ**

Применительно к широкохордным лопаткам компрессоров и вентиляторов выполнен сравнительный анализ аэроупругих характеристик и диагностических признаков решётчатого флаттера и срывных колебаний. Показано, что срывное обтекание и вызываемые им колебания лопаток порождают в потоке вращающуюся окружную неравномерность потока, которая в результате преобразований Фурье и Галилея в сигналах с датчиков пульсаций может трактоваться как бегущие волны деформации по диаметральным формам колебаний системы диск-лопатки-поток. Предложена математическая модель диагностики срывных колебаний по сигналам с датчиков пульсаций статического давления.

лопатки турбомашин, срывные колебания, флаттер, функция когерентности, волны деформаций, диагностика

При создании вентиляторов и компрессоров с высоконагруженными широкохордными (с малым удлинением) лопатками одной из основных задач является обеспечение их динамической прочности и прежде всего аэроупругой устойчивости. Особенно актуален этот вопрос для блисковых конструкций из-за отсутствия механического демпфирования в местах соединения лопаток с диском. Важным параметром, характеризующим аэроупругую устойчивость рабочих лопаток компрессоров и вентиляторов является число Струхала: $Sh = \frac{2\pi f b}{W}$, где f – частота колебаний, b – хорда в одном из периферийных сечений, W – относительная скорость потока. Для известных конструкций широкохордных лопаток значения этого параметра существенно выше по сравнению с обычными рабочими лопатками, на которых ранее обеспечивалось отсутствие флаттера. Однако, при экспериментальных исследованиях компрессоров и вентиляторов на таких лопатках по сигналам с тензометров часто выявляются не кратные оборотам колебания с высоким уровнем напряжений. При этом в спектрах пульсаций потока проявляются диагностические спектральные состав-

ляющие f_n , отличающиеся от частоты колебаний лопаток на величину роторных гармоник f_p : $f_n = f_l \pm \pm m f_p$, где m – число волн деформаций по венцу (рис. 1). Последнее обстоятельство характерно для решетчатого флаттера рабочих лопаток, на что впервые было указано в работе [1], и в дальнейшем при экспериментальных исследованиях оно стало одним из основных диагностических признаков флаттера

Основная характерная особенность исследуемых колебаний заключается в режимах их возникновения на поле напорных характеристик. Эти колебания возникали либо в левых ветвях напорных характеристик, либо на близких к ним режимах. На этих режимах, согласно современным расчетным исследованиям для широкохордных высоконагруженных лопаток, реализуется срывное обтекание, которое должно создавать возмущения, препятствующие проявлению диаметральных форм синхронных колебаний системы диск-лопатки-поток, присущих решетчатому флаттеру. Поэтому эти колебания в дальнейшем предварительно будем называть срывными.

В настоящей работе сделана попытка обобщить и систематизировать отрывочные экспериментальные

данные по исследованию этих срывных колебаний, разработать математическую модель диагностики этих колебаний и выявить их основные отличительные признаки от флаттера. Поскольку под термином «флаттер» обычно понимают несколько аэроупругих явлений, имеющих различные механизмы обратной связи преобразования энергии набегающего потока в энергию колебаний лопаток, в данном слу-

чае все сравнения будут сделаны с единых позиций только по отношению именно к решетчатому флаттеру. Для того чтобы результаты сравнительного анализа указанных колебаний с флаттером были более убедительными, лопаточные венцы с широкохордными лопатками были подобраны с объектов различного назначения, но примерно с одинаковым удлинением лопаток $\bar{h} = h/b$.

№ объекта	1	2	3	4	5
Конструкция лопаточного венца	1-я ступень КВД, замковое соединение лопаток	1-я ступень КНД, блисковая конструкция	1-я ступень КНД, замковое соединение лопаток	1-я ступень вентилятора, замковое соединение с демпфером	2-я ступень КНД, замковое соединение
$\bar{h}$	1,63	1,53	1,87	1,84	1,67
Sh	1,08	0,84	0,647	0,508	0,559
Вид колебаний	срывные	срывные	флаттер	флаттер	срывные

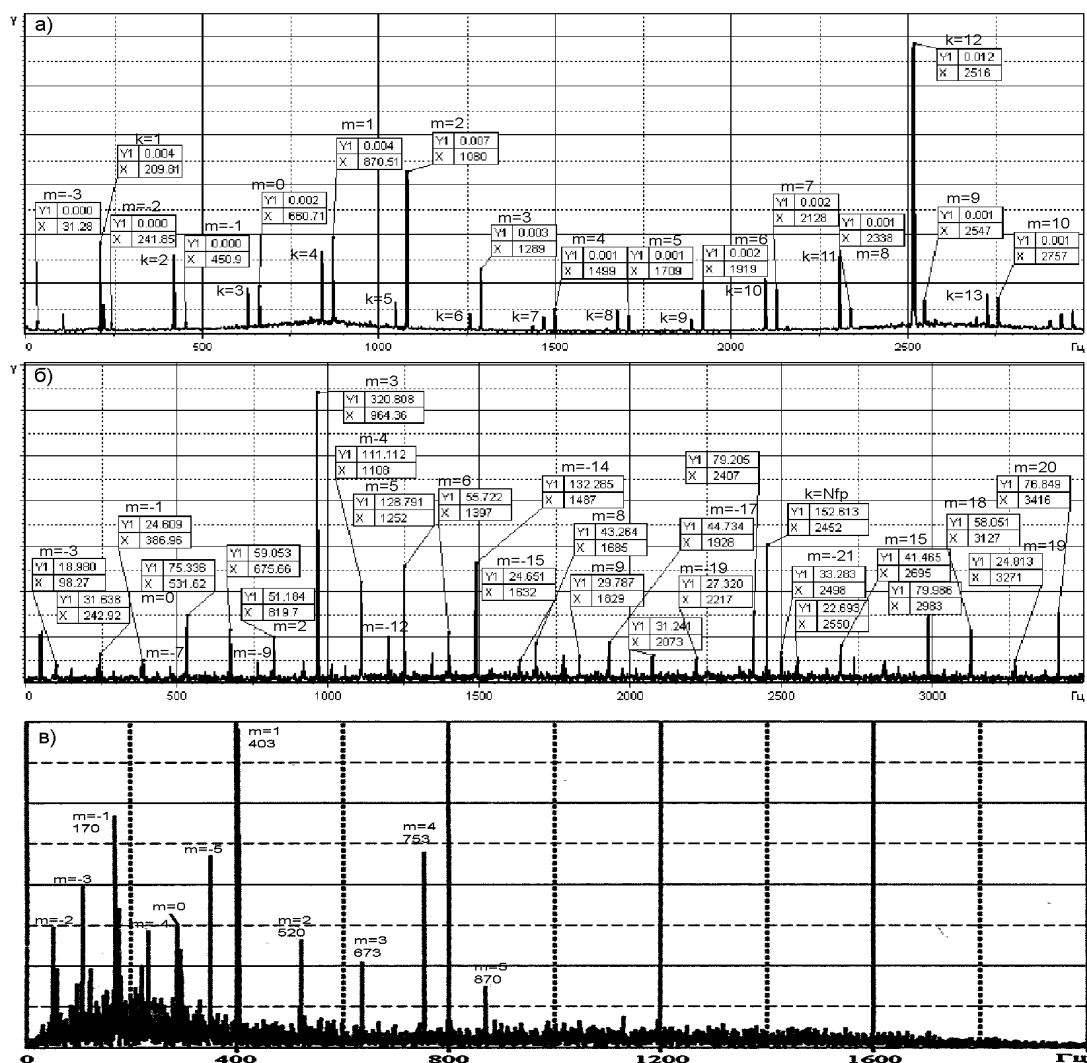


Рис. 1. Спектры пульсаций потока при срывных колебаниях:
а – объект № 1; б – объект № 2; в – объект № 5

Из спектров, представленных на рис. 2, видно, что даже, несмотря на всегда имеющуюся естественную связанность колебаний лопаток через диск и через поток, при исследуемых срывных колебаниях спектральные составляющие с максимальными амплитудами на разных лопатках несколько различаются по частотам.

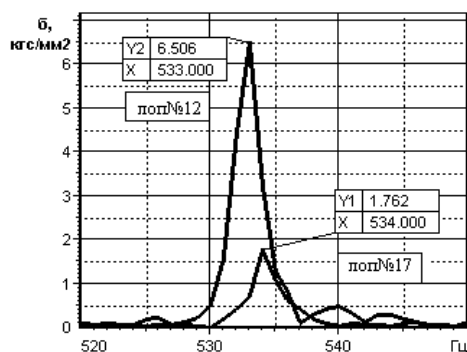


Рис. 2. Спектры колебаний лопаток при срывном обтекании (объект № 2)

Более объективно низкий уровень связанности этих колебаний подтверждается значениями функции когерентности между колебаниями лопаток. Из рис. 3 видно, что у соседних лопаток функция когерентности близка к $\gamma^2 = 1$, однако по мере увеличения межлопаточного расстояния функция когерентности падает и при удалении на 6...8 лопаток становится равной $\gamma^2 \approx 0,5$. Напротив, при решетчатом флаттере лопатки колеблются строго с одинаковыми частотами даже на начальном этапе его развития, а функция когерентности всегда равна $\gamma^2 = 1$ и не зависит от удаления лопаток. Если же попытаться определить сдвиг фаз колебаний между лопатками для срывных колебаний, то очевидно, что при таких значениях функции когерентности его имеет смысл определить только для соседних лопаток. Однако, даже при этом условии указанным сдвигам фаз не удастся привести в соответствие конкретное число узловых диаметров даже при весьма высоком уровне вибрационных напряжений, когда функция когерентности вследствие нелинейных эффектов становится равной $\gamma^2 \approx 1$ для многих лопаток (рис. 4).

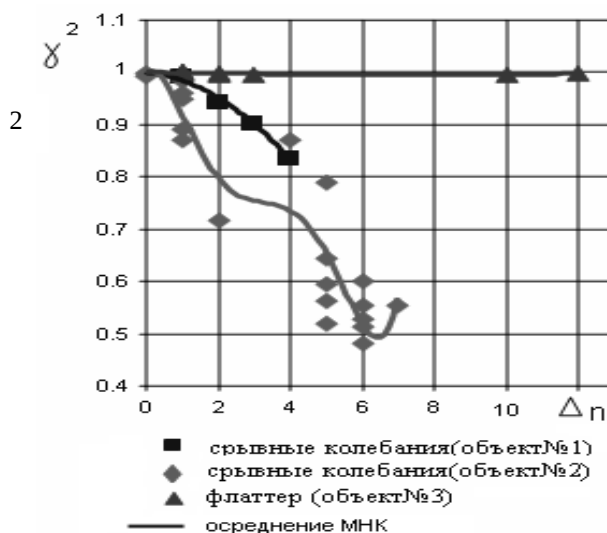


Рис. 3. Зависимость функции когерентности от разности между номерами лопаток

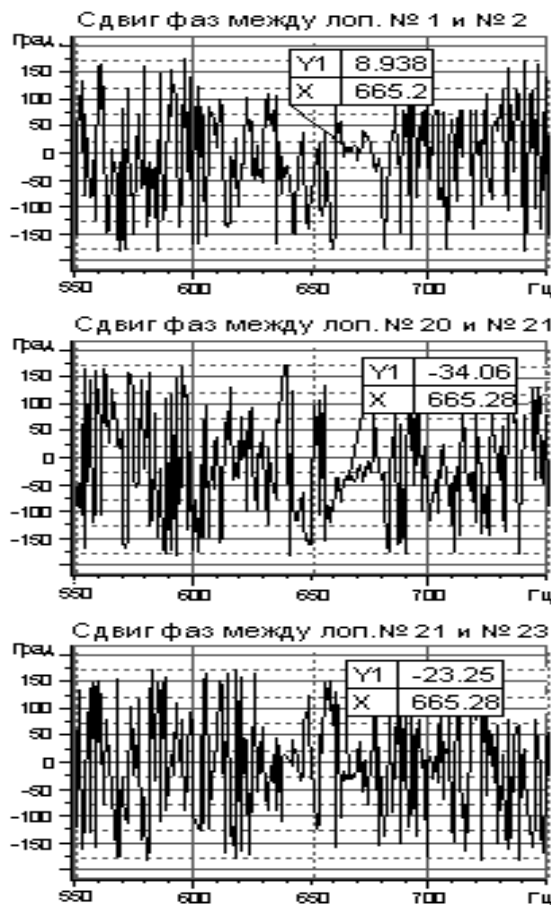


Рис. 4. Спектры сдвигов фаз между колебаниями лопаток при уровне напряжений $\sigma \approx 20$ кгс/мм² при срывных колебаниях (объект № 1, 40 лопаток)

Наоборот, при флаттере сдвиги фаз соответствуют вполне определенному набору узловых диаметров вне зависимости от межлопаточного расстояния (рис. 5).

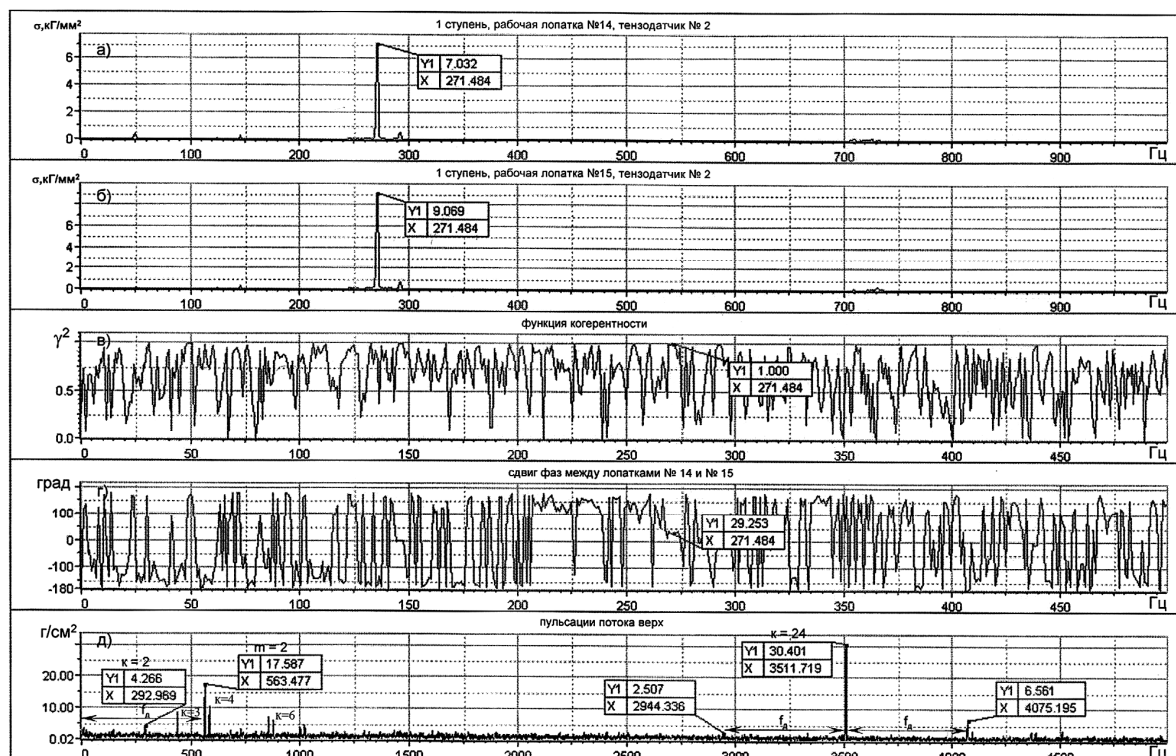


Рис. 5. Динамические характеристики при флаттере лопаток с $m = 2$ (объект № 3, 24 лопатки)

На рис. 6 представлены результаты следящего анализа изменения пульсаций с различными числами m в процессе развития колебаний лопаток.

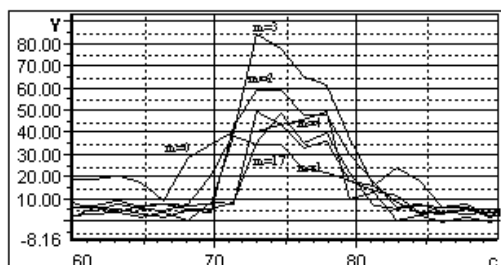


Рис. 6. Изменение мощности пульсаций потока над первой ступенью при возникновении срывных колебаний лопаток с частотой 531 Гц (объект № 2)

Видно, что спектральные составляющие, относящиеся на величину роторных гармоник от частоты колебаний лопаток, существуют задолго до того, как колебания лопаток и соответствующие им спектральные составляющие в потоке начинают резко возрастать, а в момент появления и затухания колебаний лопаток практически одновременно происходит то же самое со всеми указанными спектральными составляющими в потоке. При этом можно выде-

лить одну или несколько спектральных составляющих, которые превалируют над остальными. Напротив, при флаттере, в начальный момент его появления могут присутствовать несколько диаметральных форм, однако на этапе развитых колебаний превалирует, как правило, одна диаметральная форма.

Резюмируя изложенное сравнение, исследуемые колебания по основным экспериментальным диагностическим признакам нельзя отнести к решетчатому флаттеру, поэтому по отношению к ним термин срывные колебания является уместным. Несмотря на то, что исследуемые колебания проявляются в области срывного обтекания, не удается обнаружить мощной окружной неравномерности потока, которая вращается со скоростью несколько меньшей скорости вращения ротора, что свидетельствовало бы о наличии вращающегося срыва. Исследуемые колебания слабо коррелированы по венцу и проявляются в виде стохастического процесса, в котором отчетливо проявляются фильтрующее действие лопаток, выделяющее частотные

составляющие, близкие к частотам их собственных колебаний. В результате появляется окружная неравномерность давления потока, которая вращается со скоростью ротора.

Поскольку эта окружная неравномерность давления является периодической функцией, где периодом является длина окружности венца, то ее можно разложить в ряд по тригонометрическим функциям. В системе координат, вращающейся вместе с ротором, ее в зависимости от угловой координаты φ можно представить в виде

$$p = \frac{a_0}{2} + \sum_{m=\pm 1}^{\pm \infty} a_m \cos(m\varphi + \theta_m), \quad (1)$$

где a_m – коэффициенты разложения в ряд Фурье; m – номер гармоники разложения, который может быть как положительным, так и отрицательным вследствие цикличности системы; θ_m – фазовый сдвиг m -й формы относительно выбранного начала координат. Для того, чтобы записать выражение (1) в невращающейся системе координат достаточно выполнить преобразование Галилея $\psi = \varphi - \omega_p t$, где $\omega_p = 2\pi f_p$ – угловая скорость вращения ротора. Необходимо также учесть, что амплитуды гармоник разложения давления в окружном направлении в формуле (1) изменяются во времени с частотой колебаний лопаток f_l , т.е. $a_m = A_m \cos 2\pi f_l t$. В результате выражение для пульсаций давления в неподвижной системе координат примет вид

$$P_\partial = \frac{a_0}{2} \cdot \cos 2\pi f_l t + \sum_{m=\pm 1}^{\pm \infty} A_m \{ \cos[2\pi(f_l + mf_p)t + m\psi + \theta_m] + \cos[2\pi(f_l - mf_p)t - m\psi - \theta_m] \}. \quad (2)$$

Из формулы (2) следует, что в спектре пульсаций в неподвижной системе координат (регистрируемых датчиком пульсаций статического давления, помещенным в корпусе компрессора) будут присутствовать обусловленные эффектом Доплера дискретные гармонические составляющие с частотами, симметрично отстоящими от частоты колебаний лопаток на целое число частот вращения ротора [2]. Именно

такая картина спектрального состава пульсаций была получена экспериментально при срывных колебаниях (рис. 1). При этом спектральные составляющие с частотами $f_l + mf_p$ можно трактовать как волны деформации, бегущие по вращению колеса, а спектральные составляющие с частотами $f_l - mf_p$ как волны деформации, бегущие против вращения колеса. На самом деле этих волн деформаций нет, а они являются результатом разложения окружной неравномерности потока в ряд Фурье и последующих тригонометрических преобразований с учетом вращения колеса, т.е. результатом математических операций.

Если дополнительно учесть искажение потока в результате крутильной составляющей колебаний, то используя математический аппарат, изложенный в работе [3], формулу для спектрального состава пульсаций потока можно получить в виде:

$$P = P_\partial + \sum_{m=\pm 1}^{\pm \infty} I_0 A_m \cos 2\pi N f_p t + \sum_{m=\pm 1}^{\pm \infty} \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^{k-1} \times \quad (3) \\ \times (I_{k+1} + I_{k-1}) A_m \cos 2\pi (N f_p - f_l - m f_p) t + \\ + \sum_{m=\pm 1}^{\pm \infty} \sum_{k=1}^{\infty} I_k (I_{k+1} + I_{k-1}) A_m \cos 2\pi (N f_p + f_l + m f_p) t + \\ + \sum_{m=\pm 1}^{\pm \infty} \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^k (I_{k+1} + I_{k-1}) A_m \cos 2\pi (N f_p - f_l + m f_p) t + \\ + \sum_{m=\pm 1}^{\pm \infty} \sum_{k=1}^{\infty} I_k (I_{k+1} + I_{k-1}) A_m \cos 2\pi (N f_p + f_l - m f_p) t,$$

где через I_k обозначена функция Бесселя первого рода k -го порядка.

Физическая интерпретация формулы (3) состоит в том, что в дополнение к диагностическим частотам из формулы (2) в спектре пульсаций должны присутствовать частоты, симметрично расположенные относительно частоты следования лопаток на таком же расстоянии, что и диагностические частоты от начала координат в формуле (2). При этом, если амплитуда правой диагностической составляющей будет больше левой, то этому случаю условно можно приписать волну деформации, бегущую по вращению, и наоборот, если амплитуда ле-

вой спектральной составляющей больше правой, то этому случаю условно можно приписать волну деформации, бегущую против вращения.

Из спектров, представленных на рис. 7, следует, что при незначительном изменении оборотов частота срывных колебаний и направление волны и количество волн деформации может изменяться: при $\bar{n} = 0,728$ частоте колебаний лопаток $f_n = 533$ Гц соответствует преимущественно волны деформации с $m = 2$ и $m = 3$, бегущие по вращению, а при $\bar{n} = 0,743$, $f_n = 545$ Гц и $\bar{n} = 0,751$, $f_n = 670$ Гц волны деформации с $m = 9$ и $m = 10$, бегущие против вращения. Из рис. 7 также видно, что в случае низкочастотных шумовых гармоник, диагностика в высокочастотной области вблизи частоты следования лопаток несомненно является более надежной.

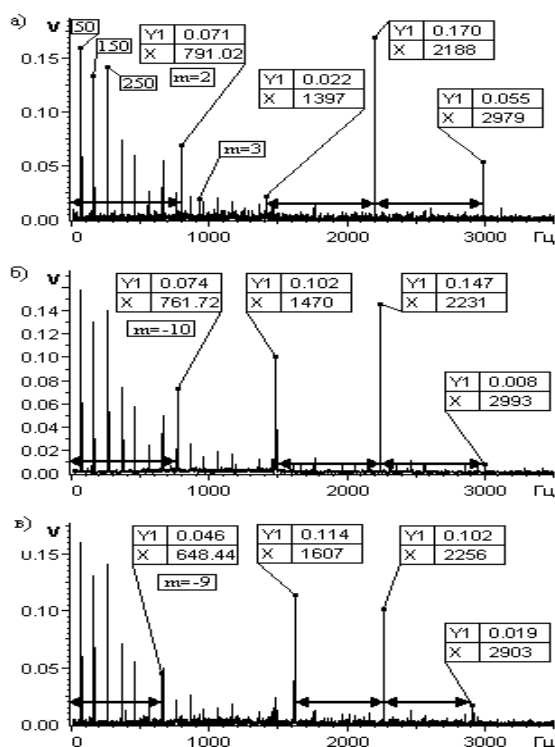


Рис. 7. Спектры пульсаций над 1-й ступенью при срывных колебаниях в процессе изменения оборотов (объект № 2): а – $\bar{n} = 0,728$; $f_n = 533$ Гц; б – $\bar{n} = 0,734$; $f_n = 545$ Гц; в – $\bar{n} = 0,751$; $f_n = 670$ Гц.

Заключение

Обобщая накопленный к настоящему времени опыт исследования колебаний лопаток можно заключить, что рассмотренные здесь срывные колебания с частотой некротной частоте вращения являются вынужденными колебаниями лопаток, обусловленными пульсациями потока в срывной области напорных характеристик. Срывное обтекание и вызываемые им колебания лопаток порождают в потоке вращающуюся окружную неравномерность потока, которая при ее разложении в ряд Фурье с учетом преобразования Галилея может трактоваться как волны деформации, бегущие по вращению или против вращения колеса. Очевидно, что меры по устранению этих колебаний должны отличаться от мер по устранению флаттера

Литература

1. Kurkov A, Dicus J. Syn-thesis of Blade Flutter Vibratory Patterns using Stationary Transducers // ASME Publ. – 1978. – NGT-160. – P. 121-127.
2. Исследование резонансных колебаний рабочего колеса компрессора с частотами, некротными частоте вращения ротора / И.В. Егоров, А.Г. Заславский, В.А. Карасев, А.Н. Федосова // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 7 (43). – С. 94-98.
3. Хориков А.А. Исследование колебаний лопаток компрессоров датчиками измерения радиально-го зазора // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 8 (55). – С. 77-81.

Поступила в редакцию 16.05.2008

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

УДК 629.7.03.018

М.Е. КОЛОТНИКОВ¹, П.В. МАКАРОВ¹, В.М. САЧИН²¹*ФГУП «ММПП «Салют», Москва, Россия*²*ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», Москва, Россия***ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАПРЯЖЕННОСТИ ШИРОКОХОРДНОГО ВЕНТИЛЯТОРА ПРИ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ**

Представлены результаты экспериментального исследования динамической напряженности рабочих колес вентилятора ТРДДФ с широкохордными лопатками при стендовых испытаниях. Использован комплекс методов и диагностических признаков флаттера, многократно верифицированных при доводочных испытаниях ряда авиадвигателей поколений 4 и 4+. Получены новые экспериментальные данные о физических особенностях флаттера, которые могут быть использованы для верификации методов его расчетного прогнозирования. Показана необходимость разработки новых критериев прогнозирования флаттера колес современных широкохордных вентиляторов авиационных ГТД, к которым предъявляются противоречивые требования по повышению параметров с одной стороны, и по снижению удельного веса и увеличению ресурсов с другой.

вентилятор, рабочее колесо, блиск, лопатки, флаттер, диагностика, прогнозирование**Введение**

Создание ТРДДФ нового поколения, оптимальных с точки зрения сочетания термодинамического совершенства и прочностной надежности, невозможно без решения проблемы обеспечения приемлемого уровня динамической напряженности рабочих колес (РК) высоконапорных вентиляторов с широкохордными безбандажными беззамковыми лопатками, изготовленными по технологии «блиск» (зацело с дисками). Особого внимания заслуживает флаттер (динамическая аэроупругая неустойчивость), возникновение которого на подобных конструкциях с пониженным механическим демпфированием способно привести к быстрому усталостному разрушению [1].

В этих условиях актуальна разработка достоверных методов прогнозирования флаттера РК вентиляторов ТРДДФ на стадии конструирования, а также методов его диагностирования на самой ранней стадии исследовательских испытаний, в том числе, в темпе эксперимента.

В настоящее время в практике российского авиадвигателестроения расчетное прогнозирование

флаттера РК базируется преимущественно на статистическом подходе, суть которого заключается в обобщении экспериментальных данных методами математической статистики и построении областей флаттера и устойчивости в многомерном пространстве диагностических факторов [2]. Такой подход достаточно хорошо себя зарекомендовал главным образом для схем вентиляторов с рабочими лопатками, имеющими антивибрационные полки, для которых накоплен большой объем экспериментальных данных. Однако в случае его использования применительно к колесам широкохордных высоконапорных вентиляторов без бандажных связей между лопатками (т.е. проведения экстраполяции за пределы области параметров, не охватываемой имеющимися сегодня экспериментальными данными), результат представляется далеко не очевидным.

Аналогичным образом нуждалась в экспериментальной проверке (применительно к новой разновидности конструкции вентилятора) адекватность характерных признаков и созданного на их основе комплекса методов ранней диагностики флаттера РК как стационарного волнового процесса в неконсервативной поворотно-симметричной системе со мно-

гими степенями свободы [3 – 9]. Эти методы в свое время успешно применены при стендовых и летных доводочных испытаниях двигателей предыдущих поколений 4 и 4+ с вентиляторами, имеющими антивибрационные полки.

1. Постановка задачи

Задачами представленной работы являлись:

- получение новых экспериментальных данных о физических особенностях флаттера РК широкохордного вентилятора, которые можно было бы использовать в качестве ориентира для верификации и целенаправленного усовершенствования методов его расчетного прогнозирования;
- верификация, применительно к конструкции этого типа, вышеуказанных характерных признаков и методов диагностики флаттера РК.

2. Краткая характеристика объекта и методики экспериментальных исследований

Объектом экспериментальных исследований являлся трехступенчатый вентилятор с широкохордными лопатками типа «блиск». Предварительно на этапе конструирования для РК 1-й ступени данного вентилятора была выполнена расчетная оценка устойчивости к флаттеру при номинальных размерах лопаток.

Испытания вентилятора проведены на высотном стенде ЦИАМ.

Рабочие лопатки были препарированы тензодатчиками базой 3 мм, причем, для применения фазового метода диагностики флаттера РК [4, 5] была предусмотрена установка датчиков в сходственных точках нескольких пар соседних лопаток (нумерация лопаток была принята возрастающей в направлении вращения). С целью применения методики бесконтактной виброакустической диагностики флаттера [4, 6, 7], при помощи датчиков, установленных в различных точках на корпусах вентилятора, были проведены измерения пульсаций статиче-

ского давления потока, вибраций и вибронапряжений.

При обработке экспериментальных данных, проведенной с помощью программного комплекса WinПОО НПП «Мера» г. Королев, использовался анализ тонкой структуры (с разрешающей способностью по частоте ~ 1 Гц) спектральной плотности мощности, характеризующей распределение по частоте энергии каждого из указанных колебательных процессов, измеренных в отдельных точках, а также анализ взаимной спектральной плотности, характеризующей их взаимосвязанность.

Интерпретация результатов обработки проведена в рамках модели связанных аэроупругих колебаний РК компрессоров как волновых процессов в неконсервативной поворотно-симметричной системе, с учетом комплекса диагностических признаков флаттера РК [4 – 9]:

- возникновение связанных колебаний колеса в виде так называемой вперед бегущей (ВБ) волны деформации, движущейся от корытца к спинке (т.е. относительно компрессорной рабочей решетки – в направлении вращения) и характеризующейся тем или иным числом пространственных окружных периодов («диаметров») m ;
- возбуждение в окружающем потоке и на элементах конструкции статора аналогичных волн давления и вибраций, характеризующихся тем же, что и на диагностируемом колесе, числом диаметров, и диагностической частотой (в неподвижной системе координат), которая превышает «тензометрическую» частоту (фиксируемую тензометрами на рабочих лопатках) на величину, равную произведению числа диаметров и частоты вращения;
- уменьшение (в процессе варьирования режимных параметров вблизи от границы флаттера) логарифмического декремента соответствующей формы связанных колебаний РК, определяемого статистическим анализом отклика лопаток на широкополосные турбулентные пульсации потока.

Необходимо отметить, что в случае отклонения реального рабочего колеса от строгой поворотной симметрии (что особенно характерно для конструкций с консольными лопатками, имеющих весьма плотный спектр собственных частот связанных колебаний по формам с близкими числами диаметров, см. [3]), собственная форма, по которой происходит потеря устойчивости, уже не строго синусоидальна и не может быть охарактеризована одним числом – числом диаметров. Она описывается конечным рядом Фурье с числом членов, равным числу лопаток z ; при этом возникает разброс по венцу амплитуд колебаний отдельных лопаток и разброс сдвигов фаз между колебаниями различных пар соседних лопаток. В результате при флаттере асимметричного РК по каждой i -й собственной форме с частотой $f_{\pi i}$ в окружающем пространстве будет генерироваться уже не одно колебание – ВБ волна давления и вибраций корпуса с вышеуказанной частотой $f_{\pi i} + m \times f_p$, а, вообще говоря z колебаний в виде вперед - и назад бегущих волн с частотами $f_{\pi i} \pm m_1 \times f_p$. Однако, по крайней мере, для случаев малой асимметрии венца, амплитуды ВБ волн выше [4, 6].

Здесь f_p – частота вращения ротора, а m_1 – номер гармоники конечного ряда Фурье, аппроксимирующего собственную форму колебаний РК (для конкретного семейства форм, см. [3]); этот номер может варьироваться в пределах от нуля до значения, равного $z/2$ и $(z - 1)/2$ при соответственно четном и нечетном числе лопаток колеса z .

3. Обсуждение результатов экспериментальных исследований

В целом для проведенных испытаний был характерен вполне приемлемый уровень амплитуд вибронпряжений в рабочих лопатках всех ступеней исследованного вентилятора при обычных резонансных колебаниях, возбуждавшихся низшими гармониками неподвижной окружной неравномерности потока. Наиболее примечательным видом колеба-

ний, определявшим вибронпряженность вентилятора, оказался флаттер РК 1-й ступени, которому и было уделено основное внимание.

3.1. Испытания с атмосферными условиями на входе в вентилятор. На первом этапе испытаний с атмосферными условиями на входе было установлено отсутствие каких-либо признаков флаттера РК на всех режимах работы с номинальными значениями углов установки регулируемого входного направляющего аппарата (ВНА) вентилятора.

Однако при испытаниях с раскрытием ВНА (что соответствовало увеличению углов атаки при обтекании потоком рабочих лопаток 1-й ступени) в процессе увеличения приведенной частоты вращения ротора при $n_{пр} \approx 73\%$ был зафиксирован резкий («стенкой») рост амплитуд нерезонансных колебаний одновременно всех лопаток с частотой, не кратной физической частоте вращения ($\kappa = 4,1$). Это проиллюстрировано осциллограммами тензосигналов с рабочих лопаток 1-й ступени, отфильтрованных в окрестности указанной частоты (рис. 1), а также соответствующими графиками спектральной плотности мощности (рис. 2, а; 2, б).

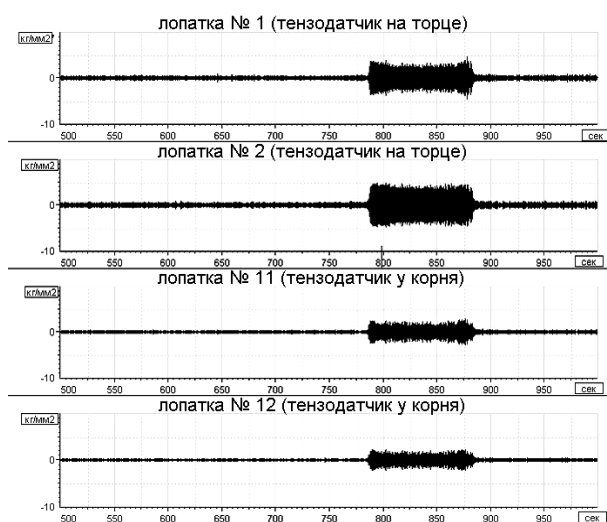


Рис. 1. Осциллограммы вибронпряжений в рабочих лопатках, характеризующие выход и уход с режима, на котором возник флаттер РК1 вентилятора

Близость к единице функции когерентности колебаний различных лопаток (рис. 2, в) являлась при-

знаком реализации связанных колебаний колеса с общей для всех лопаток частотой.

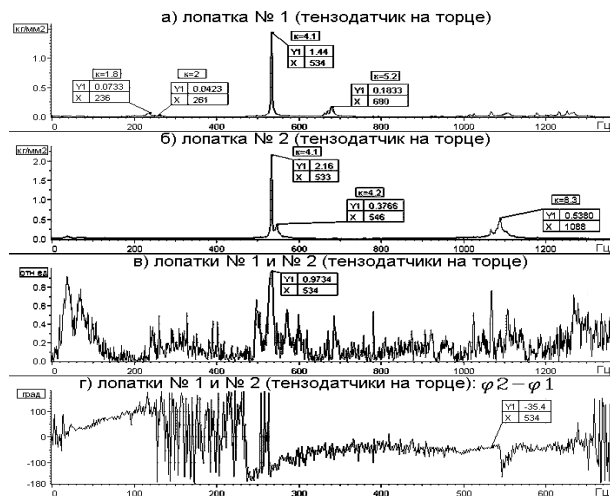


Рис. 2. Спектрограммы (а, б), функция когерентности (в) и сдвиги фаз (г) вибронпряжений в лопатках, свидетельствующие о возникновении флаттера РК1 вентилятора

Сопоставление этих данных с результатами расчетов и вибрационных испытаний конструкции в лабораторных условиях (без вращения) показало, что обнаруженные связанные колебания РК 1-й ступени реализовались по собственной форме, характеризовавшейся превалированием крутильной составляющей деформаций лопаток с максимумом вблизи от входной кромки.

Обращало на себя внимание отсутствие в указанных спектрограммах компонент, которые бы являлись признаками вращающегося срыва потока. Узость пика спектрограмм на частоте обнаруженных колебаний, а также отмеченное высокое значение функции когерентности исключали версию о случайных вынужденных колебаниях, генерируемых срывными явлениями в потоке вследствие приближения к левой ветви напорной характеристики ступени. Совокупность вышеизложенных фактов дала основание причислить обнаруженные колебания РК 1-й ступени к флаттеру.

Достоверность этого предварительного диагноза была существенно повышена путем использования вышеуказанного комплекса характерных признаков и методов диагностики [4 – 9], который, как показа-

ли проведенные эксперименты, оказался вполне адекватен применительно к исследованному широкохордному вентилятору. Во-первых, отрицательные значения межлопаточного сдвига фаз в окрестности частоты обнаруженных колебаний (рис. 2, г) свидетельствовали о реализации связанных колебаний РК вентилятора в виде ВБ волны, характерной именно для флаттера.

Во-вторых, четкое выделение из шума в спектрах пульсаций потока, вибраций и вибронпряжений корпуса (рис. 3) дискретных компонент на частоте кратности $k = 7,1$, превышающей «тензометрическую» частоту кратности $k = 4,1$ на величину утроенной частоты вращения, являлось еще одним диагностическим признаком флаттера РК по форме связанных колебаний, характеризующейся так называемым превалирующим числом диаметров $m = 3$. Наличие еще нескольких компонент на частотах с нецелыми кратностями $k = 4,1$, $k = 5,1$, $k = 6,1$ и $k = 8,1$ достаточно типично для флаттера колес с консольными лопатками [6] и является признаком проявления эффектов динамической неоднородности (асимметрии) исследованного колеса.

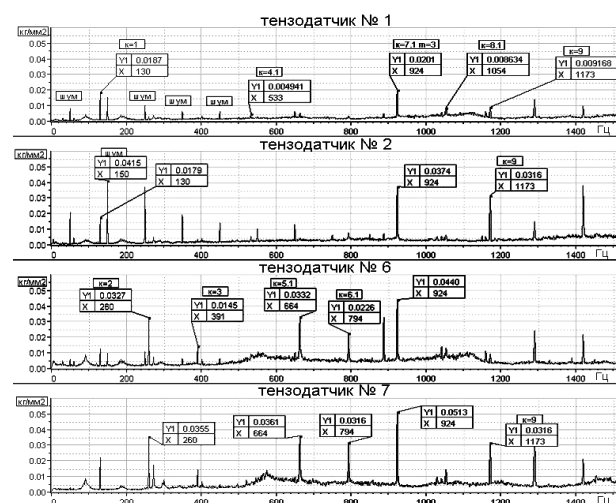


Рис. 3. Спектрограммы вибронпряжений в корпусе вентилятора, свидетельствующие о возникновении флаттера РК1

Аналогичным путем при испытаниях на режиме с приведенной частотой вращения $n_{пр} \approx 75\%$ был диагностирован флаттер РК 1-й ступени по форме

связанных колебаний, характеризуемой двумя узловыми диаметрами $m = 2$.

Еще одним диагностическим признаком флаттера исследованного РК 1-й ступени в области режимов с $n_{np} = 73 - 75\%$ явилось обнаружение на предшествующем режиме с $n_{np} \approx 70\%$ резкого уменьшения декремента связанных колебаний до уровня $\delta \approx 0,3\%$, который более чем на порядок ниже обычных уровней (4 – 10%), характеризующих демпфирование колебаний компрессорных лопаток по низшим формам. Результаты проведенной при этом идентификации случайных связанных колебаний в виде случайно-модулированной ВБ волны (в окрестности собственной частоты кратности $\kappa = 4,3$), характеризующей предфлаттерное состояние РК (см. [8]), представлены на рис. 4.

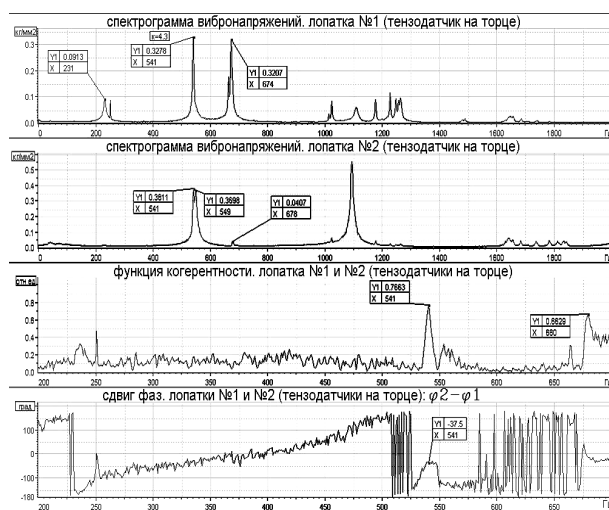


Рис. 4. Спектрограммы (а, б), функция когерентности (в) и сдвиги фаз (г) вибронапряжений в лопатках, свидетельствующие о реализации предфлаттерного состояния РК 1 вентилятора

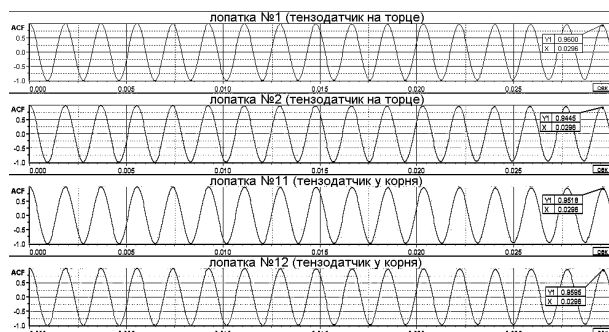


Рис. 5. Оценивание логарифмического декремента ($\delta \approx 0,3\%$), характеризующего близость к границе флаттера РК1, по затуханию огибающих автокорреляционных функций случайных колебаний лопаток

Результаты, относящиеся к непосредственному измерению декремента для выделенной формы по затуханию огибающих нормированных автокорреляционных функций случайных колебаний нескольких лопаток, показаны на рис. 5.

3.2. Испытания при повышенных значениях температуры и давления потока на входе. При испытаниях с повышенными значениями параметров потока на входе в вентилятор флаттер РК 1-й ступени был выявлен в диапазоне режимов работы с $n_{np} = 74 - 76\%$; он реализовался (в зависимости от конкретного режима) с частотами $f = 526 - 539$ Гц по формам связанных колебаний, которые характеризовались преобладающими числами диаметров, изменяющимися в диапазоне $m = 2 - 4$. Для него был характерен резкий рост амплитуд вибронапряжений в лопатках при увеличении температуры и давления, а также при движении рабочей точки по напорной характеристике в направлении границы срыва (при дросселировании).

На этом этапе испытаний, как и при испытаниях с атмосферными условиями на входе, при диагностировании флаттера РК 1-й ступени эффективно использован комплекс вышеуказанных методов. Типичные результаты выявления флаттера (характеризуемого преобладающим числом диаметров $m = 3$) представлены на рис. 6, 7.

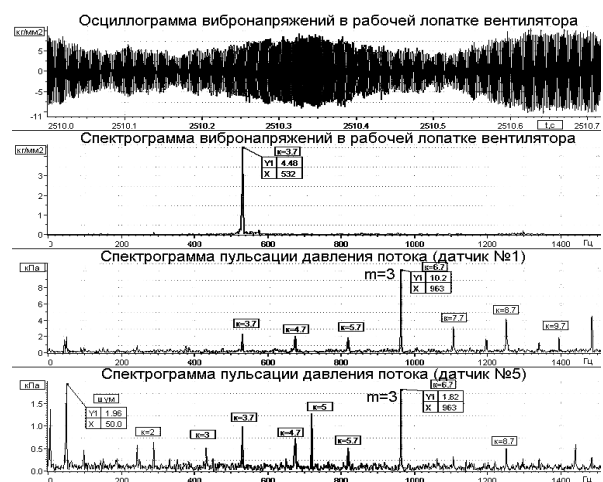


Рис. 6. Осциллограмма (а) и спектрограмма (б) вибронапряжений в рабочей лопатке вентилятора, а также спектрограммы пульсаций давления потока (в, г), свидетельствующие о возникновении флаттера РК1 вентилятора

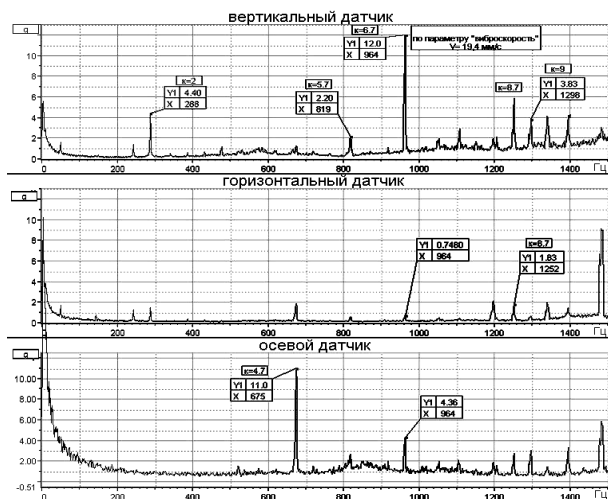


Рис. 7. Спектрограммы вибраций корпуса, свидетельствующие о возникновении флаттера РК1

Одной из причин высокого уровня побочной компоненты (с кратностью $k = 4,7$) на спектрограмме осевой вибрации (рис. 7) может быть проявление локального корпусного резонанса. В целом при испытаниях обнаружена отмечавшаяся и ранее (см. [4, 6]) тенденция к уменьшению побочных компонент в спектрах пульсаций потока и вибраций статорной части вентилятора по мере углубления в область флаттера РК, например, при дросселировании.

3.3. Выявление особенностей связанности колебаний РК всех ступеней вентилятора и снижения собственной частоты лопаток при флаттере. При тензометрировании с повышением температуры и давления на входе флаттер рабочих лопаток 1-й ступени по крутильной форме сопровождался интенсивными вынужденными колебаниями рабочих лопаток 2-й и 3-й ступеней. Расчетные значения собственных частот колебаний рабочих лопаток 2-й, и 3-й ступеней оказались близкими к замеренным по рабочей лопатке 1-й ступени, а выполненный расчетный модальный анализ всего ротора показал наличие форм его взаимосвязанных колебаний, когда по одной собственной частоте колеблются не только лопатки 1-й и 3-й ступеней, но и также диски 2-й и 3-й ступеней по зонтичной форме и форме с одним узловым диаметром.

При экспериментальных исследованиях динами-

ческой напряженности РК 1-й ступени вентилятора было отмечено, что частота колебаний, на которой реализовался флаттер, оказалась ниже (≈ 10 Гц), по сравнению с частотой резонансных колебаний для режимов с практически совпадающими значениями частоты вращения ротора.

4. Рекомендации по прогнозированию и устранению флаттера лопаток широкохордных вентиляторов

По нашему мнению, оценки устойчивости к флаттеру рабочих лопаток вентиляторов, базирующиеся на использовании вероятностно-статистических методов, следует проводить не только для зоны насыщения (с большим числом узловых диаметров), но и для зоны интерференции на частотных диаграммах (рис. 8).



Рис. 8. Частотная диаграмма собственных форм колебаний РК1

Учет этого обстоятельства может сказаться на функции правдоподобия [2], которая из области прогнозирования устойчивости к флаттеру или неопределенности диагноза может перейти в область неустойчивости к флаттеру.

По-видимому, целесообразно также проводить расчеты работы нестационарных аэродинамических сил на перемещениях лопаток при колебаниях по собственным формам. Разработанную модель необ-

ходимо верифицировать по данным экспериментов.

Необходима разработка специальных демпфирующих устройств для РК типа «блиск» для эффективной борьбы с флаттером лопаток и снижения амплитуды интенсивных вынужденных (резонансных) колебаний.

Заключение

Основными результатами проведенного экспериментального исследования применительно к РК широкохордного вентилятора являются следующие:

1) получены новые экспериментальные данные о физических особенностях флаттера, которые могут быть использованы для верификации методов его расчетного прогнозирования, базирующихся как на статистическом подходе, так и на расчете работы нестационарных аэродинамических сил на собственных колебательных перемещениях системы «лопатки – диск – поток»;

2) верифицированы характерные признаки и методы ранней диагностики флаттера РК, что позволяет надеяться на их успешное использование для диагностики явления в темпе эксперимента на следующих стадиях испытаний.

Литература

1. Proceedings of 10 th National Turbine Engine HCF Conference, March 8-11, 2005, New Orleans.
2. Локштанов Е.А., Михайлов В.М., Хориков А.А. Статистическое прогнозирование флаттера лопаток турбомашин // *Аэроупругость лопаток турбомашин*. – К.: Наукова думка. – 1980. – С. 73-81.
3. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин. – М: Машиностроение, 1983. – 224 с.
4. Сачин В.М. Некоторые особенности аэроупругих колебаний рабочих колес турбомашин // *Аэро-*

упругость лопаток турбомашин. – М.: ЦИАМ. – 1981. – Труды №953. – С. 267-287.

5. Сачин В.М., Шатохин А.Г. Фазовый метод диагностики связанных аэроупругих колебаний и опыт его применения при доводке рабочих колес осевых компрессоров // *Аэроупругость лопаток турбомашин*. – М.: ЦИАМ. – 1989. – Труды № 1266, вып. 5. – С. 157-165.

6. Сачин В.М., Шатохин А.Г. Исследование возможностей бесконтактного обнаружения флаттера рабочего колеса осевого компрессора // *Проблемы прочности и динамики в авиадвигателестроении*. – М.: ЦИАМ. – 1985. – Труды № 1109, вып. 3. – С. 166-175.

7. Сачин В.М., Туманов Н.В., Шатохин А.Г. Бесконтактная вибродиагностика флаттера рабочих колес компрессоров // *Аэроупругость лопаток турбомашин*. – М.: ЦИАМ. – 1987. – Труды № 1221, вып. 4. – С. 195-206.

8. Сачин В.М. К вопросу об определении декрементов связанных аэроупругих колебаний рабочего колеса компрессора // *Аэроупругость лопаток турбомашин*. – М.: ЦИАМ. – 1983. – Труды №1064, вып. 2. – С. 172-187.

9. Сачин В.М. Верификация характерных признаков и методов ранней диагностики флаттера рабочего колеса компрессора, осуществленная при доводочных испытаниях двигателя поколения 4+ на высотном стенде ЦИАМ // *ЦИАМ 2001-2005. Основные результаты научно-технической деятельности*. Т 2. – М.: ЦИАМ. – 2005. – С. 162-166.

Поступила в редакцию 26.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Б. Коровин, Федеральное государственное унитарное предприятие РФ «Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Москва, Россия.

УДК 629.7.03.018

Б.Б. КОРОВИН¹, О.Н. БЫЛИНКИНА¹, Е.В. БРЫЧЕВА²¹Федеральное государственное унитарное предприятие РФ

«Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Жуковский, Россия

²ОАО «Научно-производственное объединение «Сатурн» НТЦ

им. А. Люльки, Москва, Россия

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ ЛОПАТОК КНД ТРДДФ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИСПЫТАНИЙ НА СТЕНДЕ С ВЫДВИЖНЫМ ИНТЕРЦЕПТОРОМ

На основе совместного анализа материалов динамического тензометрирования лопаток вентилятора современного ТРДДФ и параметров возмущенного потока перед ним на стендах с выдвижным интерцептором и лемнискатным входом, а также в стартовых условиях работы на самолете оценена вибросensitivity лопаток к турбулентности. Дан прогноз вибронагруженности рабочих лопаток всех четырех ступеней вентилятора при их случайных колебаниях, вызываемых этим видом возмущения в полете. Показана возможность взаимного пересчета коэффициентов вибросensitivity лопаток и их вибронагруженности для различных мест замера переменных напряжений

лопатки вентилятора, КНД, вибронагруженность, вибросensitivity, выдвижной интерцептор, турбулентность потока, сверхзвуковой воздухозаборник, стенд, прогноз

Введение

Случайные колебания лопаток, вызываемые турбулентностью потока при совместной работе ТРДДФ (ТРДДФ) со сверхзвуковыми входными устройствами, один из главных факторов динамического нагружения рабочих колес КНД (вентиляторов) этих двигателей [1 – 3].

Настоящая работа посвящена имитации указанного фактора нагружения при работе двигателя на наземном стенде с выдвижным интерцептором и прогнозированию вибронагруженности лопаток при их случайных колебаниях в эксплуатации.

1. Постановка задачи (условия проведения эксперимента)

Задачами настоящих исследований было:

- подтверждение возможности оценки вибросensitivity лопаток к турбулентности с помощью единого (для стендов и самолета) экспериментально определяемого критерия;
- обоснование методики прогнозирования и вза-

имного пересчета вызываемых турбулентностью переменных напряжений для различных мест их замера на лопатках.

Для оценки влияния турбулентности на динамическое нагружение лопаток использовалась временная неравномерность течения, искусственно создаваемая выдвижным пластинчатым интерцептором, а также естественная неравномерность, возникающая при работе двигателя на самолете и с лемнискатным входом на стенде.

Указанная оценка выполнялась с помощью параметра ε [4].

Параметр ε , определяемый как относительное значение СКЗ турбулентных пульсаций полного давления на входе в двигатель, рассчитывался в настоящих исследованиях в полосе частот 10...350 Гц. Для его получения выполнялось измерение полей и пульсаций полного давления воздуха. Схема препарировки ВНА двигателя приемниками давления показана на рис. 1.

Переменные напряжения в лопатках и параметр ε определялись при отсутствии резонанса лопаток

для режима работы двигателя, близкого к максимальному, с частотой вращения ротора низкого давления $N_{1\text{физ}} = 93\%$. Указанный режим позволял существенно изменять интенсивность турбулентности на входе в двигатель без потери его газодинамической устойчивости.

На стенде с интерцептором вибронгруженность рабочих лопаток оценивалась для всех четырех ступеней вентилятора двигателя. В стартовых условиях работы двигателя на самолете, а также при его работе с лемнискатным входом на стенде такая оценка выполнялась только для первой ступени КНД. Схемы наземных стендов, на которых проводились эксперименты, показаны на рис. 1.

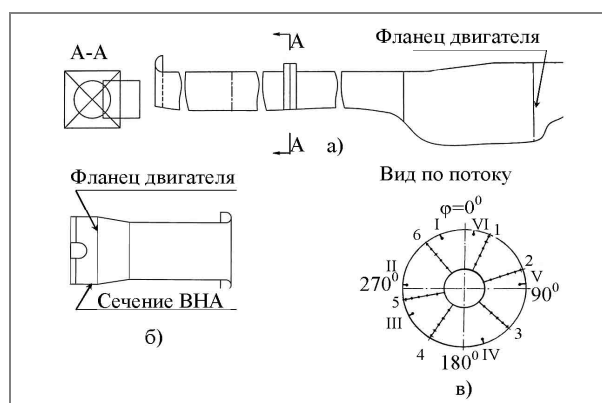


Рис. 1. Схемы стендов с выдвижным интерцептором (а), с лемнискатным входом (б) и препарировка ВНА замера полных давлений воздуха и их пульсаций (в)

Обработка и анализ материалов тензометрирования и параметров возмущенного потока на входе в двигатель при его работе на стендах и самолете выполнялись с помощью программно-аппаратных комплексов по цифровым базам данных. Частота дискретизации при регистрации и обработке переменных тензосигналов с лопаток позволяла исследовать вибропроцессы с частотами до 10 кГц.

2. Результаты исследований

2.1. Вибронгруженность лопаток КНД при возмущениях на входе, создаваемых выдвижным интерцептором. Всего на стенде с выдвижным интерцептором было протензометрировано:

- четыре лопатки I ступени КНД (лопатка №15 на спинке над полкой (шифр замера t_1), лопатки №№ 21 и 24 у корня на корыте (t_2), лопатка № 30 на корыте у входной кромки (t_3));
- две лопатки II ступени (№№ 25 и 27 у корня на спинке в $C_{\text{макс}}$ (t_4));
- одна лопатка III ступени (№ 45 над полкой на спинке (t_1));
- четыре лопатки IV ступени (№№ 20, 21, 28 и 29 у корня на спинке в $C_{\text{макс}}$ (t_4)).

В результате исследований выявлен монотонный рост как параметра ε , так и переменных напряжений во всех точках их замера на рабочих колесах КНД двигателя по мере выдвижения интерцептора при фиксированном значении $N_{1\text{физ}} \neq N_{1\text{рез}}$

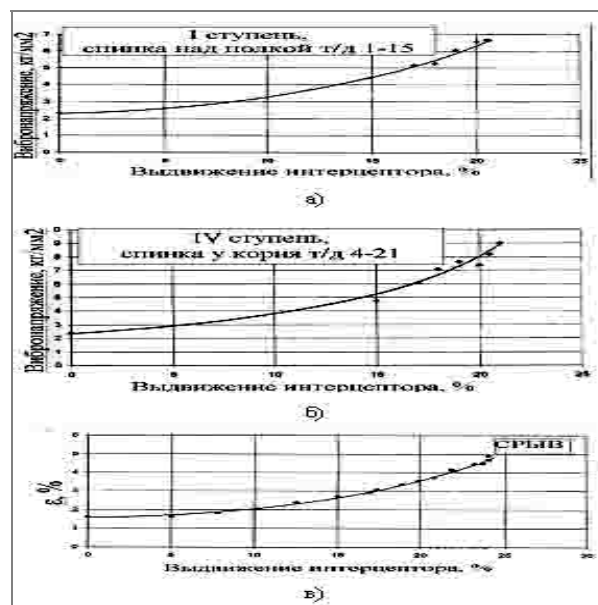


Рис. 2. Графики изменения вибронгруженности лопаток I ступени КНД по замеру в t_1 (а), лопаток IV ступени в t_4 (б) и параметра ε (в) от положения интерцептора, использовавшиеся при оценке вибрончувствительности лопаток к турбулентности.

В соответствии с теоретическими представлениями о вибрационном отклике систем с высокой добротностью на широкополосное воздействие [2, 5, 6] вибропроцессы в лопатках в проводимом эксперименте носили неустановившийся, случайный, характер. В спектрах указанных процессов отмечено большое число соизмеримых интенсивных состав-

ляющих с частотами не целой кратности к частоте вращения ротора в узкой полосе частот, соответствующей полосе пропускания лопатки как механического резонансного фильтра для каждой из возбуждившихся форм собственных колебаний.

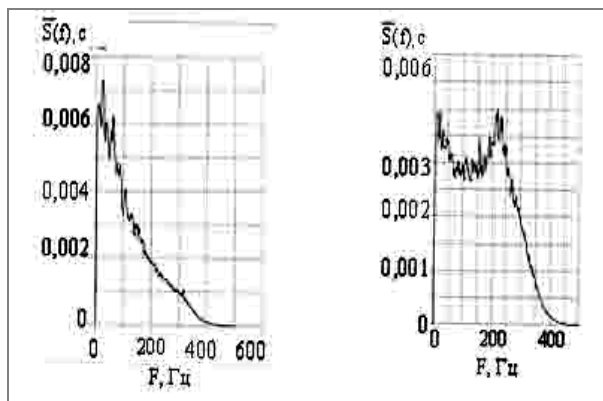


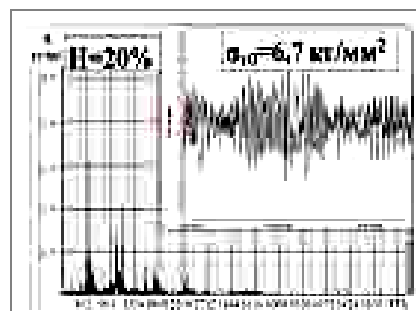
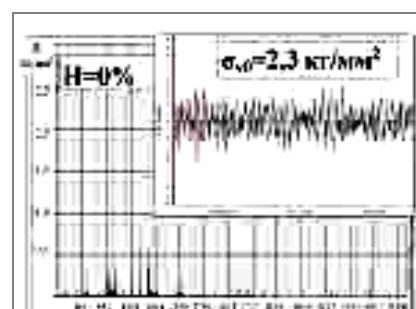
Рис. 3. Нормированная спектральная плотность мощности пульсаций полного давления на входе в двигатель при его работе с $N_{1p}=93\%$ на стенде с интерцептором ($H_u = 15\%$) (а); в стартовых условиях на самолете (б)

Сказанное иллюстрируется рис. 4, на котором показаны характерные осциллограммы и спектры вибропроцессов в рабочих лопатках I и IV ступеней для крайних ($H_u = 0$ и 20%) положений интерцептора в потоке. Рисунки демонстрируют характер повышения интенсивности вибрационного отклика лопаток в частотной области при максимальном выдвигении интерцептора в поток.

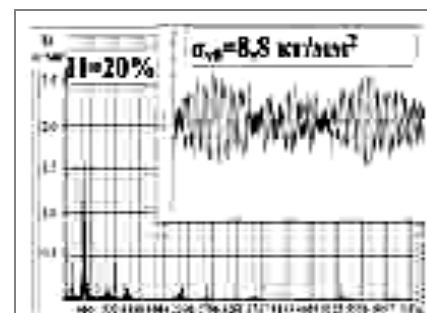
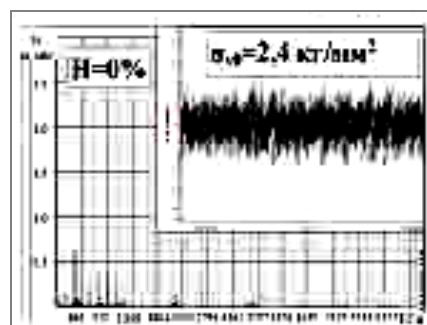
Обращает на себя внимание качественная идентичность вибрационного отклика для первой и всех последующих ступеней КНД, включая четвертую, и то обстоятельство, что усиление интенсивности колебаний для рабочих лопаток всех четырех ступеней отмечено в существенно более широкой полосе нежели диапазон частот $10 \dots 350$ Гц., которым ограничивались при определении параметра ε .

Этому можно дать следующее объяснение. Отброшенная при определении параметра ε высокочастотная часть энергетического спектра турбулентных пульсаций, несмотря на малый и убывающий с ростом частоты уровень, достаточно значима,

чтобы привести к заметному вибрационному отклику лопаток. Сказанное согласуется с работой [6], в которой для определения декрементов колебаний рабочих лопаток компрессора на работающем двигателе авторы успешно пользовались вибрационным откликом лопаток на турбулентные пульсации, интенсивность которых была на уровне шума.



а



б

Рис. 4. Образцы осциллограмм и спектров тензосигналов, замеренных в рабочих лопатках I ступени КНД (а) и IV ступени КНД (б), для крайних положений интерцептора

Как было впервые показано в [2] и подтверждено в [3], спектральная плотность мощности, полученная по замерам турбулентных пульсаций на статоре на входе в компрессор, воспринимается рабочими лопатками I ступени в трансформированном в сторону высоких частот виде в соответствии с отношением $W/C \approx 2$ (W и C относительная и абсолютные скорости обтекания профиля лопатки) при сохранении общей энергии турбулентности.

Поэтому более выраженное усиление интенсивности вибрационного отклика на крупномасштабную турбулентность должно наблюдаться для первых низкочастотных групп форм колебаний лопаток в полосе до 1000 Гц, что мы и видим в спектрах на рис. 4.

Представляется достаточно очевидным, что для лопаток последующих ступеней имеет место дополнительное физическое перераспределение энергии турбулентности потока в область высоких частот. Это происходит за счет «дробления» вихрей по мере их прохождения через очередную решетку профилей.

Можно полагать, что энергия турбулентности при этом по меньшей мере не уменьшается, а экспериментальный закон ее распределения все более приближается к белому шуму. Показанная ниже линейность экспериментальных зависимостей вибрационного отклика от параметра ε для рабочих лопаток всех четырех ступеней экспериментально подтверждает предложенное объяснение и столь значимую роль крупномасштабной турбулентности на входе в двигатель в формировании спектра воздействия для всех ступеней КНД.

2.2. Определение коэффициентов виброчувствительности лопаток к турбулентности по параметру ε . Для увязки вибрационного отклика лопаток на турбулентное воздействие с параметром ε использовалась экспериментальная зависимость этого параметра от положения интерцептора в канале (рис. 2, в).

Исключение положения интерцептора H_u из экспериментальных зависимостей $\sigma_v = f_1(H_u)$ и $\varepsilon = f_2(H_u)$ позволило получить зависимости для расчета коэффициентов виброчувствительности лопаток к турбулентности K_m , так как все они аппроксимируются прямыми, проходящими через начало координат.

Пример расчета значений K_T для лопаток I и III ступеней в местах замера переменных напряжений τ_1 иллюстрируется рис. 5, а в табл. 1 представлены значения K_m , полученные для обследованных мест замера напряжений в лопатках всех четырех ступеней КНД на режиме с $N_{1физ} = 93\%$.

На графике экспериментальной зависимости $\sigma_{v0} = f_3(\varepsilon)$ для I ступени КНД (рис. 5, а), кроме точек, полученных на стенде с выдвижным интерцептором, нанесены и точки, определенные в экспериментах на самолете ($\varepsilon = 2,5\%$) и с лемнискатным входом на стенде ($\varepsilon = 1,2\%$).

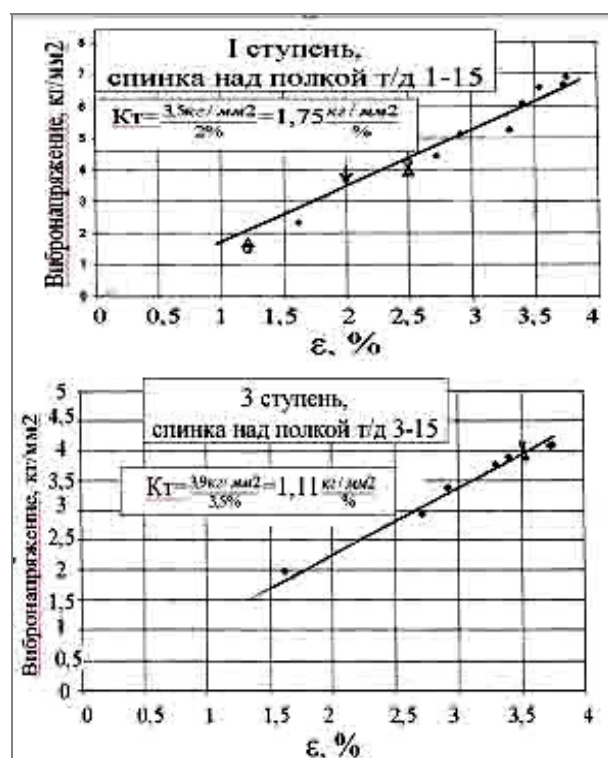


Рис. 5. Иллюстрация расчета коэффициентов виброчувствительности надполочной части (замер τ_1) рабочих лопаток I и III ступени к турбулентности по показаниям тензодатчиков 1-15 и 3-45 ($N_{1ф} = 93\%$, $N_{1пр} = 92\%$)

Таблица 1
Коэффициенты виброчувствительности
лопаток K_m , рассчитанные для $N_{1физ} = 93\%$

Степень КНД	Шифр места замера	Величина K_m , кг/мм ² /%
I	T ₁	1,75
	T ₂	0,96
	T ₃	0,68
II	T ₄	1,01
III	T ₁	1,11
IV	T ₄	2,27

Как можно видеть из рисунка, добавленные точки в целом соответствуют проходящей через начало координат линии регрессии, полученной для стенда с интерцептором. Указанный факт не противоречит рассматриваемой модели линейного возбуждения случайных колебаний лопаток широкополосной нагрузкой. Таким образом, полученные в эксперименте с интерцептором коэффициенты виброчувствительности лопаток к турбулентности с достаточной для практики точностью можно считать инвариантными для различных стендов и натурных самолетных каналов.

Из рассмотрения содержания табл. 1 следует, что максимальная виброчувствительность лопаток к турбулентности в обследованных местах замера напряжений в рабочих колесах КНД соответствует надполочной части лопаток I ступени ($K_m = 1,75$ кг/мм²/%) и корневой части лопаток IV ступени ($K_m = 2,27$ кг/мм²/%).

Для другого важного эксплуатационного режима с $N_{1физ} = 99 - 100\%$ без резонансов лопаток не удалось получить подробные данные о турбулентности потока на входе в двигатель и вибрационном отклике лопаток во всем диапазоне изменения параметра ε , как для режима с $N_{1физ} = 93\%$. Рис. 6 иллюстрирует расчет коэффициентов виброчувствительности рабочих лопаток I ступени КНД изделия над полкой по датчикам T₁ и в наиболее нагруженном месте корневой сечения у выходной кромки на спинке лопаток (T₅), выполненный по материалам тензометрирования рабочих лопаток I ступени КНД двигателя при его работе на режиме с $N_{1физ} = 99\%$ в

компоновке сверхзвукового самолета ($\varepsilon = 3\%$) и с лемнискатным входом на стенде ($\varepsilon = 1,5\%$).

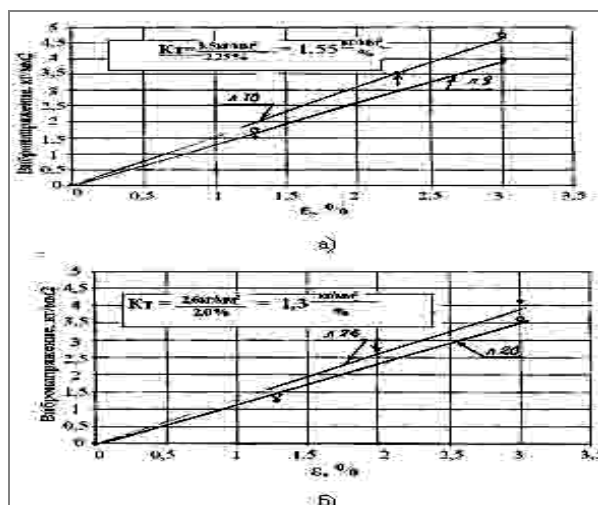


Рис. 6. Иллюстрация вычисления коэффициента виброчувствительности рабочих лопаток 1 ступени КНД к турбулентности в точках замера T₁ (а) и T₅ (б) по материалам тензометрирования двигателя на стенде с лемнискатным входом и самолете для режима работы двигателя $N_{1ф} = 99\%$

Как можно видеть из рассмотрения рисунка, и точечная оценка взаимосвязи интенсивности вибрационного отклика лопатки с параметром ε не противоречит результатам, полученным по более представительным данным об изменении вибрационного отклика лопаток на турбулентное воздействие. В самом деле, экспериментальные точки, представленные на рис. 5 и 6 также близки к прямым, проходящим через начало координат.

2.3. Прогнозирование вызываемых турбулентностью переменных напряжений в рабочих лопатках КНД при работе двигателя в условиях полета. В условиях работы обследуемого двигателя на максимальных (форсажных) режимах с $N_{1физ} = 93...100\%$ в полете при штатной работе системы регулирования воздухозаборником самолета параметр $\varepsilon_{с макс}$ (верхний индекс «п» означает полет, а нижний «с» – самолет) не превышает максимальных значений 2...2,5%. При отказе системы автоматического регулирования воздухозаборником (АРВ) в полете величина $\varepsilon_{с макс}^{п отк}$ может достигать значений 6,5...7%.

Выполним прогноз вибронагруженности лопаток в полете для штатной ситуации и случая отказа системы АРВ при больших числах M по известным значениям параметра ${}^{\Pi} \varepsilon_{с\text{ макс}}$ (${}^{\Pi \text{ отк}} \varepsilon_{с\text{ макс}}$) и полученным в настоящей работе коэффициентам виброчувствительности лопаток к турбулентности K_m (табл. 1).

Прогнозируемые значения вызываемых турбулентностью переменных напряжений в рабочих лопатках КНД (σ_{vo}) для режимов с $N_{1\text{ физ}} = 93\%$ полученные из соотношения

$${}^{\Pi} \sigma_{vo} = K_m * {}^{\Pi} \varepsilon_{с\text{ макс}} \quad (1)$$

для штатной и отказной ситуаций соответственно составили значения:

- 3,49 и 12,45 кг/мм² для лопаток I ступени (τ_1);
- 1,92 и 6,72 кг/мм² для лопаток I ступени (τ_2);
- 1,36 и 4,76 кг/мм² для лопаток I ступени (τ_3);
- 2,0 и 7,07 кг/мм² для лопаток II ступени (τ_4);
- 2,2 и 7,8 кг/мм² для лопаток III ступени (τ_1);
- 4,54 и 15,89 кг/мм² для лопаток IV ступени (τ_4).

Результаты прогноза свидетельствуют о приемлемости вибронагруженности лопаток КНД в полете при штатной работе системы АРВ и об опасности отказа этой системы при больших числах M полета для вибрационной прочности корневого сечения рабочих лопаток IV ступени.

Оценим максимальную ожидаемую вибронагруженность лопаток I ступени КНД в условиях полета для режима с $N_{1\text{ физ}} = 99 - 100\%$ в наиболее нагруженном (по расчетам и материалам стендового тензометрирования разработчика) месте корневого сечения у выходной кромки на спинке лопаток (шифр τ_5).

Принимая во внимание, что в этом месте замера величина ${}^{99}K_m = 1,3 \text{ кг/мм}^2/\%$ (рис. 6, а) при штатном функционировании системы АРВ в полете и в случае ее отказа при максимальных числах M полета соответственно имеем:

$${}^{\Pi} \sigma_{vo} = {}^{99}K_m * {}^{\Pi} \varepsilon_{с\text{ макс}} = 1,3 \text{ кг/мм}^2/\% * 2,5\% = 3,25 \text{ кг/мм}^2;$$

$${}^{\Pi \text{ отк}} \sigma_{vo} = 1,3 \text{ кг/мм}^2/\% * 7,0\% = 9,1 \text{ кг/мм}^2.$$

2.4. Обоснование и апробация методики взаимного пересчета вибронагруженности лопаток КНД в различных местах замера напряжений по результатам ограниченного тензометрирования.

Линейность зависимостей вибрационного отклика лопаток на турбулентное воздействие и прохождение линий регрессии указанных зависимостей через начало координат для всех обследованных точек замера переменных напряжений в рабочих лопатках КНД позволяют получить для них коэффициенты взаимного пересчета коэффициентов виброчувствительности лопаток и напряжений.

Нетрудно показать, что искомый коэффициент пересчета ${}^{j-i}K_n$ значений K_m вибрационного отклика σ_{vo} в месте замера j в место его замера i определяется простым соотношением

$${}^{j-i}K_n = {}^iK_m / {}^jK_m = {}^i\sigma_{vo} / {}^j\sigma_{vo}. \quad (2)$$

В частности,

$${}^iK_m = {}^{j-i}K_n * {}^jK_m; \quad (3)$$

$${}^i\sigma_{vo} = {}^{j-i}K_n * {}^j\sigma_{vo}. \quad (4)$$

Использование соотношений (1)...(4) позволяет повысить эффективность исследований вибронагруженности лопаток КНД авиационных ГТД на стенде и самолете для режимов с повышенной турбулентностью потока на входе.

В табл. 2 приведены коэффициенты пересчета ${}^{j-i}K_n$ значений jK_m (${}^j\sigma_{vo}$) в надполочной части лопаток I ступени (индекс j – соответствует месту замера τ_1) на соответствующие значения iK_m и ${}^i\sigma_{vo}$ во всех обследованных на стенде с интерцептором точках замера переменных напряжений в КНД для режима двигателя с $N_{1\text{ физ}} = 93\%$.

Таблица 2

Коэффициенты пересчета величин K_m и σ_{vo} , полученные для I ступени в τ_1 , на другие места замера

№ ступени	I		II	III	IV
Место замера	τ_2	τ_3	τ_4	τ_1	τ_4
Величина K_n	0,55	0,39	0,58	0,64	1,3

С помощью указанных коэффициентов были рассчитаны переменные напряжения в рабочих лопатках I, II, III и IV ступеней, вызываемые турбулентностью потока перед двигателем на режиме с $N_{1\text{физ}} = 93\%$ при его работе на самолете по замеру переменных напряжений только в месте t_1 для рабочих лопаток I ступени КНД.

Максимальное (по располагаемой выборке лопаток) значение вибрационного фона в указанном месте замера на соответствующем режиме работы двигателя в стартовых условиях самолета составило величину $4,88 \text{ кг/мм}^2$. Воспользовавшись соотношением (4) и данными таблицы табл. 2, имеем:

- $2,7 \text{ кг/мм}^2$ для лопаток I ступени (замер t_2);
- $1,9 \text{ кг/мм}^2$ для лопаток I ступени (t_3);
- $2,8 \text{ кг/мм}^2$ для лопаток II ступени (t_4);
- $3,1 \text{ кг/мм}^2$ для лопаток III ступени (t_1);
- $6,34 \text{ кг/мм}^2$ для лопаток IV ступени (t_4).

Подчеркнем, что все вышеуказанные значения переменных напряжений получены для мест на рабочих колесах всех четырех ступеней КНД, которые не подвергались тензометрированию на самолете.

Заключение

Существование единого (для стендов и самолета) экспериментально определяемого критерия оценки вибросенситивности лопаток к турбулентности позволяет рассматривать наземный стенд с выдвижным в поток интерцептором в качестве эффективного инструмента для имитации и прогнозирования вызываемой турбулентностью вибронгруженности лопаток КНД нового поколения авиадвигателей. Крупномасштабная турбулентность потока воздуха на входе в двигатель – значимый фактор динамического нагружения лопаток для всех ступеней КНД ТРДФ (ТРДДФ).

Литература

1. 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.
2. Коровин Б.Б. Идентификация аэроупругих явлений в лопатках турбомашин методами спектрального анализа // Аэроупругость турбомашин. – К.: Наук. думка. – С. 159-168.
3. Исследование колебаний лопаток компрессора, возбуждаемых случайными пульсациями потока / В.А. Кулагина, Б.Б. Коровин, В.П. Максимов, Н.А. Набатова, А.Я. Родов // Аэроупругость лопаток турбомашин. Труды ЦИАМ. – 1981. – № 953. – С. 166-181.
4. Коровин Б.Б., Колотников М.Е., Кудашин В.С. К выбору представительного эксплуатационного параметра для прогнозирования вибронгруженности лопаток вентилятора, вызываемого турбулентностью потока в ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 9 (25). – С. 173-180.
5. Случайные колебания / Под ред. С.Кренделла. – М.: Мир, 1967. – 340 с.
6. Whitehead. M.A., Mech A.M.I., Ae S. Cambridge University Engineering Laboratory. The Analysis of Blade Vibration due to Random Excitation // Aeronautical research council report and memoranda. – London: Her Majesty stationary office. – 1962. – P.16

Поступила в редакцию 23.05. 2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. М.Е. Колотников, ФГУП «ММПП «Салют», Москва, Россия.

УДК 621.01:621.833:24

В.А. ПОКЛАД, В.А. ЯКОВЛЕВ, В.Л. ДОРОФЕЕВ

ФГУП «ММПП «САЛЮТ», Москва, Россия

ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЦЕНТРАЛЬНОГО ПРИВОДА ДВИГАТЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ПОВЫШЕННЫХ ВИБРАЦИЙ

Рассмотрены вопросы проектирования зубчатых передач с помощью программы ASGEARS, позволяющей моделировать работу зубчатых передач с учетом условий изменения условий эксплуатации. Показано, что при изменении межосевого расстояния, вызванного вибрациями, может происходить нарушение условий существования зубчатой передачи: коэффициент перекрытия может стать меньше единицы. Предложено изменить геометрические параметры так, чтобы при любых условиях необходимые условия зацепления сохранялись. Качество работы центрального привода двигателей, работающих в условиях вибраций можно существенно повысить путем выбора параметров зацепления и назначением модификации профилей зубьев методом компьютерного моделирования с помощью программы ASGEARS.

колеса зубчатые, коэффициент перекрытия, ФГУП «ММПП «САЛЮТ», модификация, прочность, ASGEARS, CAD

Введение

Обеспечение работоспособности центрального привода авиационных двигателей в условиях повышенных вибраций важная задача не только для военной авиации, когда причиной вибраций могут быть боевые ситуации, но и для гражданской авиации, когда причиной повышенных вибраций могут быть износы деталей, вызванные длительной эксплуатацией.

Существующие методы геометрического и прочностного расчета не учитывают этот важный фактор. Проектирование зубчатых передач с учетом появления повышенных вибраций позволит существенно уменьшить число отказов двигателя от зубчатых передач, число которых по данным, например фирмы Боинг на некоторых типах самолетов превышает 50%.

1. Формулирование проблемы

Рассмотрим некоторое зацепление, показанное на рис. 1, удовлетворяющее основным законам зацепления.

Здесь и далее показаны результаты расчета зацепления, позволяющие показать те возможности про-

граммы ASGEARS, которые не рассмотрены в настоящей работе. Например, расчет передач с малыми числами зубьев, таких, которые применяются в высокопроизводительных насосах.

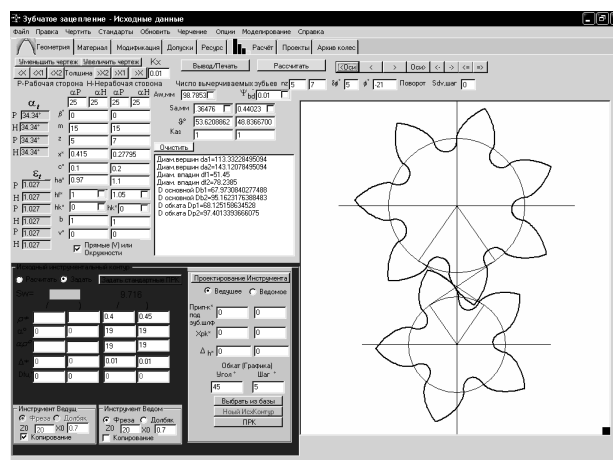


Рис. 1. Исходное зацепление, удовлетворяющее условиям существования зацепления при номинальном положении колес

При повышенных вибрациях оси зубчатых колес сближаются или расходятся.

В фазе сближения осей колес могут появиться интерференция вершины одного из колес с переходной поверхностью либо боковой зазор становится меньше необходимой величины. Как в первом случае, так и во втором зубья заклинивают и передача

движения – невозможна. Вопрос решения проблемы в этой фазе решается моделированием визуальным методом и рассмотрен ниже.

В фазе расхождения осей колес длина активных профилей уменьшается и коэффициент перекрытия (число зубьев в зацеплении) становится меньше единицы. На рис. 2 показан но, как в программе ASGEARS отражается этот фактор. Так управление изменением положением колес выполняется заданием коэффициентов v , а измененный коэффициент перекрытия показывается в таблице коэффициентов перекрытия двумя нижними значениями. Первое относится к рабочему профилю, а второе к нерабочему профилю. Если коэффициент перекрытия меньше единицы, то соответствующее поле подсвечивается красным цветом. В программе ASGEARS все зубчатые передачи рассматриваются как передачи с асимметричными зубьями.

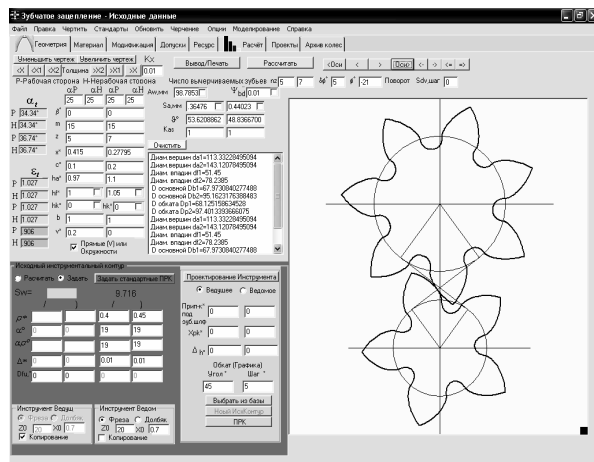


Рис. 2. При расхождении осей (учитывается изменение значения в поле v)

Поскольку при измененном межосевом расстоянии коэффициент перекрытия меньше единицы, то нормальная работа зацепления – невозможна и требуется изменить параметры так, чтобы обеспечить работу передачи. В представленном примере изменены коэффициенты смещения исходного контура и коэффициенты высоты зубьев. Также потребовалось отказаться о технологии обработки методом огиба-

ния и применить метод копирования для обработки всех колес.

С новыми параметрами коэффициент перекрытия больше единицы (рис. 3).

Программа ASGEARS позволяет не только визуально определить имеет ли место интерференция (При параметрах переходной кривой, показанной на рис. 3 – интерференция есть, что видно на рис. 4), но и подобрать параметры переходной кривой, при которой интерференции нет (рис. 5).

В работе [1] показано, что на работу центрального привода газотурбинного двигателя существенное влияние оказывает модификация профилей зубьев.

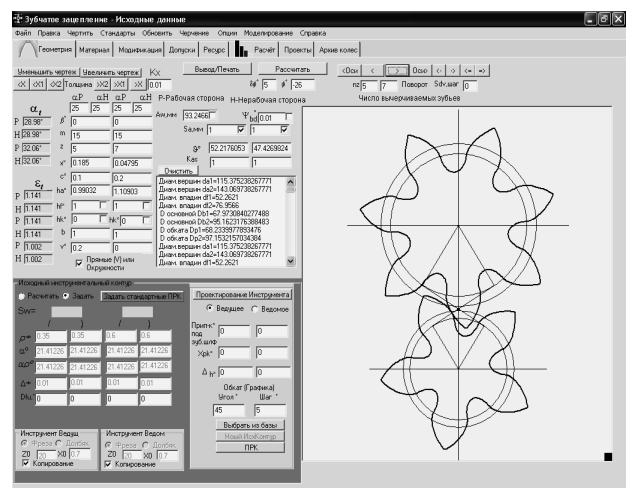


Рис. 3. Передача с коэффициентом перекрытия больше единицы

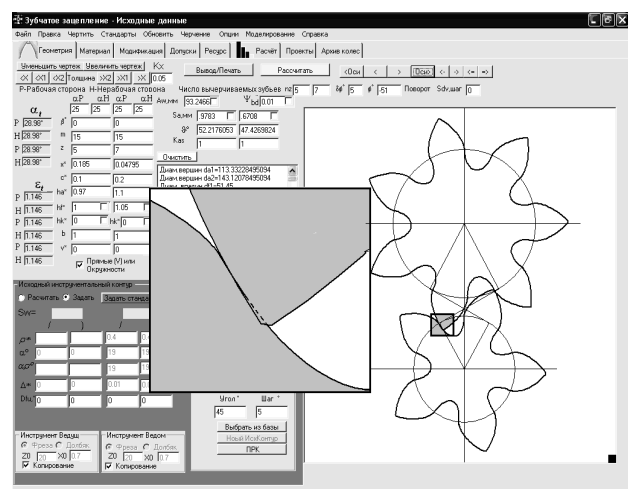


Рис. 4. Интерференция головки зуба с переходной кривой, обработанной копированием

Особенно сложно назначить параметры модификации профилей зубьев для передач, работающих в условиях вибраций.

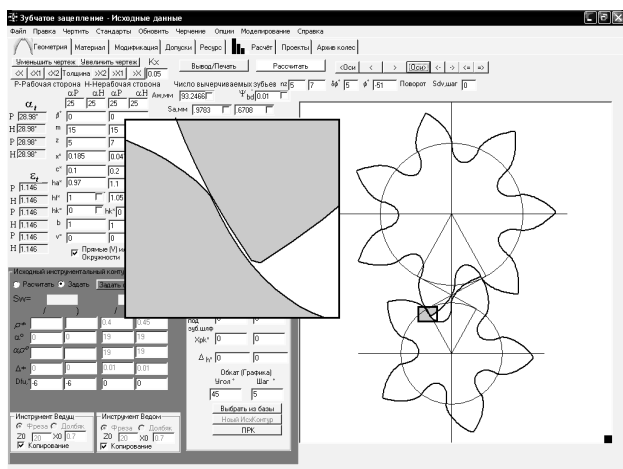


Рис. 5. Устранение интерференции профилей

Все авиационные зубчатые колеса модифицируются. Иногда модификация выполняется путем закругления кромок зубьев слесарным методом. Если модификацию не применять, то незакругленная острая кромка зубьев будет, как резец, вырезать на ножке смежного зуба лунку, что делает работу передачи непредсказуемой.

Часто модифицируется одно из колес, например, так, как показано на рис. 6.

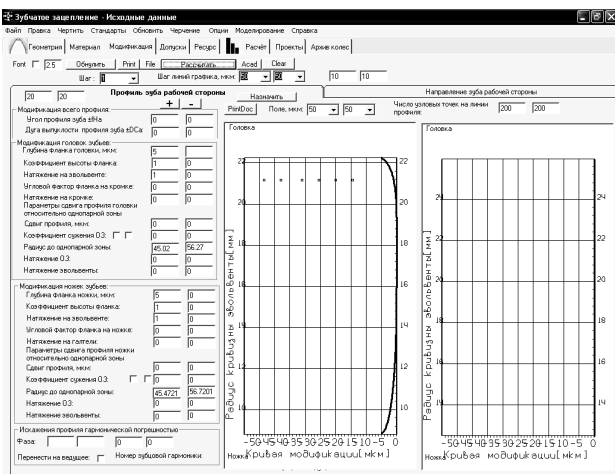


Рис. 6. Простая модификация профиля зубьев (ширина поля графика 50 мкм)

С помощью программы ASGEARS, дополненной модулем моделирования динамики [2], можно вы-

полнить анализ работы передачи с выбранными параметрами модификации.

Моделирование передачи, имеющей параметры, показанные на рис. 7, указывает на то, что при вибрациях в отдельные моменты времени кромка головки зуба будет при контакте с ножкой смежного зуба создавать высокие давления примерно 2000 МПа, что может приводить к разрушению поверхности зубьев.

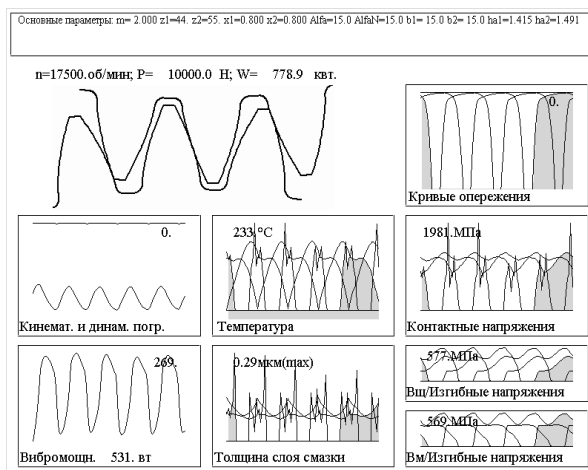


Рис. 7. Результаты моделирования зубчатой передачи с типовыми параметрами модификации профилей зубьев

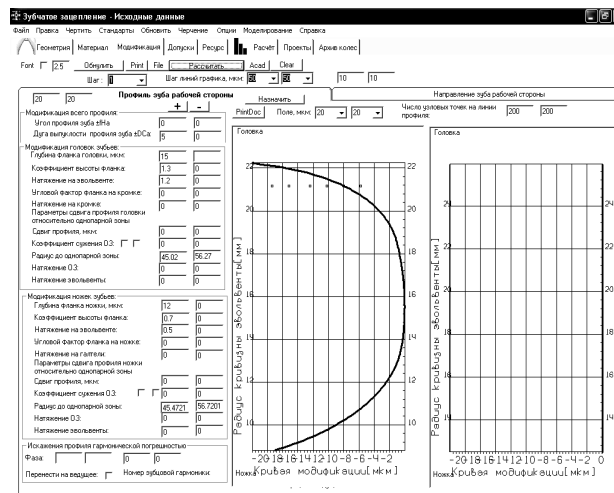


Рис. 8. Результаты моделирования зубчатой передачи с типовыми параметрами модификации профилей зубьев (ширина поля графика 20 мкм)

Моделируя работу передачи можно так назначить параметры модификации (рис. 8), при которых качество работы передачи существенно улучшается

(рис. 9). В работе [3] показано, что профиль зубьев должен иметь не менее двух участков модификации.

При новых параметрах значительно: в два раза уменьшается мощность, генерируемая зацеплением, на образование вибраций. Полностью устраняется высокие напряжения при кромочном зацеплении.

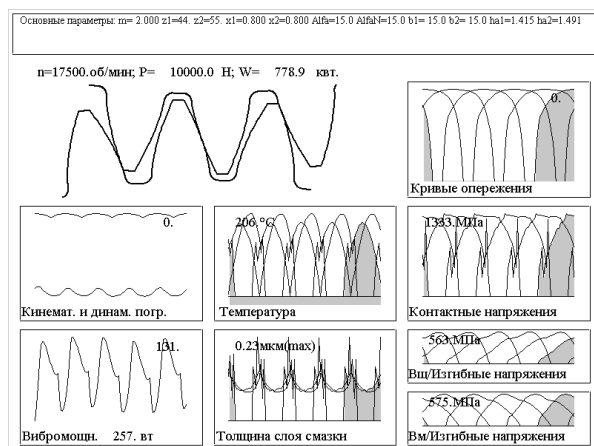


Рис. 9. Результат моделирования передачи

Заключение

Качество работы центрального привода двигателей, работающих в условиях вибраций можно существенно повысить путем выбора параметров зацепления методом компьютерного моделирования с помощью программы ASGEARS.

Литература

1. Производство зубчатых колес газотурбинных двигателей: Произв-практ. издание / Ю.С. Елисеев, В.В. Крымов, И.П. Нежурин и др.; Под ред. Ю.С. Елисеева. – М.: Высшая школа, 2001. – 493 с.
2. Дорофеев В.Л. Основы расчета нагрузок и напряжений, действующих в зацеплении цилиндрических зубчатых передач // Вестник машиностроения. – 1983. – № 3. – С. 14 - 16.
3. Дорофеев В.Л. Технология производства высокопрочных зубчатых передач. Двойная модификация профиля зубьев // Конверсия в машиностроении. – 2001. – № 5. – С. 79-84.

Поступила в редакцию 21.05.2008

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В.А. Гейкин, ФГУП «ММП «САЛЮТ»; канд. техн. наук В.С. Новиков ФГУП «ММП «САЛЮТ», Москва, Россия.

УДК 621.165

**К.Н. БОРИШАНСКИЙ, Б.Е. ГРИГОРЬЕВ, С.Ю. ГРИГОРЬЕВ,
А.В. ГРУЗДЕВ, М.М. ИВАХОВ, А.В. НАУМОВ***Филиал ОАО «Силловые машины» «ЛМЗ», Санкт-Петербург, Россия***ВИБРАЦИОННОЕ СОСТОЯНИЕ ЛОПАТОК И ВАЛОПРОВОДА
МОЩНОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ПРИ СБРОСЕ НАГРУЗКИ**

Рассмотрены особенности вибрационного состояния рабочих лопаток и валопровода мощной паровой турбины при сбросе нагрузки. Показано, что сброс нагрузки сопровождается появлением интенсивных крутильных колебаний валопровода и практически полным отсутствием дополнительных динамических напряжений в лопатках. Оценено влияние погрешностей измерений, вызванных нестабильностью угловой скорости ротора, на точность определения вибрационного состояния лопаток с помощью дискретно-фазового метода. Рекомендовано изменение методики измерений, устраняющее влияние указанных погрешностей.

турбина, рабочая лопатка, датчик, дискретно-фазовый метод, резонансные колебания, автоколебания, вибрационное состояние

В последние годы ведущие турбостроительные фирмы начинают внедрять системы непрерывного контроля вибрационного состояния лопаток в эксплуатационных условиях. Это даёт возможность судить о вибрационном состоянии лопаток не только при установившихся, но и переходных режимах работы турбоагрегата. На ЛМЗ разработан модернизированный вариант так называемого дискретно-фазового метода (ДФМ), позволяющий контролировать вибрационное состояние бандажированных лопаток, получающих всё более широкое распространение в новых мощных турбинах. Сущность метода состоит в установке магнитов малого диаметра в немагнитных корпусах в пределах бандажных полок лопаток и использовании индукционных датчиков ДФМ специальной конструкции, поперечные сечения которых представляют собой вытянутые прямоугольники.

На рис. 1 введены следующие обозначения: 1 – бандажная полка; 2 – магнит в немагнитном корпусе; 3 и 5 – корпуса первого и второго датчиков пары; 4 и 6 – сердечники датчиков, расположенные под углами $\pm\beta$ к оси турбины; S – небольшое, порядка 50 мм расстояние между центрами датчиков в окружном направлении (база датчиков).

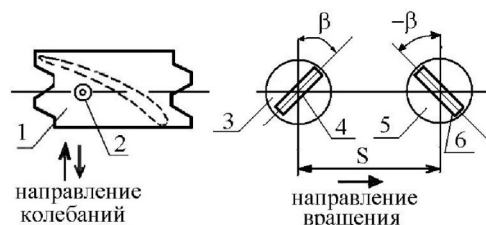


Рис. 1. Схема расположения двух датчиков, составляющих измерительную пару

В процессе отработки измерительной схемы учитывалось, что при наиболее опасных дисковых колебаниях лопаточного венца (с различными числами узловых диаметров, но без узловых окружностей) периферийное сечение лопатки перемещается практически строго в аксиальном направлении и поэтому после возникновения колебаний изменится расстояние между сердечниками датчиков в плоскости вращения магнита на величину ΔS , пропорциональную амплитуде колебаний A . Для определения параметров колебательного процесса (его частоты, числа узловых диаметров, амплитуды) устанавливается несколько, обычно 3 пары датчиков, аналогичных изображенным на рис. 1. Для регистрации частоты вращения ротора турбины используется специальный оборотный датчик, располагающийся, как правило, в районе полумуфты. Пример эффективно-

го использования подобной измерительной системы для регистрации автоколебаний бандажированных лопаток представлен в [1].

Существенно отличной является методика измерений при регистрации колебаний небандажированных лопаток, соединённых замкнутыми на круг связями, несмотря на то, что особенности колебаний в обоих случаях практически сходны. Поскольку торцы небандажированных лопаток открыты для измерений, то используются «обычные» датчики с круглыми поперечными сечениями сердечников, но база пары датчиков S выбирается значительно большей. При замере амплитуд «оптимальная» величина S соответствует расстоянию, при прохождении которого фаза колебаний лопатки изменится на противоположную, т.е., например, при регистрации колебаний с k -й кратностью угловое расстояние между датчиками пары должно составлять π/k [2].

В [3] рассмотрены особенности измерения колебаний лопаток с помощью ДФМ при переходных режимах работы турбоагрегата, когда угловая скорость ротора существенно изменяется на протяжении оборота. Показано, что погрешности измерений значительно возрастают при увеличении базы датчиков и в ряде случаев могут совершенно исказить результаты измерений. Рекомендовано изменение методики измерений для уменьшения погрешностей и отмечено, что с помощью системы контроля вибрационного состояния лопаток может быть получена ценная информация о некротных колебаниях ротора и, в частности, о крутильных колебаниях валопровода, не регистрируемых стандартной вибрационной аппаратурой. Проиллюстрируем представленные в [3] соотношения результатами измерений, полученных в процессе сброса нагрузки мощной паровой турбины с бандажированными лопатками последней ступени низкого давления.

На рис. 2 показано изменение оборотов в процессе сброса нагрузки: на рис. 2, а – в диапазоне 105 – 138 секунд, на рис. 2, б – в диапазоне 106,7 – 107,2 секунд.

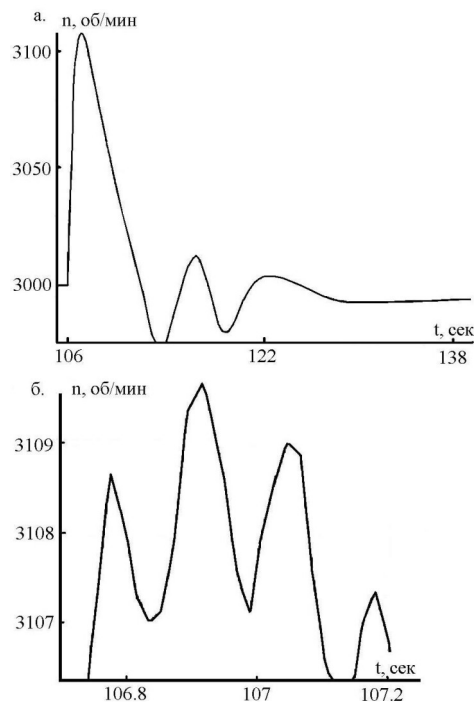


Рис. 2. Изменение оборотов в процессе сброса нагрузки

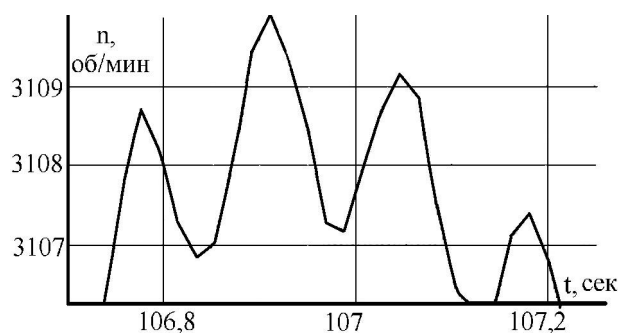


Рис. 3. Зависимость от времени оборотов, зарегистрированных с помощью «лопаточного» датчика ДФМ

Как видно, в процессе сброса произошла рассинхронизация турбины, причём имело место как угловое ускорение ϵ , примерно постоянное на протяжении оборота, так и не кратные крутильные колебания валопровода. То, что были зарегистрированы именно крутильные колебания, подтверждается сопоставлением результатов, представленных на рис. 2, б и 3. На рис. 3 показано изменение оборотов за тот же промежуток времени, что и на рис. 2, б, но при использовании лопаточного датчика ДФМ (такая возможность предусмотрена программой обработки результатов измерений, когда учитывается сигнал только от одной лопатки на колесе).

В [3] указывается, что только при крутильных колебаниях результаты измерений не зависят от радиуса установки датчика ДФМ, что и наблюдается на рис. 2, б и 3.

«Измеренная» частота крутильных колебаний $f_{изм}$ составляла 7,3 Гц, однако следует учитывать, что между истинной частотой f и $f_{изм}$ имеет место соотношение $f = kn \pm f_{изм}$, где $k = 0; 1; 2; 3 \dots$, n – число оборотов в секунду. Таким образом, независимо от истинной частоты колебаний будут иметь место неравенства $0 < f_{изм} < 25$ Гц, а для определения f следует воспользоваться показаниями лопаточных датчиков ДФМ [3]. Найдя f , можно будет вычислить амплитуду и скорость крутильных колебаний, т.е. определить их интенсивность.

Найдём последовательно амплитуды колебаний лопаток и ротора при сбросе нагрузки, используя результаты измерений с помощью пар, составленных из различных комбинаций 6 лопаточных датчиков ДФМ. Т.к. при нестабильной за оборот угловой скорости ротора погрешности измерений малы для пар датчиков с малыми базами [3], то оценим вибрационное состояние лопаток на основании показаний «обычных» пар с базой примерно 50 мм. На рис.4 представлена зависимость от времени показаний такой пары датчиков непосредственно перед сбросом и в процессе сброса нагрузки. Как видно, перед сбросом нагрузки имели место установившиеся некротные колебания с «измеренной» частотой 15,7 Гц. Анализ результатов измерений, выполненных с помощью нескольких пар датчиков, позволил установить, что были зарегистрированы автоколебания с 10 узловыми диаметрами и частотой 134,3 Гц ($3 \cdot 50 - 15,7$) Гц.

Сброс нагрузки сопровождался монотонным постепенным уменьшением интенсивности колебаний одновременно с незначительным изменением их частоты. На рис. 4 заметно также некоторое «статическое» смещение средних показаний, которое связано с осевым сдвигом ротора в процессе сброса

нагрузки. То, что сброс нагрузки не вызвал никаких дополнительных динамических напряжений в лопатках объясняется его «медленностью» по сравнению с частотами совместных колебаний лопаточного венца.

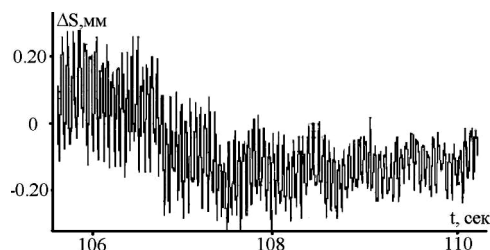


Рис. 4. Зависимость от времени показаний «обычной» пары датчиков ДФМ до и в процессе сброса нагрузки

Проиллюстрируем, к каким погрешностям при определении вибрационного состояния лопаток может привести нестабильность угловой скорости ротора, если использовать показания пар датчиков с «большими» базами. Чтобы оценить возможные погрешности измерений при регистрации колебаний небандажированных лопаток, определим взаимные смещения лопаток, отстоящих друг от друга на угловом расстоянии, равном $\pi/3$ («оптимальное» угловое расстояние между датчиками, регистрирующими колебания небандажированных лопаток с третьей кратностью). Обозначим через φ_1 и φ_2 угловые расстояния первой и второй лопаток, для которых находятся взаимные смещения, от точки, определяющей начало оборота ротора. На рис. 5 показаны результаты «измерения взаимных смещений» лопаток при условии $\varphi_1 = 0$, $\varphi_2 \approx \pi/3$.

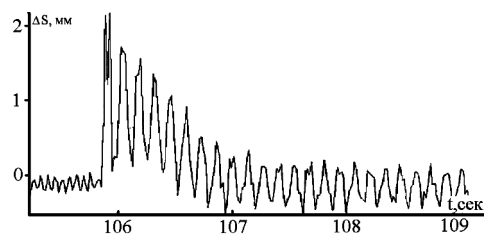


Рис. 5. Изменение при сбросе нагрузки «взаимных смещений» лопаток, отстоящих друг от друга на угловом расстоянии $\pi/3$

Как видно, величины «взаимных смещений» после сброса нагрузки оказались на порядок больше, чем до сброса. Учитывая, что фактически амплитуды колебаний в процессе сброса нагрузки монотонно снижались (рис. 4), становится очевидным, что результаты измерений на рис. 5 определяются, главным образом, погрешностями, вызванными нестабильностью угловой скорости ротора за оборот. Если бы по этой методике осуществлялся контроль вибрационного состояния небандажированных лопаток при сбросе нагрузки, то было бы получено совершенно неправильное представление об опасности переходного процесса для усталостной прочности лопаток.

Измеряя «взаимные смещения» или «амплитуды» колебаний лопаток при различных значениях φ_1 и φ_2 , можно найти истинную частоту и амплитуду крутильных колебаний валопровода и оценить их опасность. Чем больше погрешности измерений по сравнению с амплитудами колебаний лопаток, тем меньше влияние последних на точность определения параметров крутильных колебаний валопровода. В качестве примера на рис.6 приведены результаты «измерения взаимных смещений» лопаток при условии $\varphi_1 \approx 2\pi$, $\varphi_2 \approx 4\pi$. Как следует из представленных данных, погрешности измерений («взаимные смещения» лопаток из-за нестабильности угловой скорости ротора) почти на 2 порядка превышают величины полезных сигналов.

Подобные измерения, с одной стороны, не дают никакой полезной информации о вибрационном состоянии лопаток, но, с другой стороны, позволяют надёжно определить параметры крутильных колебаний ротора, поскольку влиянием колебаний лопаток на точность их определения практически можно пренебречь. Как показано в [3], анализируя зависимость «взаимных смещений» от φ_1 и φ_2 , можно определить истинную частоту крутильных колебаний. В рассматриваемом случае она оказалась равной 7,3 Гц, т.е. выполнялось равенство $f = f_{изм}$. После опре-

деления частоты f , по показаниям лопаточных датчиков ДФМ было установлено, что максимальная амплитуда крутильных колебаний в месте их установки в процессе сброса нагрузки достигала 12 мм.

Помимо определения частоты и амплитуды крутильных колебаний, с помощью лопаточных датчиков удалось определить и величину декремента, соответствующего этой собственной форме. Например, в начальный момент их возникновения (рис. 6) декремент колебаний достигал 0,1, но уже через несколько секунд он снизился более, чем в 10 раз и мало изменялся в течение последующих нескольких десятков секунд – рис. 7.

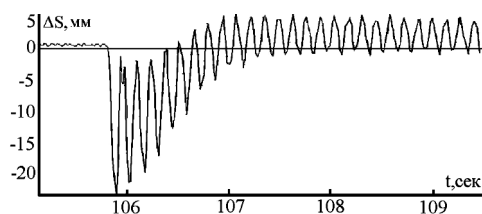


Рис. 6. Изменение при сбросе нагрузки «взаимных смещений» лопаток для случая $\varphi_1 \approx 2\pi$, $\varphi_2 \approx 4\pi$

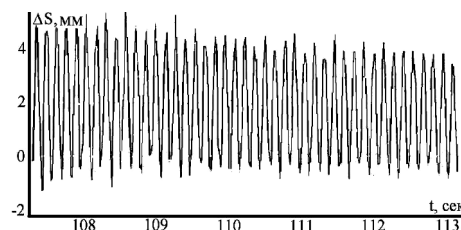


Рис. 7. Затухание крутильных колебаний валопровода с течением времени

Не следует думать, что существенная нестабильность угловой скорости ротора на протяжении оборота в процессе сброса нагрузки делает невозможной корректную регистрацию вибрационного состояния небандажированных лопаток с замкнутыми на круг связями. Как показано в [3], достаточно от замера амплитуд перейти к замеру взаимных смещений лопаток, выбрав угловое расстояние между двумя датчиками пары таким образом, чтобы лопатки, почти одновременно проходящие мимо датчиков пары, колебались в противофазе. В качестве примера на рис. 8 показаны результаты измерения взаим-

ных смещений лопаток с помощью пары датчиков с «большой» базой (примерно в 22 раза превышающей базу датчиков, использовавшихся при построении рис. 4).

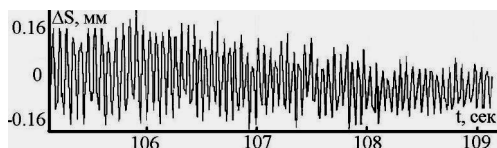


Рис. 8. Изменение взаимных смещений лопаток в процессе сброса нагрузки при использовании пары датчиков с «большой» базой

Как видно, результаты измерений на рис. 4 и 8 оказались весьма близкими, причём на рис.8 не проявилось отрицательное влияние изменения осевого сдвига ротора. Именно такую схему измерений следует использовать для эффективного контроля вибрационного состояния небандажированных лопаток с замкнутыми на круг связями при переходных режимах турбоагрегата.

Заключение

Представленные результаты позволяют сформулировать следующие выводы:

1) сброс нагрузки мощной паровой турбины не сопровождается появлением дополнительных динамических напряжений в лопатках, что объясняется «медленностью» переходного процесса по сравнению с периодом дисковых колебаний лопаточного венца;

2) сброс нагрузки приводит к появлению интенсивных крутильных колебаний валопровода турбоагрегата (не представляющих, однако, опасности для его усталостной прочности), частота и амплитуда которых могут быть надёжно определены с помощью лопаточных датчиков ДФМ;

3) переход к измерению взаимных смещений при осуществлении контроля вибрационного состояния

небандажированных лопаток с помощью ДФМ позволит получить надёжную информацию при переходных режимах работы турбоагрегата.

Литература

1. Регистрация и анализ процесса автоколебаний рабочих лопаток турбин / К.Н. Боришанский, Б.Е. Григорьев, С.Ю. Григорьев, А.В. Груздев, А.В. Наумов // *Вібрації в техніці та технологіях*. – 2004. – № 6 (38). – С. 95-98.
2. Особенности применения дискретно-фазового метода к регистрации колебаний небандажированных лопаток турбин / К.Н. Боришанский, Б.Е. Григорьев, С.Ю. Григорьев, А.В. Груздев, М.М. Ивахов, А.В. Наумов // *Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций*. – М.: ВТИ. – 2007. – С. 67-74.
3. Боришанский К.Н. Особенности регистрации с помощью дискретно-фазового метода колебаний лопаток и валопровода при переходных режимах работы турбоагрегата // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2008. – № 10(57). – С. 169-173.
4. Устройство для замера амплитуд колебаний бандажированных лопаток турбины дискретно-фазовым методом / К.Н. Боришанский, С.Ю. Григорьев, Б.Е.Григорьев, А.В. Груздев, Н.Н. Гудков, А.Ю. Кондаков, А.В. Наумов // *Патент РФ №2143103, 1999 г.*

Поступила в редакцию 15.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.М. Вохмянин, Санкт-Петербургский институт машиностроения (ПИМаш), Санкт-Петербург, Россия.

УДК 539.3.621

В.И. ЕРШОВ¹, З.Г. ЕРШОВА¹, А.В. ГРИГОРЕНКО²¹Тутаевский филиал ГОУ ВПО «Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева», Россия²ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия

КОЛЕБАНИЯ ГИБКОГО ВАЛА С УЧЕТОМ СДВИГА

Рассмотрены колебания вращающегося вала с дисками. При выводе динамических уравнений используются соотношения теории упругости Тимошенко С.П. (с учетом сдвига). Учитывается влияние гироскопических моментов. В качестве примера рассмотрены колебания вращающегося гибкого вала, закрепленного на упругих опорах, с диском на конце вала. Определены собственные частоты колебаний вала. Приведено сравнение с результатами, полученными другими авторами с использованием вычислительных комплексов, основанных на методе конечных элементов.

колебания, гироскопические моменты, ротор, сдвиг, собственные частоты, метод конечных элементов

Общая постановка проблемы

Гибкие, быстровращающиеся валы являются одним из основных элементов газотурбинных двигателей (ГТД). Роторы ГТД всегда имеют некоторую неуравновешенность, что приводит к возникновению гармонических возмущающих сил и моментов. Следовательно, возможно возникновение резонансных явлений, сопровождающихся значительным повышением деформации валов и переменных нагрузок на опоры и корпус. Таким образом, динамика гибких вращающихся валов включает в себя большой комплекс проблем, главными из которых являются – расчетное определение собственных частот и форм колебаний вала, анализ условий возникновения резонансов и мер по их устранению и другие.

Обзор публикаций и анализ перечисленных проблем. Значительное влияние уделялось в разное время исследованиям динамической прочности гибких вращающихся валов. Здесь следует отметить работы И.А. Биргера, Б.Ф. Шорра, В.Л. Бидермана, Ф.М. Диментберга, Г.С. Скубачевского, В.Н. Вернигора и др.

Роторы ГТД в большинстве работ моделируются гибкими валами с насаженными на него жесткими дисками. При исследовании колебаний вращающе-

гося ротора необходимо учитывать гироскопические моменты, действующие на вал со стороны дисков [1, 2].

Для расчета критических частот вращения ротора используются методики, основанные на представлении колебаний ротора как поперечных колебаний стержня переменного поперечного сечения.

В последнее время для динамических расчетов используются вычислительные комплексы, основанные на методе конечных элементов (ANSYS, Nastran и др.).

Однако применение вышеописанных вычислительных комплексов требует создания корректной конечно-элементной модели ротора, кроме того некоторые комплексы не содержат необходимого набора специальных опций, позволяющих рассчитывать вращающиеся роторы. В этом случае необходимо разработать специальные технологии расчета. В частности в работах [3, 4] представлена технология расчета в ANSYS колебаний валов с учетом гироскопического эффекта на основе созданных специальных программ – макросов. Однако не полностью исчерпаны возможности классических подходов к исследованию колебаний вращающихся валов, которые позволяют провести качественный анализ

вышеописанных проблем. Кроме того, в большинстве работ для вывода уравнений колебаний ротора используются соотношения теории упругости Кирхгофа-Лява, однако при решении таких задач целесообразно применять и другие соотношения, в частности, соотношения теории упругости Тимошенко (с учетом сдвига) [5, 6].

Целью исследований является определение собственных частот колебаний гибкого вращающегося вала с дисками с учетом сдвига, а также анализ влияния гироскопических моментов.

Решение проблемы

Рассмотрим гибкий вал переменного поперечного сечения, который вращается вокруг оси z с угловой скоростью ω (рис. 1)..

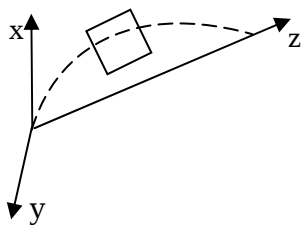


Рис. 1. Схема вращения гибкого вала

В качестве уравнений колебаний гибкого ротора с учетом сдвига используется система уравнений, записанная в специальной форме. Аналогичная схема представления уравнений колебаний вала приведена в работе [7] на основе классической модели Кирхгофа-Лява:

$$\begin{aligned} \frac{dQ_x}{dz} - \rho(z)\ddot{x} &= 0; \quad \frac{dQ_y}{dz} - \rho(z)\ddot{y} = 0; \\ Q_x + \frac{\partial M_x}{\partial z} &= M_x^{zu}; \quad Q_y + \frac{\partial M_y}{\partial z} = M_y^{zu}, \end{aligned} \quad (1)$$

где $M_x^{zu} = J_1\ddot{\theta}_x + J_0\omega\ddot{\theta}_y$; $M_y^{zu} = J_1\ddot{\theta}_y - J_0\omega\ddot{\theta}_x$, J_1 , J_0 – диаметральный и полярный моменты инерции сечения вала, в частности, для сплошного кругового вала

$$\begin{aligned} J_1 &= \frac{\rho r^2}{4}; \quad J_0 = \frac{\rho r^2}{2}; \quad \theta_y = \frac{\partial y}{\partial z}; \quad \theta_x = \frac{\partial x}{\partial z}; \\ Q_x &= SG\gamma_x k; \quad Q_y = SG\gamma_y k; \\ \gamma_x &= \frac{\partial x}{\partial z} - \theta_x; \quad \gamma_y = \frac{\partial y}{\partial z} - \theta_y; \end{aligned}$$

где ω – угловая скорость вала;

x, y – проекции смещения центра сечения на оси x и y ;

$\rho(z)$ – погонная плотность кругового сечения;

γ – плотность материала вала;

r – радиус кругового сечения вала;

Q_x, Q_y – перерезывающие силы;

M_x, M_y – изгибающие моменты;

M_x^{zu}, M_y^{zu} – гироскопические моменты;

θ_x, θ_y – углы поворота сечения вала;

γ_x, γ_y – деформации сдвига.

Значение коэффициента k принято равным $\frac{5}{6}$.

Следуя [7] представим переменные в комплексной форме:

$$u = x + iy; \quad Q = Q_x + iQ_y;$$

$$\theta = \theta_x + i\theta_y; \quad \gamma = \gamma_x + i\gamma_y;$$

$$M = M_x + iM_y.$$

Решение полученной системы ищем в виде:

$$\begin{aligned} u &= u_0(t)\ell^{ipt}; \quad Q = Q_0\ell^{ipt}; \\ \theta &= \theta_0(t)\ell^{ipt}; \quad M = M_0\ell^{ipt}. \end{aligned} \quad (2)$$

В этом случае система уравнений преобразуется к виду относительно действительных величин u_0, Q_0, θ_0, M_0 (в дальнейшем индекс 0 – опущен), здесь p – собственная частота изгибных колебаний вала.

Введя новые переменные $V_1 = u$, $V_2 = \theta$, $V_3 = M$, $V_4 = Q$, система, описывающая колебания вала, приводится к виду:

$$\begin{cases} \frac{dV_1}{dz} = V_2 + \frac{V_4}{GS(z)k}; \\ \frac{dV_2}{dz} = \frac{V_3}{EJ}; \\ \frac{dV_3}{dz} = -V_4 - (J_1 p^2 - J_0 p \omega) \theta = 0; \\ \frac{dV_4}{dz} = -\rho(z) p^2 V_1. \end{cases} \quad (3)$$

Дополнив систему (3) граничными условиями получаем краевую задачу. Для решения указанной задачи была составлена программа расчета на ЭВМ по методу прогонки.

В качестве примера использования данной методики выполнен расчет двухопорного консольного вала. В рассматриваемом примере расстояние между опорами принято равным 1 м; длина консоли – 0,2 м, наружный диаметр вала $D = 0,07$ м, внутренний диаметр – $d = 0,06$ м, масса диска $m_d = 73,54$ кг, модуль упругости материала $E = 2 \cdot 10^{11} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$, плотность материала $\rho = 7860 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$. Внутренний диаметр диска принят равным 0,07 м, его наружный диаметр $D_1 = 0,495$ м, толщина диска $h = 0,053$ м. Жесткости правой и левой опоры приняты равными $C_{II} = 15 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$, $C_{LI} = 33 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$.

Данный пример рассмотрен в работе [4].

В табл. 1 представлены результаты расчета собственных частот рассматриваемого ротора, а также приведены результаты расчета частот из работы [4].

Таблица 1

Результаты расчета
собственных частот рассматриваемого ротора

Номер формы колебаний	Предложенная методика	Вычислительный комплекс на основе МКЭ	Погрешность
1	34,78	43,38	19%
2	148,83	151,72	2%
3	354,49	366,23	3,2%
4	815,89	847,37	3,7%

Приведенные результаты показывают, что расчет собственных частот по данной методике позволяет получить относительно точные результаты. Данная методика может быть использована для проведения качественных оценок.

Литература

1. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов. – М: Высшая школа, 1980. – 480 с.
2. Динамика авиационных газотурбинных двигателей / Под ред. д-ра техн. наук, проф. И.А. Биргера, д-ра техн. наук, проф. Б.Ф. Шорра. – М: Машиностроение, 1981. – 232 с.
3. Вернигор В.Н., Михайлов А.Л. Технологические расчеты роторов ГТД в среде ANSYS с учетом действия гироскопических моментов // Сборник трудов второй конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH (Москва, 17-18 апреля 2002 г.); Под ред. А.С. Шацкого. – М. – 2002. – С. 77.
4. Отчет о научно-исследовательской работе «Технические расчеты параметров вибраций ротора авиационного двигателя с исследованиями пакета программы ANSYS: Научный руководитель и ответственный исполнитель д-р физ.-мат. наук, проф. В.Н. Вернигор. – Рыбинск, 2001. – 73 с.
5. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. – М.: Наука, 1975. – 576 с.
6. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле / Пер. с англ. Л.Г. Корнейчука; Под. ред. Э.И. Григолюка – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
7. Ершов В.И., Ершова З.Г., Григоренко А.В. Влияние гироскопических моментов на частоты собственных колебаний ротора ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 3 (44). – С. 187-188.

Поступила в редакцию 30.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.А. Шатульский, Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева, Рыбинск, Россия.

УДК 629.7.036:539.4

**Р.П. ПРИДОРОЖНЫЙ¹, А.В. ШЕРЕМЕТЬЕВ¹,
А.П. ЗИНЬКОВСКИЙ², Ю.В. ЯКУШЕВ¹**¹*ГП ЗМКБ «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина*²*Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина*

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ДЕМПФЕРОВ СУХОГО ТРЕНИЯ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ВИБРОНАПРЯЖЕННОСТИ ОХЛАЖДАЕМЫХ ТУРБИННЫХ ЛОПАТОК

В работе проведено исследование эффективности применения демпферов сухого трения для снижения вибронапряженности в высоконагруженных охлаждаемых лопатках турбин высокого давления малоразмерных газотурбинных двигателей. Результаты проведенных расчетных исследований и натурных испытаний показывают, что одним из эффективных способов обеспечения вибрационной прочности рассматриваемых лопаток является использование вставных демпферов сухого трения. На основании проведенных расчетно-экспериментальных исследований были предложены рекомендации, которые позволяют в каждом конкретном случае выбрать оптимальную форму и параметры демпфера сухого трения и существенно сократить объем дальнейших работ по проектированию и доводке как лопатки, так и демпфера.

охлаждаемая рабочая лопатка, резонансный режим, вибронапряженность лопатки, конечноэлементная модель, фрикционный контакт, демпфер сухого трения

Постановка задачи

При создании современных газотурбинных двигателей одной из актуальных задач продолжает оставаться предупреждение усталостных разрушений рабочих лопаток [1, 2]. Их возникновение в значительной мере определяется уровнем вибрационных напряжений в лопатках при резонансных и околорезонансных режимах эксплуатации двигателей. Важнейшим фактором, ограничивающим их уровень, является демпфирующая способность лопаток, которая зависит от потерь энергии в материале, замковом и бандажном соединениях (конструкционное демпфирование), а также сопротивления обтекающего потока (аэродемпфирование) [3]. Как рассеяние энергии в материале лопаток, так и аэродемпфирование обычно недостаточны для предотвращения опасных резонансных амплитуд колебаний. Одним из наиболее эффективных способов их снижения является конструкционное демпфирование колебаний, обусловленное относительными смещениями контактирующих плоскостей.

В практике авиационного газотурбостроения на-

ряду с традиционными источниками конструкционного демпфирования колебаний рабочих лопаток турбин (полочное бандажирование, елочные замковые соединения) широкое применение получили встроенные фрикционные демпферы. Так, например, в конструкциях рабочих колес турбин высокого давления с лопатками без antivибрационных полок и обладающих удлиненной ножкой, используются встроенные фрикционные демпферы, которые устанавливаются под трактовыми полками и прижимаются к ним под действием центробежных сил лопаток [4 – 6]. Как и в случае использования бандажирования как сухого демпфера [3], показано, что существуют оптимальные условия сопряжения контактирующих плоскостей, обеспечивающие максимальное снижение вибронапряженности лопаток.

В работе [7] на примере рассмотрения парных лопаток показано, что встроенные демпфера сухого трения могут эффективно использоваться для исключения режимов опасных антифазных колебаний бандажированных лопаток, которые имеют место вследствие расстройки частот их колебаний, а также

существенно снизить амплитуды их синфазных колебаний.

Анализ публикаций, посвященных результатам исследований по изучению колебаний лопаток со вставными демпферами сухого трения, показывает, что основное внимание уделяется, во-первых, моделированию рассматриваемой лопатки и, во-вторых, выбору оптимальной конструкции демпфера, что обеспечивало бы эффективное снижение вибронпряженности лопатки. Одна из первых попыток в разработке модели лопатки с демпфером сухого трения была сделана в работе [4], где в качестве основного параметра оптимизации конструкции была выбрана жесткость демпфера, что затем было подтверждено в [6]. В дальнейшем исследования по выбору модели рассматриваемой лопатки и выбору конструкции демпфера сухого трения получили развитие во многих работах, в частности [7,8]. Однако разработка такой расчетной модели, которая достаточно точно описывала бы процесс демпфирования колебаний представляет, как отмечается в [9], довольно трудную задачу, что объясняется сложным механизмом трения контактирующих плоскостей. Поэтому для выявления основных закономерностей колебаний таких лопаток в настоящее время используются, как правило, стержневые расчетные модели с демпфером сухого трения, характеристика которого задается в виде закона трения Кулона [10]. Здесь следует отметить, что в большинстве случаев в качестве встроенного фрикционного демпфера используется пластинка компактных размеров и различных форм. Накопленный опыт эксплуатации газотурбинных двигателей показывает, что применение таких встроенных фрикционных демпферов позволяет снизить уровень вибрационных напряжений рабочих лопаток турбин в 2 – 3 раза.

Изложенные подходы к моделированию и выбору параметров демпферов сухого трения обуславливают ряд проблем при их практическом приме-

нии. Во-первых, использование для описания процесса трения контактирующих плоскостей закона Кулона требует тщательного анализа соответствия расчетной модели натурной лопатке путем проведения экспериментальных работ на работающем двигателе, что исключает ее применение на стадии проектирования. Во-вторых, как отмечалось выше, установка пластинчатых встроенных фрикционных демпферов, как правило, применяется в рабочих колесах турбин с лопатками, обладающими удлиненной ножкой. Однако, как следствие, при этом возрастает масса рабочего колеса, что обуславливает с одной стороны стремление при проектировании лопаток уменьшить длину ножки, а с другой – обеспечить возможность установки демпфера. Поэтому целью настоящей работы является определение возможностей оптимизации формы и параметров, а также оценка эффективности применения встроенных демпферов сухого трения в высоконагруженных охлаждаемых турбинных лопатках, обладающих укороченной ножкой, малоразмерных газотурбинных двигателей.

1. Объект исследования

В соответствии с постановкой задачи была выбрана рабочая лопатка первой ступени турбины малоразмерного газотурбинного двигателя, которая показана на рис. 1, а. Это объясняется тем, что по результатам испытаний двигателя был установлен повышенный уровень вибрационных напряжений этих лопаток на его рабочих режимах. Одним из возможных способов их снижения, учитывая отсутствие антивибрационных бандажных полок, является использование вставных демпферов сухого трения. Была предложена конструкция такого демпфера, которая представляет собой, как показано на рис. 2, а, тонкостенную, сильно изогнутую пластинку с ограниченной жесткостью в плоскости изгибных колебаний. Такая форма демпфера обусловлена тем, что

в исходной лопатке не предусмотрена возможность его установки под нижними трактовыми полками.

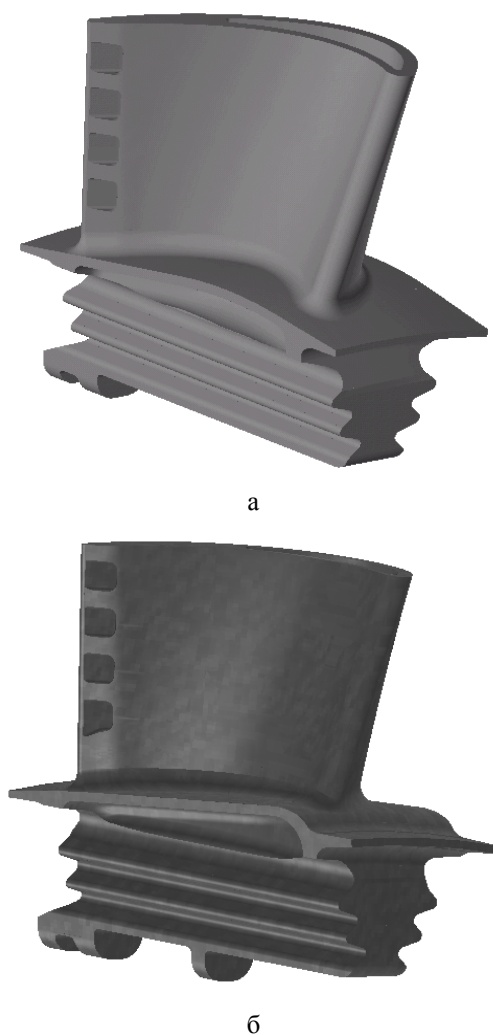


Рис. 1. Охлаждаемые лопатки 1 ступени турбины малоразмерного ГТД исходной (а) и усовершенствованной (б) конструкций

Применение тонкостенной конструкции вставного демпфера сухого трения по сравнению с широко используемой сплошной, как показано в [7], очень удобно с практической точки зрения. В этом случае имеют место низкие контактные напряжения на широкой поверхности контакта без существенного увеличения массы демпфера, которая при необходимости может существенно варьироваться без изменения параметров фрикционного контакта. Кроме того, такой демпфер может выполнять также роль уплотнителя, препятствующего утечке охлаждающего

воздуха.

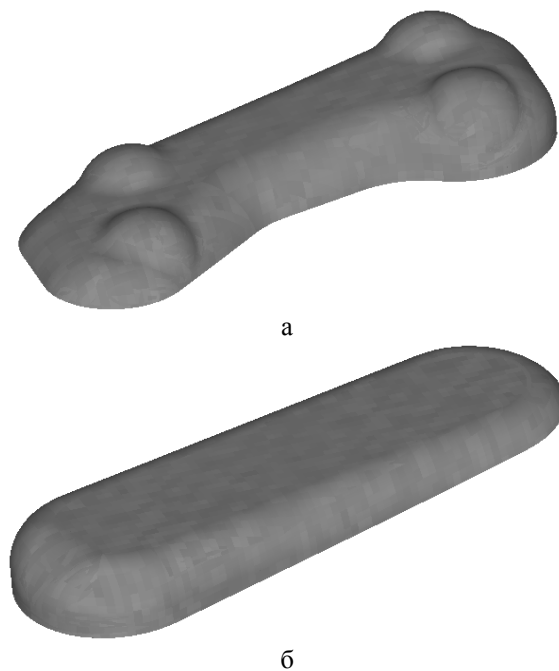


Рис. 2. Вид вставного демпфера сухого трения для лопаток исходной (а) и усовершенствованной (б) конструкций

Вычислительные эксперименты проводились с использованием трехмерной конечноэлементной модели лопатки, которая описана в [11].

2. Результаты исследований

Для подтверждения правомерности использования предложенной конструкции вставного демпфера сухого трения были проведены расчеты по определению зависимостей относительных максимальных напряжений в лопатке от силы трения P в демпфере. Получаемые расчетные данные позволяют прогнозировать вероятное уменьшение опасных резонансных напряжений вследствие установки исследуемого демпфера сухого трения. Кроме того, они могут служить основой для определения его оптимальной массы на стадии проектирования лопатки. Так, используя ее чертеж и статистические данные о демпфирующей способности данного класса лопаток турбомашин, а также ожидаемому уровню динамических напряжений на резонансных режимах эксплуатации двигателя, может быть произведен пред-

варительный расчет массы демпфера, которая обеспечивает требуемое снижение вибронпряженности лопатки. Такая процедура позволяет существенно сократить объем дальнейших работ по проектированию и доводке как лопатки, так и демпфера.

При определении возможностей и эффективности установки демпферов сухого трения на стадии проектирования лопаток турбин необходимо учитывать следующее. Во-первых, их функциональная работоспособность существенно зависит от исходной демпфирующей способности лопатки, определяемой возможными потерями в материале и узлах сочленения. Во-вторых, максимальный эффект от установки демпфера достигается при резонансном режиме эксплуатации, т.е. совпадении частоты возбуждения с собственной частотой колебаний системы. В-третьих, реальная масса демпфера может несколько отличаться от ее расчетного значения, что связано с конструктивными и технологическими возможностями как изготовления, так и установки демпферов сухого трения. Поэтому их реальная эффективность может несколько снижаться по сравнению с расчетной. Однако, как показывает опыт их применения, даже и в этой ситуации достигается такой уровень переменных напряжений на резонансных режимах эксплуатации двигателя, который не оказывает существенного влияния на надежность лопаток в течение требуемого ресурса.

Как пример результатов выполненных расчетных исследований, на рис. 3 приведены зависимости максимальных изгибных напряжений σ_z в заделке лопатки и σ_{pz} в месте установки демпфера от силы трения P в безразмерном виде.

При этом максимальные изгибные напряжения и силы трения отнесены к величине максимального изгибного напряжения и силы трения соответственно полученных в ходе расчетных исследований. Видно что, как и в случае использования полочного бандажирования как демпфера сухого трения [3],

при определенной величине силы трения имеет место минимальный уровень напряжений.

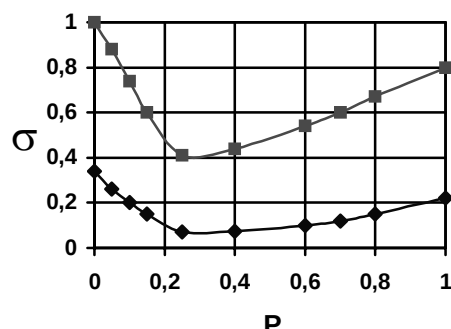


Рис. 3. Зависимости относительных максимальных изгибных напряжений σ_z (♦) в заделке лопатки и σ_{pz} (■) в месте установки демпфера от силы трения P

Рассмотрим результаты определения эффективности применения разработанной конструкции демпфера сухого трения (см. рис. 2, а) по снижению вибронпряженности исходной лопатки, полученные на основе проведенных испытаний рабочих лопаток в составе двигателя на трех резонансных режимах его работы, соответствующих изгибным (режимы 1 и 2) и крутильной (режим 3) формам колебаний лопаток. Данные испытаний, которые приведены в таблице, наглядно иллюстрируют, что разработанная конструкция вставного демпфера сухого трения позволила существенно снизить уровень вибрационных напряжений лопатки на указанных резонансных режимах работы двигателя, соответствующих ее изгибным формам колебаний.

Таблица
Результаты определения вибрационных напряжений исходной лопатки на выбранных режимах работы двигателя

№ режима работы двигателя	Уровень напряжений лопатки в МПа	
	без демпфера	с демпфером
1	43	22
2	29	23
3	31	32

Однако при этом, как следует из полученных результатов, при крутильных колебаниях лопатки наблюдается даже некоторое возрастание уровня ее вибрационных напряжений. Кроме того, анализ состояния демпфера данной конструкции после испытаний показал, что имеет место, как видно из рис. 4, значительное изменение его формы, обусловленное действием центробежных нагрузок, вызывающих значительный изгиб демпфера в его средней части, о чем свидетельствует и распределение радиальных перемещений в демпфере на рабочем режиме двигателя.

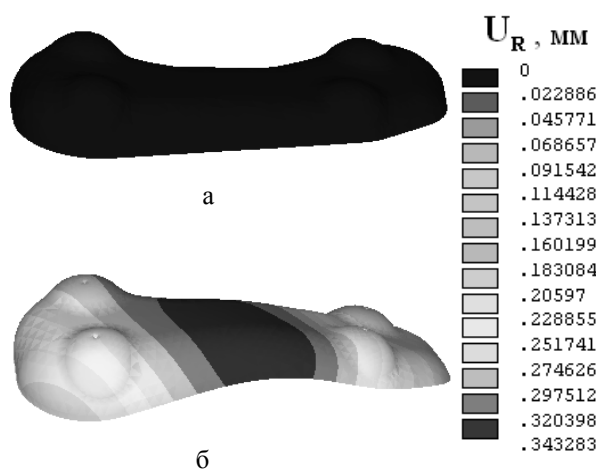


Рис. 4. Вид демпфера исходной конструкции и распределение его радиальных перемещений U_R до постановки на двигатель (а) и в процессе его эксплуатации (б)

Вследствие этого возникает возможность появления трещин в демпфере и, как следствие, снижение эффективности его применения, что может привести к нежелательным последствиям в эксплуатации двигателя. Для устранения причин этих последствий и учитывая полученные результаты испытаний лопатки исходной конструкции, была разработана усовершенствованная модель лопатки (рис. 1, б) с измененной геометрией нижней полки. Это обеспечило возможность установки демпфера сухого трения новой конструкции (рис. 2, б), верхняя поверхность которого равномерно прилегает к нижней

поверхности трактовой полки, что улучшает его фрикционный контакт с лопаткой и исключает возможность изменения его формы в процессе эксплуатации.

Проведенные испытания рабочих лопаток в составе двигателя подтвердили эффективность применения демпферов данной конструкции, при этом уровень вибрационных напряжений не превысил уровня напряжений приведенных в таблице, что обеспечивает вибрационную прочность рабочих лопаток в течение требуемого ресурса двигателя.

Заключение

Результаты проведенных расчетных исследований и натурных испытаний показывают, что одним из эффективных способов обеспечения вибрационной прочности рабочих лопаток турбин высокого давления малоразмерных газотурбинных двигателей является использование вставных демпферов сухого трения. Для выбора их оптимальных формы и параметров в каждом конкретном случае необходимо проведение комплекса расчетных и экспериментальных работ как на стадии проектирования, так и доводки двигателя, последовательность которых состоит в следующем:

1. Расчет собственных частот и форм колебаний лопатки с использованием ее трехмерной конечно-элементной модели как в условиях неработающего двигателя, так и с учетом условий его эксплуатации.
2. Экспериментальное исследование динамических характеристик рабочих лопаток на вибростенде без демпфера и с имитацией его давления на трактовые полки, обусловленного действием центробежных сил.
3. Выбор конструкции демпфера и разработка расчетной модели, учитывающей фрикционный контакт лопаток с демпфером, с ее идентификацией полученным расчетно-экспериментальным данным.

4. Экспериментальное определение динамических характеристик и вибронапряженности лопаток (как без демпфера, так и при его наличии) на возможных резонансных режимах эксплуатации двигателя и оценка эффективности выбранной конструкции вставного демпфера сухого трения.

Литература

1. Ножницкий Ю.А. Разработка ключевых (критических) технологий для создания нового поколения газотурбинных двигателей // Новые технологические процессы и надежность ГТД: Науч.-техн. сб. – М.: ЦИАМ. – 2000. – Вып. 1.: Блиски и блинги турбомашин. – С. 5-34.

2. Slater J.C., Minkiewicz G.R., Blair A.J. Forced response of bladed disk assemblies. - A survey // The Shock and Vibr. Digest. – 1999. – 31, N1. – P. 17-24.

3. Матвеев В.В. Демпфирование колебаний деформируемых тел. – К. : Наук. думка, 1985. – 264 с.

4. Griffin J.H. Friction damping of resonant stresses in Gas turbine airfoils // J. of Eng. for Gas Turbines and Power. – 1980. – 102, N 2. – P. 329-333.

5. Griffin J.H. A review of friction damping of turbine blade vibration // Int. J. of Turbo and Jet Engines. – 1990. – N. 7. – P. 297-307.

6. Касьяненко В.Я., Ступина Н.Н. Расчетно-экспериментальная оценка параметров демпферных

вставок рабочих лопаток турбомашин // Рассеяние энергии при колебаниях механических систем. – К.: Наук. думка. – 1992. – С. 47-52.

7. Yang B.D., Meng C.H. Characterization of contact kinematics and application to the design of wedge dampers in turbomachinery blading. Part II: Prediction of forced response and experimental verification // J. of Eng. for Gas Turbines and Power. – 1998. – 120, N 2. – P. 418-423.

8. Wang J.H., Chen W.K. The influence of variable friction coefficient on the dynamic behaviors of blade with friction damper // J. of Sound and Vibr. – 1991. – 149. – P. 137-145.

9. Sanliturk K.Y., Ewins D.J., Stanbridge A.B. Underplatform dampers for turbine blades: theoretical modeling, analysis and comparison with experimental data // J. of Eng. for Gas Turbines and Power. – 2001. – 123. – P. 919-929.

10. Шорр Б.Ф., Мельникова Г.В. Расчет конструкций методом прямого математического моделирования. – М.: Машиностроение, 1988. – 159 с.

Поступила в редакцию 14.05.2008

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

УДК 539.4:621.165

Ю.С. ВОРОБЬЕВ¹, Р. ЖОНДКОВСКИ², М.А. ЧУГАЙ¹¹*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков*²*Институт проточных машин Польской академии наук, Гданьск, Польша*

ОСОБЕННОСТИ КОЛЕБАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА С ПОВРЕЖДЕНИЯМИ

В работе проведен анализ колебаний элементов лопаточного аппарата турбомашин с повреждениями. Моделирование объектов проводилось на основании трехмерного подхода метода конечных элементов с использованием специальных конечных элементов вокруг вершины повреждения. Эти элементы отражают особенности напряженно-деформированного состояния в окрестности вершины трещины. Проанализировано влияние различной глубины и места расположения повреждения на собственные частоты, формы колебаний и распределение вибрационных напряжений системы.

лопаточный аппарат, повреждения, специальные конечные элементы, вибрационные характеристики, формы колебаний, локализация напряжений, метод конечных элементов

Введение

Наиболее нагруженным и ответственным элементом турбоагрегатов является лопаточный аппарат, для которого основную опасность представляют вибрационные нагрузки. Колебания лопаточного аппарата с повреждениями и распределение напряжений в них мало исследованы, поэтому данная проблема является актуальной

Для лопаток сложной геометрической формы, наиболее полной моделью является трехмерная модель, в которой также могут быть учтены неоднородность свойств материала, наличие повреждений и другие факторы [1]. Трехмерный подход в сочетании с методом конечных элементов (МКЭ) позволяет получить полную картину распределения напряжений и выявить зоны локализации опасных напряжений.

1. Постановка задачи

Для исследования количественных и качественных характеристик полей вибрационных напряжений в лопатках, пакетах и рабочих колесах турбомашин разработаны расчетные модели элементов лопаточного аппарата на основе трехмерного под-

хода в сочетании с МКЭ.

Виды повреждений в лопатках газотурбинного двигателя включают в себя: забоины, коррозионные и эрозионные повреждения, повреждения типа химических неоднородностей и разного происхождения трещины [2]. Большая часть повреждений моделируются клинообразными вырезами без учета контакта берегов. Это предположение является явным упрощением, но согласно исследованиям в этом направлении, оно вызывает повышение уровня концентрации напряжений в вершине трещины, что дает запас прочности. Поэтому такое предположение часто используется при анализе напряженно-деформированного состояния (НДС) в зоне повреждения.

Для построения конечноэлементных моделей конструкции с повреждениями, включая трещину, существуют такие подходы.

1. Существенное сгущение сетки элементов в вершине трещины, что очень усложняет моделирование сингулярного характера напряжений.

2. Специальные элементы, содержащие трещину [3]. Они требуют предварительного знания коэффициентов интенсивности напряжений (КИН), которые обычно заранее неизвестны. Кроме того, характер

изменения напряжений является заданным и не существует теоретического обоснования сходимости результатов.

3. Специальные элементы, которые моделируют сингулярность напряжений и деформаций в вершине трещины (сингулярные элементы). Эти элементы должны отображать особенности НДС в окрестности вершины трещины.

На основе современных представлений о НДС при наличии трещин, напряжения и деформации в малой окрестности вершины подчиняются таким общим соотношениям:

$$\sigma_{ij} = \frac{K}{\sqrt{2\pi r}} f_{ij}(\theta); \quad \varepsilon_{ij} = \frac{K}{\sqrt{2\pi r}} q_{ij}(\theta),$$

где $\sigma_{ij}, \varepsilon_{ij}$ – компоненты тензора деформаций;

K – КИН, который может определяться как K_I, K_{II}, K_{III} для моделей разрушения I, II, III соответственно;

r, θ – полярные координаты с началом в вершине трещины, расположенной вдоль отрицательной части оси x ;

$f_{ij}(\theta), q_{ij}(\theta)$, – универсальные нормализованные функции.

Перемещения должны соответственно иметь вид:

$$u_i = \frac{K}{G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} F_i(\theta), \quad (1)$$

где G – модуль сдвига;

$F_i(\theta)$ – универсальная нормализованная функция.

Геометрическая форма элемента, при использовании изопараметрической концепции МКЭ, описывается с помощью заданных узловых точек:

$$x = \sum_i N_i(\xi, \eta, \zeta) x_i; \quad y = \sum_i N_i(\xi, \eta, \zeta) y_i; \quad (2)$$

$$z = \sum_i N_i(\xi, \eta, \zeta) z_i, \quad (3)$$

где x_i, y_i, z_i – координаты узловых точек в глобальной системе координат;

N_i – функции формы, выраженные через локальные координаты элемента $\xi\eta\zeta$.

Для изопараметрических элементов искомая функция представляется теми же функциями формы, что и геометрическая форма элемента. Таким образом, функции формы должны отражать особенности типа $O(r^{1/2})$ для перемещений и $O(r^{-1/2})$ для напряжений.

Для построения конечноэлементных моделей в работе использовался изопараметрический 20-узловой квадратичный конечный элемент, который может вырождаться в 15-узловой конечный элемент путем совмещения трех узлов одной стороны.

Для обеспечения особенностей распределения перемещений типа $O(r^{1/2})$ необходимо сдвинуть промежуточные узлы изопараметрического 15-узловой элемента на четверть длины стороны по направлению к вершине трещины (рис. 1). Полученные таким образом элементы могут обладать особенностью вида $O(r^{-1/2})$ для напряжений σ_{ij} , они достаточно хорошо описывают изменения напряжений и перемещений в вершине трещины, полностью совместимы с обычными квадратичными элементами и отображают деформацию тела как целого.

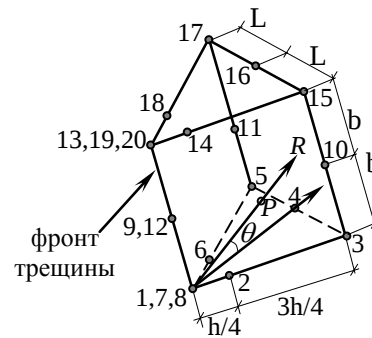


Рис. 1. Специальный конечный элемент

Подставив координаты узловых точек в (2), (3) и выполнив соответствующие преобразования, получим:

$$x = \frac{h}{4}(1+\xi)^2; \quad y = \frac{L}{4}\eta(1+\xi)^2; \quad z = b(1+\zeta). \quad (4)$$

Расстояние r от вершины трещины до любой

точки P равняется $r = \sqrt{(x^2 + y^2)}$. Подставляя значения для x и y из (4) в выражение для r , получим:

$$r = \frac{L}{4}(1 + \xi)^2 \sqrt{\left(\frac{h}{L}\right)^2 + \eta^2},$$

откуда

$$(1 + \xi) = \frac{r^{1/2}}{\left[\frac{L}{4} \left(\left(\frac{h}{L} \right)^2 + \eta^2 \right)^{1/2} \right]^{1/2}}. \quad (5)$$

Из формулы (5) видно, что функции формы в этом случае обеспечивают особенности вида $O(r^{1/2})$ для перемещений и $O(r^{-1/2})$ для напряжений и деформаций.

Перемещения внутри элемента интерполируются функциями форм $N_i(\xi, \eta, \zeta)$ для узловых перемещений u_i, v_i, w_i :

$$u = \sum_i N_i(\xi, \eta, \zeta) u_i; \quad v = \sum_i N_i(\xi, \eta, \zeta) v_i; \\ w = \sum_i N_i(\xi, \eta, \zeta) w_i.$$

Потенциальная энергия при колебаниях лопатки имеет вид

$$\Pi = \frac{1}{2} \iiint_{(V)} \sigma_{ij} \varepsilon_{ij} dV,$$

где

$$dV = \det |J| d\xi d\eta d\zeta = \frac{hLb}{8} (1 + \xi)^3 d\xi d\eta d\zeta.$$

Потенциальная энергия отображает необходимые особенности для напряжений в вершине повреждения, но остается ограниченной для всех значений r .

2. Численный анализ

Проведены исследования для образца, единичной лопатки, пакетов и рабочего колеса с повреждениями различной глубины и местоположения. Из этих исследований можно сделать следующие общие выводы. Поскольку собственная частота явля-

ется интегральной характеристикой, то по ней сложно судить о наличии повреждений. Однако, если проанализировать весь частотный спектр, то можно выявить определенные закономерности: при появлении повреждений частоты всегда понижаются; на низшие частоты наибольшее влияние оказывают повреждения находящиеся вблизи корня лопатки, а на высшие – по середине и на периферии пера лопатки; чем сложнее рассматриваемая система лопаточного аппарата, тем меньше наблюдается влияние повреждений на собственные частоты колебаний.

Для всех объектов при появлении повреждения происходит существенное изменение полей напряжений и появление существенной локализации напряжений в зоне повреждения. Увеличение напряжений в вершине трещины для всех моделей достаточно велико, в среднем в зависимости от глубины повреждения напряжения увеличиваются в 1,4 – 1,6 раза. Наибольшее влияние наблюдается на преимущественно крутильные формы колебаний.

На рис. 2 приведена зависимость влияния повреждений на собственные частоты колебаний в зависимости от рассматриваемого реального объекта k .

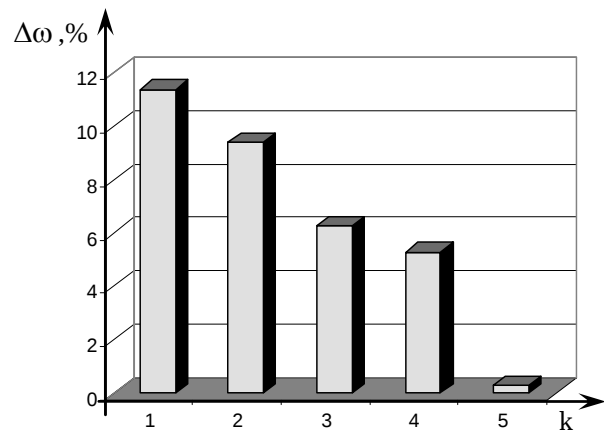


Рис. 2. Закономерность влияния повреждений на собственные частоты колебаний

На рис. 2 используются следующие обозначения: $k=1$ – упрощенная лопатка; $k=2$ – единичная лопатка; $k=3$ – пакет лопаток ГТД; $k=4$ – пакет парных лопаток газовой турбины; $k=5$ – рабочее

колесо вентиляторной ступени двухконтурного ГТД; $\Delta\omega$ – относительное изменение собственных частот колебаний при расчете указанных выше объектов.

Вычисление КИН для трещин в рабочих лопатках является весьма сложной задачей. Перо лопатки имеет переменную толщину поперечного сечения и сложную форму. Кроме того, перо лопатки располагается под наклоном к направлению действия центробежных сил, вследствие чего в вершине трещины (особенно с увеличением ее размера) будут реализовываться КИН как первого, так и других типов. Тем не менее, основной вклад в развитие трещины вносит КИН первого типа.

Был посчитан статический КИН K_I при растяжении. Рассматривалась модель в виде образца камертонного типа, для которого были известны напряжения, рассчитанные экспериментальным путем [5]. На рис. 3 приведена зависимость КИН первого типа от глубины трещины. При глубине трещины $a \approx 7,3$ мм он достигает критического значения $K_{IC} = 41,6 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$, что соответствует фактическим условиям разрушения.

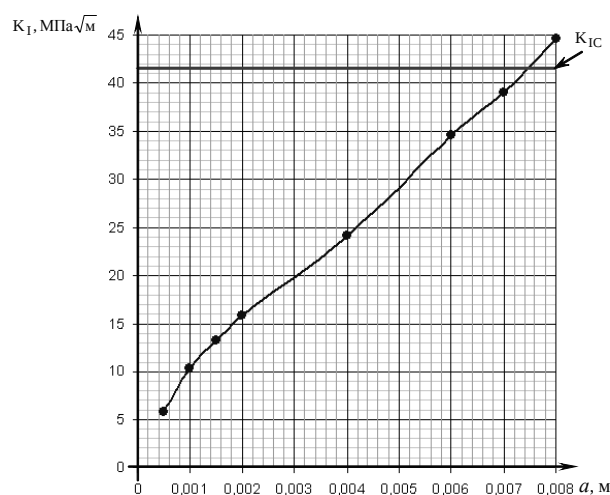


Рис. 3. Зависимость КИН K_I от глубины трещины a

Заключение

Создана трехмерная модель с конечными элементами, отражающими сингулярность НДС в вершине трещины типа $O(r^{-1/2})$ для напряжений и $O(r^{1/2})$ для перемещений.

Разработана методика оценки влияния повреждений в системе лопаток на собственные частоты, формы перемещений и локализацию вибрационных напряжений.

Литература

1. Воробьев Ю.С., Романенко В.Н., Тишковец Е.В., Стороженко М.А. Колебания турбинных лопаток с повреждениями // Вибрации в технике и технологиях. – 2004. – № 5 (37). – С. 47-51.
2. Сопротивление материалов деформированию и разрушению: Справочное пособие. Ч. 1 / Под ред. В.Т. Трощенко. – К.: Наук, думка, 1993. – 288 с.
3. Сиратори М, Миесси Т., Мацусита Х. Вычислительная механика разрушения: Пер. с японск. – М.: Мир, 1986. – 334 с.
4. Морозов Е.М., Никишков Г.П. Метод конечных элементов в механике разрушения. – М.: Наука, 1980. – 354 с.
5. Токарь И.Г., Зиньковский А.П. Исследование влияния повреждений однотипных элементов на колебания регулярных систем // Проблемы прочности. – 2006. – № 2. – С. 39-46.

Поступила в редакцию 30.05.2008

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

УДК 621.438:621.822

С.В. МОТЬ*ОАО «Сатурн – Газовые турбины», Рыбинск, Россия***ПРИМЕНЕНИЕ МОДИФИЦИРОВАННОЙ МОДЕЛИ ПРИ РАСЧЕТЕ КРИТИЧЕСКИХ СКОРОСТЕЙ ВРАЩЕНИЯ СБОРНОГО ВАЛОПРОВОДА**

В данной статье автором рассматривается проблема анализа динамических характеристик сборных валопроводов газотурбинных агрегатов. Предложен подход для оценки влияния фланцевого соединения и определения необходимой жесткости фланцевого участка соединяемых элементов на этапе проектирования валопровода агрегата. Решение построено на основе метода конечных элементов (МКЭ).

Статья ориентирована на специалистов в области динамики роторов, а также будет полезна для студентов и аспирантов соответствующих специальностей, использующих математическое моделирование на основе МКЭ в задачах инженерного анализа.

сборный валопровод, критическая скорость вращения, резонансная область, жесткость деформирования, контактная жесткость, метод конечных элементов

Использование конструкций многокаскадного типа, а также применение модульных конструкций валов ГТД и валопроводов ГТА решает проблему компоновки, упрощает монтаж агрегата в целом и повышает технологичность изготовления узлов. Добиться этого можно при использовании сборных роторов, которые имеют различные разъемы.

Роторы с разъемами обладают физическими характеристиками, отличающимися от монолитных роторов. Особенно это относится к жесткости деформирования, которая не только изначально отличается, но уменьшается в процессе работы сборного вала [1].

Определение достоверной оценки жесткости деформирования сборного вала является одной из важных и сложных задач анализа работоспособности и долговечности агрегатов, включающих в свою конструкцию сборные роторы.

Проектирование и создание сборных роторных систем основаны на исследовании реальных физических прототипов, где определяющее значение отводится данным натурного эксперимента и последующей работе в условиях доводки опытных образцов.

Расчетно-аналитические методы построены с достаточно грубым приближением, и основаны на ана-

лизе либо монолитного аналога сборного ротора, либо анализе его отдельных деталей. На начальных стадиях проектирования недостатком таких методологий является отсутствие полной информации об объекте проектирования.

Проблема повышения точности расчетно-аналитического метода может быть преодолена с переходом к современной концепции инженерного анализа, которая характеризуется усилением роли математического и компьютерного моделирования с применением высокоэффективных численных решений.

При проектировании сборных роторов уместен учет контакта между элементами. Тогда в роторе, наряду со сложностью его конструктивных форм и внешнего воздействия, моделируются условия контактного сопряжения деталей. Использование контактной задачи, обусловлено сложностью определения жесткости сборного ротора, по отношению к его монолитному аналогу.

Проблема заключается в том, что контактная жесткость сборного ротора, в сравнении с конструктивной жесткостью отдельных деталей, имеет более высокую степень влияния на параметры деформирования ротора. По некоторым экспериментальным

данным, контактные деформации в сборной роторной конструкции могут составлять 80% и более от величины ее общих деформаций.

Попытки решения задач по определению жесткости сборного ротора с учетом контактной жесткости представлены в работе [2]. Но такой подход к решению очень сильно усложняет расчетную модель и, соответственно, приводит к затрате большого количества времени. А это непозволительная роскошь, особенно на этапе компоновки и проектирования сборных роторных систем.

При проектировании газотурбинных установок (газоперекачивающих и энергетических агрегатов) скорость вращения приводного вала определена потребителем (нагнетателем или турбогенератором), а длина соединительной трансмиссии – безопасностью применения того или иного потребителя. Для снижения воздействия температурного расширения в соединительную трансмиссию вводят пружинные элементы, а для предохранения газотурбинного двигателя – муфты предельного момента.

Таким образом, задача сводится к определению диаметральных размеров соединительной трансмиссии обеспечивающих необходимую жесткость всей роторной системы.

Часто, в пользу экономии времени, расчетную модель «вал ГТД – трансмиссия - вал потребителя» представляют в виде балочных элементов, а опоры - в виде элементов типа упругий демпфер. Для учета масс используются элементы сосредоточенной массы; упругие элементы трансмиссии моделируются пружинными элементами, работающими на растяжение-сжатие в осевом направлении; места сочленения принимаются монолитными. Такая модель является быстросчетной, но имеет низкую точность.

Чтобы повысить точность подобной расчетной модели предлагается ее модифицировать с учетом работы [2]. Для этого исследуются в отдельности каждое сочленение элементов роторной системы, определяется их жесткость с учетом контактной жесткости и внешних воздействий. После чего со-

членение элементов моделируется как упругие элементы. Такая модель является быстросчетной, и имеет более высокую точность по сравнению с немодифицированной моделью.

Для определения резонансных областей работы агрегата проводится расчет критических скоростей вращения валопровода всего агрегата. Используя комплекс ANSYS была построена монолитная модель ротора из элементов PIPE16, MASS21 и COMBIN14.

Элемент PIPE16 является элементом, подобным стержню или балке, имеющим возможности поддержки растяжения – сжатия, изгиба и кручения [3]. В данном элементе имеется возможность вычисления несимметричной гироскопической матрицы демпфирования. Этот элемент применялся для моделирования упругих связей валопровода.

Элемент MASS21 является элементом точки [3]. Этот элемент применялся для моделирования масс элементов валопровода.

Элемент COMBIN14 является пружинным амортизатором, имеет продольные или крутильные свойства. Этот элемент применялся для моделирования опорных узлов вала и пружинных элементов трансмиссии [3].

На рис. 1 приведен результат расчета вибраций опор турбогенератора при использовании монолитной модели соединительной трансмиссии. По приведенным результатам видно, что резонансные области опор турбогенератора достаточно отстоят от рабочих режимов агрегата.

Второй расчет критических скоростей вращения валопровода проводился с использованием модифицированной модели соединительной трансмиссии.

Для создания модифицированной модели соединительной трансмиссии необходимо знать жесткость самого фланцевого соединения. Чтобы определить жесткость фланцевого соединения был проведен дополнительный расчет с использованием контактных элементов CONTA173, ответных элементов

TARGE170 и элементов предварительно нагруженного соединения PRETS179 [3]. Определив жесткость фланцевого участка соединительной трансмиссии, была построена модифицированная модель валопровода агрегата.

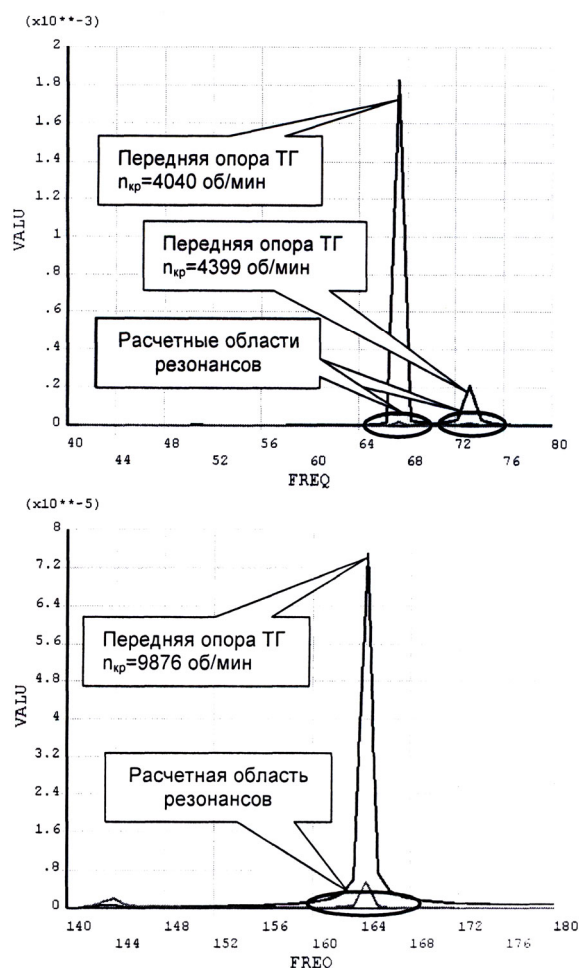


Рис. 1. Резонансные области опор турбогенератора монолитной модели соединительной трансмиссии

На рис. 2. приведен результат расчета вибраций опор турбогенератора при использовании модифицированной модели соединительной трансмиссии.

Из приведенных результатов видно, что уменьшение жесткости фланцевого участка соединительной трансмиссии приводит к «спуску» резонансной области в область рабочих режимов агрегата.

Расчеты с использованием модифицированной модели валопровода агрегата дали возможность оценить влияние фланцевого соединения и определить необходимую жесткость фланцевого участка соединительной трансмиссии.

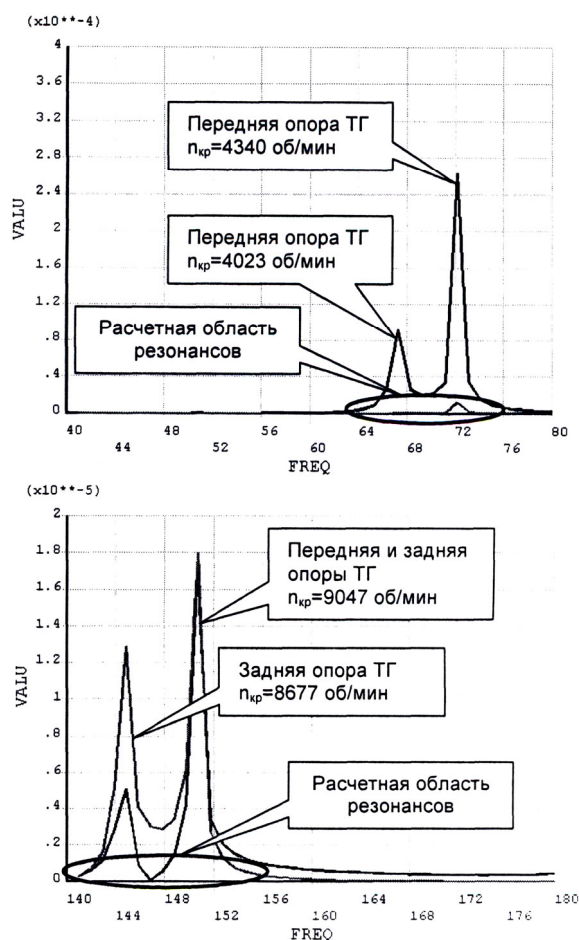


Рис. 2. Резонансные области опор турбогенератора модифицированной модели соединительной трансмиссии

Список литературы

1. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. – М.: Машиностроение. – 1971. – 264 с.
2. Пыхалов А.А., Милов А.Е. Контактная задача статического и динамического анализа сборных роторов турбомашин: Монография. – Иркутск: ИрГТУ, 2007. – 192 с.
3. Басов К.А. ANSYS: Справочник пользователя. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.

Поступила в редакцию 23.05.2008

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

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, Харьков*

² *ООО «Харьковтурбоинжиниринг», Харьков, Украина*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦИКЛИЧЕСКИ СИММЕТРИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ГИДРОТУРБИН

Разработаны методики уточненного расчета статики и динамики циклически симметричных конструкций для многовариантного проектирования корпусов и крышек гидротурбин. Выполнен расчет статической прочности корпуса рабочего колеса поворотной-лопастной гидротурбины под действием давления центробежной системы «лопасть – цапфа – рычаг» и вертикальных реакций на внешней и внутренней опорах цапфы. Проведен анализ прочности и оценка ресурса крышки гидротурбины с учетом условий эксплуатации. Прикладные методики и программы расчетов статики, динамики и ресурса внедрены при создании уникального оборудования ГЭС.

гидротурбина, метод конечных элементов, прочность, динамика, ресурс

Вступление

Создание надежных и долговечных циклически симметричных конструкций гидротурбин, к которым можно отнести корпуса рабочего колеса (РК) и крышки, требует выполнения анализа их прочностных, динамических характеристик и ресурса теоретическими методами на стадии проектирования новых машин, и особенно важно при модернизации работающего оборудования. Эта проблема является актуальной как в Украине, так и в странах ближнего и дальнего зарубежья. Состояние рассматриваемых элементов конструкций оказывает существенное влияние на КПД поворотных-лопастных (ПЛ) гидротурбин.

1. Методика решения статической и динамической задачи для циклически симметричных конструкций гидротурбин

Конструкции корпуса и крышки гидротурбины представляют собой циклически симметричные конструкции, которые могут быть подкреплены регулируемой системой меридиональными многосвязными пластинами. В работах [1] задача об определении

НДС таких конструкций решается в осесимметричной и циклически симметричной постановках. При нециклическом нагружении таких конструкций сложность решения задачи резко возрастает. В работе [2] предложен альтернативный подход, включающий в себя метод подконструкций, разложений Фурье и метод конечных элементов.

В данной работе нагружение конструкции считается произвольным. Принимая во внимание значительное количество ребер, распределяем их толщину равномерно в окружном направлении. Такой подход обеспечивает возможность проводить дискретизацию на конечные элементы двумерного меридионального сечения конструкции. Точность решения задачи зависит от количества удерживаемых гармоник, числа конечных элементов и аппроксимации перемещений на элементе.

Для решения задачи определения НДС используется МКЭ с разложениями векторов перемещений (u) и (v) в ряды Фурье по окружной координате.

$$(u_1) = (u_1^{(0)}) + (u_1^{(1)}) \cos \varphi + (u_1^{(2)}) \cos 2\varphi + \dots ;$$

$$(u_2) = (u_\varphi) = (u_\varphi^{(-1)}) \sin \varphi + (u_\varphi^{(-2)}) \sin 2\varphi + \dots ;$$

$$(u_1) = (u_1^{(0)}) + (u_1^{(1)}) \cos \kappa + (u_1^{(2)}) \cos 2\varphi + \dots \quad (1)$$

Векторы распределенной нагрузки (q) и контурных сил (p_i) допускают разложения Фурье, аналогичные (1).

Вариационное уравнение, разрешенное относительно неизвестных амплитудных значений (u^k), (u^k), имеет вид

$$\begin{aligned} & \iint_F (\delta u^{(k)})^T (\bar{D})^T (N)(\bar{D})(u^{(k)}) r dr dz + \\ & + \frac{H}{2\pi} \iint_{F_{II}} (\delta v^{(k)})^T (D_{II})^T (N_{II})(D_{II})(v^{(k)}) dr dz + \\ & - \int_{\Gamma} (\delta u^k)(q^k) d\Gamma - (\delta u^{(k)})(p_i^k) = 0, \quad k = 0, 1, \dots \end{aligned}$$

Условия непрерывности перемещений требуют $u_r^{(k)} = v_r^{(k)}$, $u_z^{(k)} = v_z^{(k)}$.

Вынужденные колебания конструкций при полигармоническом во времени нагружении описываются уравнением

$$Ku - \omega^2 Mu = Q,$$

где K , M – матрицы жесткости и масс соответственно;

ω – частота колебаний;

Q – вектор внешней узловой нагрузки, изменяющейся во времени t .

Отвечающие i -й гармонике векторы $u_i(r, z, \varphi)$ и $q_i(r, z, \varphi)$ представляем рядами Фурье по окружной координате и по времени t

$$\begin{aligned} u_{rk} &= u_{rk}^0 + \sum_{k=1}^{kf} u_{rk}^k \cos k\varphi; \quad q_{rk} = q_{rk}^0 + \sum_{k=1}^{kf} q_{rk}^k \cos k\varphi; \\ u_{zk} &= u_{zk}^0 + \sum_{k=1}^{kf} u_{zk}^k \cos k\varphi; \quad q_{zk} = q_{zk}^0 + \sum_{k=1}^{kf} q_{zk}^k \cos k\varphi; \\ u_{\varphi k} &= \sum_{k=1}^{kf} u_{\varphi k}^{-k} \sin k\varphi; \quad q_{\varphi k} = \sum_{k=1}^{kf} q_{\varphi k}^{-k} \sin k\varphi, \\ & k = 0, 1, 2, \dots, kf. \end{aligned} \quad (2)$$

Используя (2), приходим к решению ряда независимых квазистатических задач для гармоник, фиксированных по времени

$$[K_k - \omega_i^2 M_k] u_{ik} = Q_{ik}.$$

2. Методика расчета статической прочности корпуса РК ПЛ гидротурбины

Корпус РК ПЛ гидротурбины является телом вращения с циклически расположенными отверстиями. К нему крепятся цапфа и лопасть с фланцем. На рис. 1 показано радиальное сечение корпуса РК.

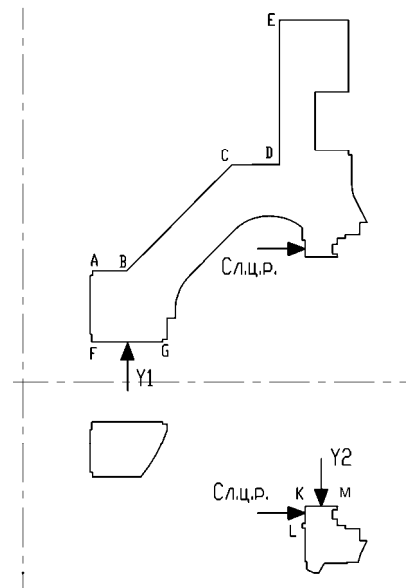


Рис. 1. Сечение корпуса РК ПЛ гидротурбины

В качестве расчетной модели выбираем один из циклически повторяющихся секторов корпуса РК (рис. 2).

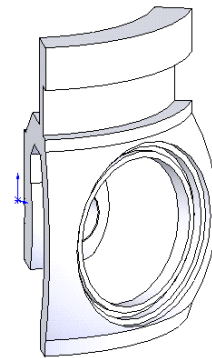


Рис. 2. Сектор корпуса РК ПЛ гидротурбины

Геометрия объекта получена путем поворота радиального сечения корпуса РК на угол, с последующим вырезом отверстий под цапфу. Конструкция крепится к валу болтовым соединением. Частое

расположение болтов позволяет считать верхнюю горизонтальную поверхность корпуса жестко заземленной. Распределенная нагрузка приложена по поверхностям, которые образованы при повороте отрезков АВ, ВС, CD, DE сечения вокруг оси вращения корпуса (см. рис. 1). Корпус нагружен центробежной силой системы лопасть – цапфа – рычаг. Это усилие распределяем по цилиндрической поверхности высотой KL. В результате расчета усилий сервомотора РК получены: Y_2 – вертикальные реакции на внешней опоре цапфы и Y_1 – на внутренней. Усилия распределяем по поверхности контакта, которая является участком цилиндрической поверхности шириной KM, радиусом R_2 и углом раствора φ_2 . Аналогично усилие Y_1 распределяем по поверхности контакта шириной FG, радиусом R_1 и углом раствора φ_1 . Закон изменения контактного давления имеет следующий вид:

$$q_2 = A_2 \sin \frac{\pi \alpha}{\varphi_2}; \quad 0 \leq \alpha \leq \varphi_2;$$

$$q_1 = A_1 \sin \frac{\pi \beta}{\varphi_1}; \quad 0 \leq \beta \leq \varphi_1.$$

Для определения амплитуды A_2 (A_1) приравниваем усилие Y_2 (Y_1) к интегралу по поверхности контакта от контактного давления. Следовательно

$$A_2 = Y_2 \pi / 2 R_2 l_2 \varphi_2; \quad A_1 = Y_1 \pi / 2 R_1 l_1 \varphi_1,$$

где R_2 , R_1 – внешний и внутренний радиусы цапфы соответственно;

$$l_2 = KM, \quad l_1 = FG.$$

Для определения закона изменения контактного давления (3) углы выбираются по результатам численного эксперимента $\varphi_2 = 120^\circ$ и $\varphi_1 = 144^\circ$ при условии совпадения характера распределения и значения интенсивности напряжений.

Проведено исследование НДС корпуса РК ПЛ гидротурбины под действием давления, центробежной системы лопасть – цапфа – рычаг, вертикальных реакций на внешней и внутренней опорах цапфы ($\varphi_2 = \varphi_1 = 120^\circ$). На рис. 3 показана конечноэлементная

сетка трехмерной модели сектора корпуса с разных точек обзора.

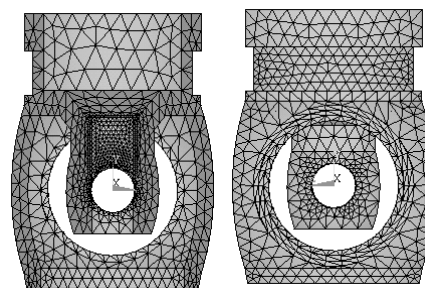


Рис. 3. Конечноэлементная сетка сектора корпуса с разных точек обзора

Основные уравнения для определения статической прочности конструкции даны в [3]. На рис. 4 показано изменение перемещений в корпусе РК ПЛ гидротурбины. Максимальное значение перемещения равно 0,0015 м.

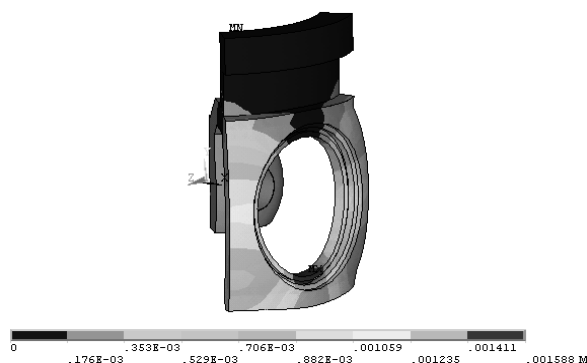


Рис. 4. Изменение перемещений в корпусе РК

На рис. 5, а, б приведена интенсивность напряжений из разных точек обзора.

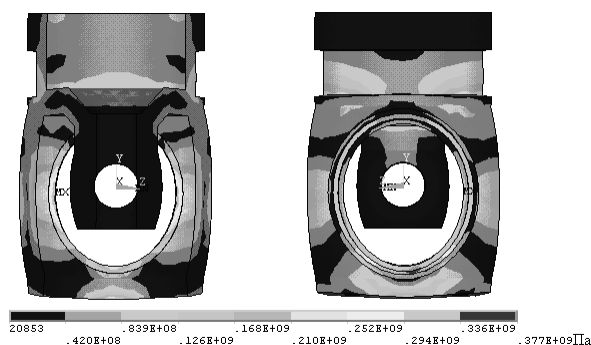


Рис. 5. Интенсивность напряжений в секторе корпуса

Концентрация напряжений возникает в месте приложения максимальной амплитуды контактного давления на внешнем радиусе цапфы и в самом узком участке между отверстиями.

Для проверки достоверности полученных результатов проводился расчет НДС РК ПЛ гидротурбины с различным разбиением сетки конечных элементов со сгущением в местах концентрации напряжений. При этом расхождение по перемещениям составило 0,4%, а по напряжениям – 3%, что свидетельствует о достоверности полученных результатов.

3. Определение прочностных и динамических характеристик крышек турбины

Расчетные схемы конструкций, моделирующая крышку по двух- и трехмерным схемам, представлены на рис. 6 и рис. 7.

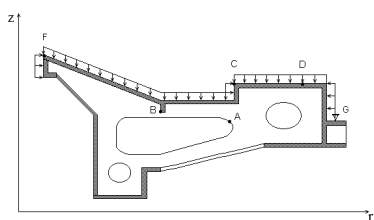


Рис. 6. Расчетная двумерная схема крышки гидротурбины

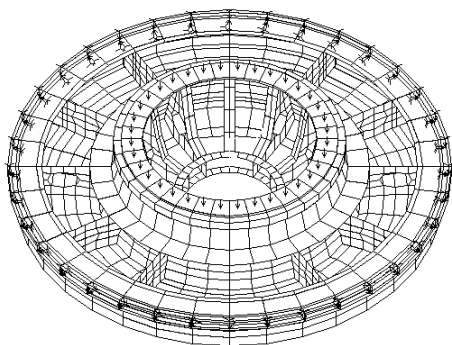


Рис. 7. Расчетная трехмерная схема крышки гидротурбины

Распределение напряжений в крышке гидротурбины приведено на рис. 8.

На рис. 9, 10 приведены амплитудно-частотные

характеристики крышки гидротурбины при защемлении по поверхности фланца для нормального и переходного режимов (срыв уплотнения), $\omega_1 = 45,5$ Гц. Максимальные напряжения в режиме срыва уплотнения превышают аналогичные в нормальном режиме на 18 – 20%.

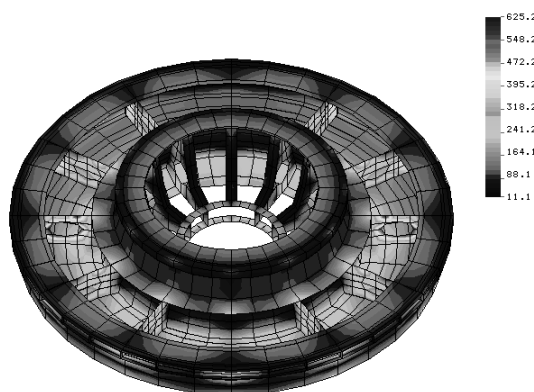


Рис. 8. Распределение напряжений в крышке гидротурбины

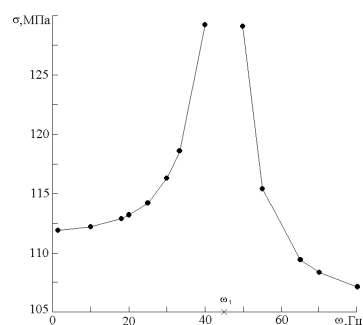


Рис. 9. Амплитудно-частотная характеристика стальной крышки в нормальном режиме

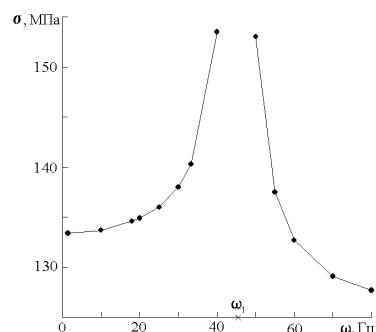


Рис. 10. Амплитудно-частотная характеристика стальной крышки в режиме срыва уплотнения

На рис. 11 приведены амплитудно-частотные характеристики крышки при опирании по линии кре-

пежа, $\omega_1 = 40,6$ Гц. Максимальные напряжения в крышке при этих условиях крепления уменьшаются на 8%.

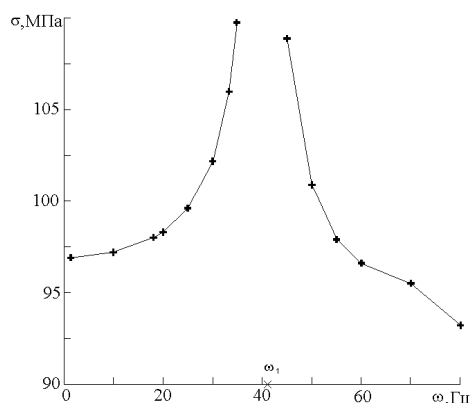


Рис. 11. Амплитудно-частотная характеристика стальной крышки в нормальном режиме

При приближении частоты нагрузки к первой собственной частоте наблюдается резкое повышение напряжений с последующим спадом после резонанса.

Проведен анализ проектного ресурса крышки агрегата ДнепроГЭС-1 на основе теории линейного накопления повреждений. Амплитуда гидродинамического давления задавалась $2P_0 = 0,1H$ (H – максимальный напор). Механические и усталостные характеристики материала Ст3, согласно приведенным в справочниках данным. Уровень остаточных напряжений σ_{mm} для Ст3 составляет 160 – 170 МПа. Прогнозируется срок службы не менее 30 лет ($T = 131400$ часов), что при частоте нагружения $f = 1,388$ Гц составит $N_z = 6,56 \cdot 10^8$ циклов нагружения. Ресурс крышки агрегата приведен в табл. 1.

Таблица 1

Расчетный ресурс стальной крышки для разных условий закрепления

Тип закрепления	σ_m , МПа	σ_d , МПа	N	n , лет
зашемление	105	6,2	$1,121 \cdot 10^9$	51
опирание	92	5,9	$1,615 \cdot 10^9$	73

Полученный проектный ресурс удовлетворяет требованиям тендора на проектирование и изготовление новой крышки агрегата ДнепроГЭС-1.

Выводы

Разработаны методики и пакеты прикладных программ для расчета НДС, динамики и оценки ресурса циклически симметричных конструкций (корпусов и крышек) гидротурбин. Их применение делает возможным проводить комплексный анализ прочностных характеристик и надежности конструкций при проектировании и модернизации агрегатов ГЭС с учетом условий эксплуатации.

Литература

1. Медведовская Т.Ф., Зеленская О.Н., Медведовский А.В. Прочность, динамика и ресурс несущих конструкций гидротурбин // Проблемы машиностроения. – 2007. – Т. 10. – С. 49-55.
2. Кантор Б.Я., Миткевич В.М. Эффективный метод определения напряженно-деформированного состояния конструкций из оболочек или тел вращения, подкрепленных регулярной системой радиальных пластин при несимметричном радиальном и осевом нагружении / АН УССР. Ин-т пробл. машиностроения. – Х., 1985. – 16 с. – Деп. в ВИНТИ 26.03.85, № 2484.
3. Кантор Б.Я., Медведовская Т.Ф., Ржевская И.Е., Олейник Н.И. Оценка НДС, ресурса ротора дискового гидрозатвора и крышки гидротурбины при условии безопасной эксплуатации // Вестник двигателестроения. – № 3. – С. 80-84.

Поступила в редакцию 30.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук Ю.С. Воробьев, ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков.

УДК 620.179.1

М.В. КАРУСКЕВИЧ, О.Ю. КОРЧУК, Т.П. МАСЛАК, В.М. ПАНТЕЛЕСЬ*Національний авіаційний університет, Київ, Україна***СТРУКТУРНА ПОШКОДЖУВАНІСТЬ І РУЙНУВАННЯ
ЗРАЗКІВ-СВІДКІВ ВТОМНОГО ПОШКОДЖЕННЯ**

Проведено порівняльний аналіз існуючих конструкцій сенсорів втомного пошкодження. Визначено геометрію нового зразка-свідка з ефектом помноження деформації і урахуванням можливості його встановлення на навантаженому елементі конструкції літака. Розглянуто методики контролю стану поверхні зразків-свідків. Експериментально доведено, що запропонована конструкція забезпечує передачу деформації від конструктивного елементу до зразка-свідка, що призводить до формування і еволюції на поверхні зразка-свідка деформаційного рельєфу в процесі циклічного навантажування і руйнування. Показано, що для кількісної оцінки деформаційного рельєфу може бути застосовано комп'ютеризований оптичний метод дослідження деформаційного рельєфу з використанням апарату фрактальної геометрії.

зразок-свідок, втомне пошкодження, оптичний контроль, деформаційний рельєф, фрактальна геометрія

Постановка задачі

На сьогодні запропоновано ряд способів і пристроїв для оцінки втомного пошкодження по зміні фізичних характеристик матеріалу в результаті дії перемінних механічних навантажень. Діагностичними параметрами можуть бути: електричний опір, магнітна проникність, показники внутрішнього тертя в матеріалі та ін. [1]. Проте, загальним характерним недоліком цих методів є відсутність повної ідентичності процесів накопичення втомних пошкоджень. Оцінка ж втомного пошкодження по параметрах стану таких датчиків може бути одержана лише при наявності обширних експериментальних даних по втомі конкретного матеріалу. Основні види індикаторів втомного пошкодження: а) лінійний суматор втомних відносних пошкоджень; б) автоматичний лічильник навантажування; в) зразки-свідки; г) параметричні індикатори.

Лінійний суматор втомних відносних пошкоджень (ЛСП) представляє собою систему реєстрації процесу зміни перевантаження в центрі тяжіння або деформації в якому-небудь силовому елементі і обчислення на цій основі лінійної суми відносних пошкоджень Σ^n/N_i .

Автоматичний лічильник навантажування заснований на наступному: на достатньо довгій стрічці закріплено ряд фольгових зразків – чутливих елементів, які по черзі, за допомогою спеціального механізму, закріплюються на силовому елементі і піддаються деформаціям, пропорційним деформаціям силового елементу.

Основна ідея використання зразків-свідків полягає в тому, що їх втомні характеристики (сімейство втомних кривих) співпадають з характеристиками силового елементу. Розрізняють два види зразків-свідків: індикатори і еквівалентні зразки.

Індикатори представляють собою пластинки матеріалу з концентратором. Збігу втомних кривих індикатора і силового елемента добиваються вибором відповідних геометричних розмірів концентратора.

Індикатори наклеюються на силовий елемент і навантажуються разом з ним під час нормальної експлуатації літака. Так як втомні криві індикатора і відповідного перерізу крила співпадають, то спостереження довговічності n індикаторів розглядаються як спостереження довговічності n крил.

Еквівалентні зразки представляють собою чи фрагменти конструкції, чи зразки, виготовлені з си-

лових елементів літака, який уже знаходився на протязі деякого часу в експлуатації.

Параметричні індикатори втоми вимірюють певні фізичні параметри матеріалу, які змінюються по мірі накопичення втомних пошкоджень.

Найбільш успішним є використання індикаторів втоми, завданням яких є моделювання цілком визначених процесів руйнування. Так, у роботі [2] реалізовано спосіб вивчення параметрів опору матеріалу росту втомних тріщин за допомогою індикатору росту втомних тріщин (IPT). IPT складається з чутливого елемента і системи його кріплення до елемента конструкції, що досліджується. Чутливий елемент в польоті навантажується зусиллями, пропорційним зусиллям в конструкції, що досліджується. Контролюємим параметром є швидкість зростання попередньо ініційованої однієї чи декількох втомних тріщин в чутливому елементі.

Авторами [3] запропоновано спосіб визначення швидкості розвитку пошкоджень в конструкції. Під час експлуатації конструкції періодично оглядають зразок-свідок і встановлюють залежність швидкості розвитку в ньому пошкоджень від тривалості експлуатації конструкції.

Датчики, принцип дії яких базується на реєстрації зміни електроопору чутливих елементів, виконуються у вигляді тензорезисторів, які наклеюються у небезпечних зонах конструкцій, що інспектуються. Матеріалом тензометричних датчиків втоми можуть бути константан, потрійний сплав вісмуту, телуру і сурми, ніхром, а також матеріал, з якого виготовлена деталь конструкції [4].

В деяких випадках, коли чутливість датчиків недостатня, вони встановлюються на підсилювачах деформації [5].

Ряд пристроїв для визначення накопичених пошкоджень конструкцій засновано на використанні чутливих елементів, які руйнуються в процесі експлуатації конструкції [6].

Розроблені також датчики з колірною індикацією спеціальних плівок [7] і датчики з оптично прозорого матеріалу [8], які дозволяють спостерігати оптичні зображення, що виникають при деформуванні.

Стан поверхні несе інформацію про втомне пошкодження металу. Ця ідея є ключовою в способах моніторингу втомного пошкодження, які розроблюються в Національному авіаційному університеті.

Дослідження еволюції смуг ковзання на монокристалах дозволило запропонувати монокристалічний індикатор втомного пошкодження [9], а по результатах спостереження деформаційного рельєфу полікристалічного алюмінієвого плакуючого шару було розроблено спосіб прогнозування залишкового ресурсу елементів авіаційних конструкцій [10].

В роботі [11] було представлено результати дослідження деформаційного рельєфу методами оптичної і електронної мікроскопії, експериментальні дані про еволюцію запропонованого параметру пошкодження в процесі циклічного навантаження.

Дослідження поверхневих дефектних структур останнього часу показали, що для їх кількісного опису можуть ефективно застосовуватися методи фрактальної геометрії. Так, в [12] розглянуто еволюцію фрактальної розмірності деформаційного рельєфу в процесі циклічного навантаження і порівняння отриманих даних з еволюцією параметру D .

Аналіз умов навантажування сучасних літаків вказує на те, що рівень напружень в елементах конструкцій не завжди відповідає тим, що забезпечують формування смуг ковзання і відповідного деформаційного рельєфу, як в монокристалічних сенсорах, так і на поверхні плакуючого шару. Крім того, плаковані чистим алюмінієм конструкційні сплави використовуються, в основному, для виготовлення обшивки фюзеляжу. Таким чином, значна кількість відповідальних елементів конструкції потребує використання додаткових заходів при діагно-

стиці накопиченого втомного пошкодження. Ці заходи можуть базуватися або на підвищенні чутливості індикаторів втомного пошкодження, або на застосуванні спеціальних пристроїв – підсилювачів деформації.

Результати дослідження

В рамках представленого дослідження розроблено конструкцію зразка-свідка, в якому перерозподіл деформацій обумовлений різницею жорсткостей перерізів при такій загальній деформації зразка, яка відповідає деформації елемента конструкції. Диференціація жорсткості досягається обранням необхідних площин перерізів.

На рис. 1. показана схема зразка-свідка, який було встановлено на конструктивний елемент, виготовлений з листового алюмінієвого сплаву Д16АТ.

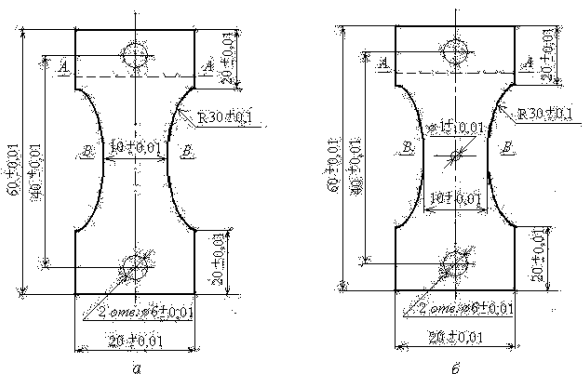


Рис. 1. Зразок-свідок втомного пошкодження з ефектом помноження деформації:
а – без додаткового концентратора напружень;
б – з концентратором напружень у вигляді отвору

Локальне підвищення деформації може бути досягнуто використанням концентраторів напружень, зокрема, отворів, в робочій частині зразка-свідка. Питання про спосіб кріплення сигналізаторів є одним з найбільш складних при розробці методики застосування сигналізаторів.

Попередні експерименти показали, що використання клеєгвинтового кріплення забезпечує рівняння деформацій сигналізатора і основного елемента і стабільні умови передачі зусиль від основ-

ного елемента на сигналізатор в процесі динамічних умов навантаження.

За результатами попередніх випробувань було обрано клей на основі епіпоксидної смоли. Клеї зазначеного типу широко використовуються при тензометруванні авіаційних конструкцій з метою визначення фактичних значень експлуатаційних навантажень.

Для визначення місця розташування зразка-свідка використано попередній досвід розробки відповідних пристроїв. В роботі [2] було показано, що індикатори втомного пошкодження на літаках Ан-24 і Ан-26 можуть бути встановлені в зоні заднього лонжерона і закріплюватись за допомогою болтів по отворах кріплення до лонжерону нижньої технологічної панелі.

З метою одержання високої якості обробки поверхні після попередньої механічної обробки (шліфування плюс полірування), запобігання наклепу поверхні, усунення візуальних ознак пошкодження не деформаційного походження, було застосовано електрохімічне полірування.

Випробування елементів конструкції з встановленими зразками свідками проводились при максимальному напруженні циклу навантаження 120,0 МПа, мінімальному – близькому до нуля. Такий режим навантаження є близьким до умов навантаження лонжерону крила сучасного регіонального літака.

Наявність ефекту підсилення деформації і концентратору напружень визначає випереджаючий темп накопичення пошкодження і руйнування в області концентратора напружень зразку-свідка, формування і еволюцію деформаційного рельєфу плакуючого шару в зоні концентрації напружень, формування і ріст втомної тріщини.

За результатами випробувань побудовано графіки залежностей: $N_{p.k.e.} = f(N_{m.z.c.})$ (рис. 2) та $N_{p.k.e.} = f(N_{p.z.c.})$ (рис. 3).

Як видно з наведених графіків, існує тісний кореляційний зв'язок між довговічністю конструктив-

ного елементу, на якому встановлено зразок-свідок, і характеристиками втоми зразка-свідка, а саме, кількістю циклів навантажування до формування тріщини в зразку-свідку і кількістю циклів до його руйнування. Таким чином, стан зразку-свідку є індикатором накопиченого втомного пошкодження конструктивного елементу.

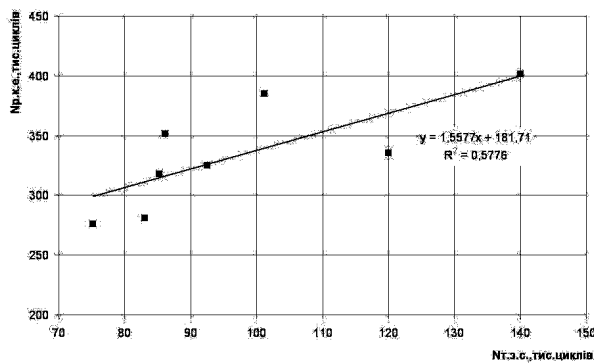


Рис. 2. Зв'язок кількості циклів навантажування до руйнування конструктивного елементу з кількістю циклів до формування втомної тріщини в зразку-свідку

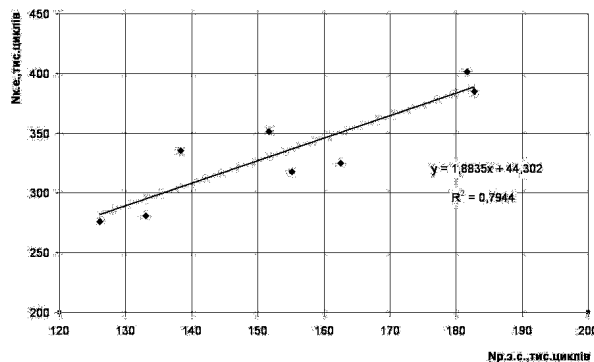


Рис. 3. Зв'язок кількості циклів навантажування до руйнування конструктивного елементу з кількістю циклів до руйнування зразка-свідка

Зазначені параметри визначають досягнення певних дискретних станів індикатору пошкодження, які корелюють зі станом конструкції в цілому.

Для оцінки накопиченого втомного пошкодження в будь-який момент випробувань або експлуатації повинні бути застосовані параметри пошкодження, які змінюються монотонно в процесі всього навантажування.

Такими діагностичними параметрами є параметр пошкодження D , який визначається шляхом авто-

матизованої кількісної оцінки інтенсивності деформаційного рельєфу поблизу концентратора напружень і фрактальні розмірності деформаційного рельєфу.

В представленому дослідженні втомні випробування конструктивних елементів з встановленими на них зразками-свідками супроводжувались моніторингом деформаційного рельєфу з моніторингом параметру пошкодження D .

На графіках (рис. 4) представлено результати моніторингу параметру пошкодження D , отриманих при спостереженні за станом зразків-свідків, встановлених на конструктивних елементах.

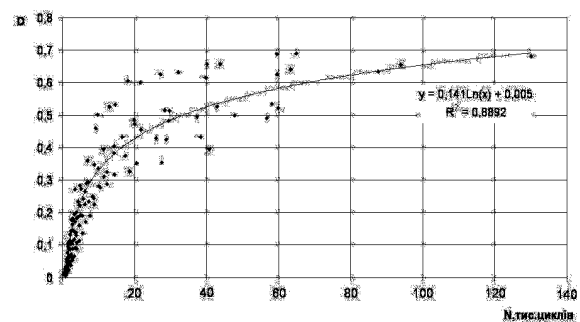


Рис. 4. Зміна параметру пошкодження D зразків-свідків в процесі циклічного навантажування конструктивного елементу:
 $\sigma = 120,0$ МПа (зразки 1-8)

Можливість спостереження втомних тріщин визначає наявність додаткового діагностичного параметра накопиченого втомного пошкодження. Таким параметром є довжина тріщини, яка може контролюватися тими ж засобами. Як приклад, наведено діаграму росту тріщини зразка-свідка (рис. 5).

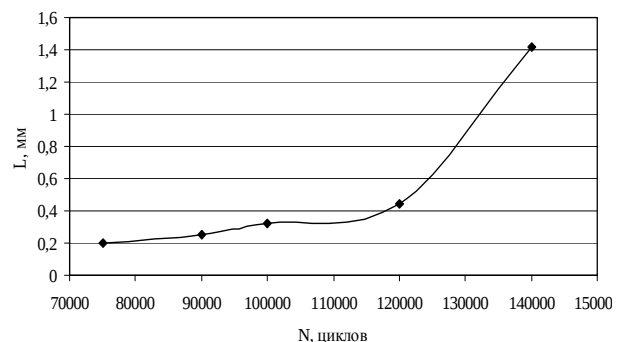


Рис. 5. Результати моніторингу втомної тріщини в зразку № 1

Тривалість росту тріщини від 0,2 мм до повного руйнування зразка-свідка № 1 становила 80200 циклів навантажування. При цьому, раніше розглянуті діагностичні параметри вже досягли критичних значень і не відображали процес накопичення пошкодження.

Висновки

Проведено втомні випробування конструктивних елементів з встановленими на них зразками-свідками з дослідженням закономірностей процесу структурної пошкоджуваності і руйнування зразків-свідків, зокрема, моніторингом параметрів деформаційного рельєфу і кінетики втомної тріщини. Експериментально доведено, що запропонована конструкція забезпечує передачу деформації від конструктивного елементу до зразка-свідка, що призводить до формування на поверхні зразка-свідка деформаційного рельєфу, його еволюції в процесі циклічного навантажування і руйнування. Для кількісної оцінки деформаційного рельєфу можуть бути застосовано комп'ютеризоване оптичне дослідження деформаційного рельєфу з використанням апарату фрактальної геометрії.

Література

1. Карускевич О.М., Карускевич М.В. Мониторинг деградации прочности авиационных конструкций с помощью монокристаллических индикаторов // Сб. научн. тр. КМУГА. Проблемы системного подхода в экономике. – 2000. – Вып. 4. – С. 96-100.
2. Клейнхоф М.А., Павелко В.П., Павелко И.В., Тимошенко Ю.М. Авіа-2001. Вид. НАУ Індикатор втомних тріщин в авіаконструкціях з множинними концентраторами напружень.
3. Михайлов В.Е.. Способ определения скорости развития повреждений в конструкции. Авторское свидетельство СССР. – № 962792, кл. G 01. – № 3/32. Институт физико-технических проблем Севера СО АН СССР. – 1987.
4. Добромислов Н.Н., Набойщиков С.М. Применение датчиков повреждения для восстановления характеристик силовых нагрузок // Проблемы прочности. – 1984. – № 11. – С. 88-93.
5. А.с. № 938093 СССР, М.кл. G 01 N 3/32/ Н.В. Григорьев, Г.Д. Коршунова (СССР). – № 3228527/25-28; Заявл. 29.12.80; Опубл. 23.06.82, Бюл. №23. – 2 с.
6. А.с. № 1104385 СССР, кл. G 01 N 3/32/ Ю.Г. Михайлов, Н.А. Елгаев (СССР). – № 3320446/25-28; Заявл. 17.03.83; Опубл. 23.07.84, Бюл. №27. – 1 с.
7. Пат. 4015465 США, МКИ G 01 N 3/00. Color Displaying Fatigue Sensor: Пат. 4015465 США, МКИ G 01 N 3/00 William R. Scott (США). – Опубл. 05.04.77, НКИ 73-91. – 3 с.
8. Пат. 385465 СССР, М.кл. G 02 b 27/26. Способ определения степени усталости материала и элемента конструкции: Пат. 385465 СССР, М.кл. G 02 b 27/26 Мичиносуке Хигучи, Масаки Хори ока (Япония). – № 1611606/29-14; Заявл. 13.01.71; Опубл. 29.05.73, Бюл. №25 – 2 с.
9. А.с. 15802118 СССР Способ контроля усталостной повреждаемости элементов конструкций. М.В. Карускевич, Е.Е. Засимчук, А.И. Радченко, Ю.А. Лебедев. Заявл. 10.04.89; Опубл. 30.10.89, Бюл. №26. – 3 с.
10. Декларативный патент на полезную модель № 3470 «Способ визначення залишкового ресурсу елементів конструкцій за станом деформаційного рельєфу поверхні плакуючого шару» / С.Р. Ігнатович, М.В. Карускевич, О.М. Карускевич. – 15.11.2004, Бюл. № 11.
11. Карускевич О.М., Ігнатович С.Р., Карускевич М.В., Пантелеев В.М. Диагностика усталости плакированных алюминиевых сплавов // Вестник НГТУ КПИ. – Машиностроение. – 2002. – № 43. – С. 53-55.
12. Карускевич М.В., Корчук О.Ю., Маслак Т.П., Чжан Чжао Хуей. Фрактальність деформаційного рельєфу полікристалічного алюмінію // Вісник НАУ. – 2006. – № 2. – С. 78-81.

Надійшла до редакції 23.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. М.В. Кіндрачук, Національний авіаційний університет, Київ.

УДК 621.577

А.Н. РАДЧЕНКО

*Национальный университет кораблестроения
им. адмирала Макарова, Николаев, Украина*

ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ КОНДИЦИОНИРУЮЩИЕ И ОПРЕСНИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ НА БАЗЕ СУДОВЫХ ДВС

Проанализирована целесообразность применения турбодетандерных установок кондиционирования воздуха, работающих на избытке наддувочного воздуха сверх количества, необходимого для наддува ДВС. Избыток наддувочного воздуха образуется при нагрузках ДВС свыше 50 % и благодаря высокой эффективности современных турбонаддувочных агрегатов. Предложены схемные решения теплоиспользующих установок кондиционирования воздуха, полученные путем трансформации существующих систем охлаждения наддувочного воздуха судовых ДВС. Показана целесообразность применения таких установок для получения пресной воды.

двигатель внутреннего сгорания, турбодетандер, кондиционирование воздуха, низкокипящее рабочее тело, теплоиспользующая холодильная машина, наддувочный воздух, конденсат

Анализ проблемы и постановка цели исследования

Системы кондиционирования воздуха с использованием турбодетандерного охлаждения широко применяются в стационарной практике, на авиационном и автомобильном транспорте. С 1950 г. этот принцип нашел применение и на судах для снижения температуры наддувочного воздуха в ДВС фирмы "Купер-Бессмер" [1]. В таких системах сжатие воздуха осуществляется последовательно в двух центробежных компрессорах с приводом первого компрессора от утилизационной турбины (УТ), установленной на газовыхлопе, а второго – от воздушного турбодетандера, при расширении в котором и происходит окончательное охлаждение наддувочного воздуха. Предусмотрено промежуточное его охлаждения водой после каждого из компрессоров.

Турбодетандер по сути представляет собой воздушную холодильную машину (ВХМ), использующую избыточную, сверх требуемой для наддува двигателей, энергию выпускных газов и работающую по разомкнутому циклу. Резерв мощности УТ, который задействован для дополнительного повышения давления наддувочного воздуха (сверх дав-

ления наддува), зависит от КПД турбокомпрессорных газового и воздушного агрегатов. КПД современных ТК превышает $\eta_{TK} = 0,7$, приближаясь к 0,75 [2, 3]. Образующаяся благодаря этому избыточная энергия выпускных газов позволила перейти ведущим дизелестроительным фирмам на системы более полной ее утилизации – турбокомпаундные системы TCS (Turbo Compound System) с байпасированием части выпускных газов (около 10% общего расхода), минуя ТК, на вход силовой турбины и передачей получаемой в турбине механической энергии на вал двигателя или электрогенератора [4].

Фирмой "Mitsubishi Heavy Industries (МНН)" разработана альтернативная турбокомпаундная система без байпасирования части выпускных газов на дополнительную УТ и предполагающая отвод избыточной мощности на привод электрогенератора от той же УТ, что служит для привода наддувочного компрессора, т.е. TCS с одной УТ [3]. Избыток мощности УТ образуется за счет применения высокоэффективных ТК серии МЕТ-МА с КПД около 74 %, что позволяет получать дополнительную электрическую мощность, эквивалентную примерно 5% мощности главного дизеля. Температура уходящих

газов на входе ТК составляла при этом $t_{y,r} = 450\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $\pi_k = 3,3$.

Таким образом, благодаря повышенным КПД турбокомпрессорных агрегатов (0,70...0,75) образуется избыток энергии выпускных газов, сверх необходимой для турбонаддува, который реализуется различными системами глубокой.

Целью исследования является оценка целесообразности применения турбодетандерных установок, использующих избыток наддувочного воздуха, для охлаждения воздуха в системах кондиционирования и получения пресной воды.

В основу **концепции** создания турбодетандерных установок кондиционирования воздуха на базе судовых ДВС положена **гипотеза** использования избыточной энергии агрегатов их турбонаддува, образующейся при нагрузках ДВС свыше 50% и благодаря высокой эффективности агрегатов. Избыточная энергия может составлять от 10 % мощности ДВС (для двухтактных двигателей) до 20 % и выше (для четырехтактных).

Анализ результатов исследования

Согласно разрабатываемой гипотезе источником энергии для теплоиспользующей установки кондиционирования воздуха (ТУКВ) служит избыточная мощность высокоэффективных турбонаддувочных агрегатов ($\eta_{TK} = 0,7...0,75$), образующаяся при нагрузках судовых ДВС свыше 50%. Поскольку КПД турбокомпрессорных агрегатов η_{TK} существенно зависит от степени повышения давления π_k , принимая максимальное значение при некоторой оптимальной величине $\pi_{корп}$, например, для ТК типа МЕТ МА $\eta_{TKmax} = 0,74$ при $\pi_{корп} = 3,3$, и снижаясь до $\eta_{TK} = 0,67$ при $\pi_k = 4,5$ [3], то представляется целесообразным реализовать избыточную энергию выпускных газов не путем повышения давления наддувочного воздуха, как в традиционной турбодетандерной системе охлаждения наддувочного воздуха [1], а увеличением производительности ТК с использованием

энергии избыточного количества наддувочного воздуха в ТУКВ. Исходя из этой **гипотезы**, можно предложить следующие схемные решения ТУКВ, использующих энергию избыточного количества наддувочного воздуха.

Простейшим схемным решением ТУКВ является стандартная система турбонаддува с получением холодного воздуха путем дросселирования избыточного количества наддувочного воздуха после теплообменника-охладителя наддувочного воздуха (ТО-ОНВ). Такая ТУКВ по составу элементов не отличается от стандартной системы перепуска части наддувочного, но неохлажденного воздуха (перед ТО-ОНВ), на вход ТК для предотвращения недопустимого повышения давления в цилиндрах двигателя, что возможно при пониженных температурах воздуха на входе ТК: $t_{нв} < -5\text{ }^{\circ}\text{C}$ [5]. Основным недостатком простой схемы – потери энергии сжатого воздуха при его дросселировании, которую можно было бы получить при условии расширения воздуха в турбодетандере.

Схема ТУКВ с турбодетандером, мощность которого используется для привода компрессора, приведена на рис. 1, а, а процессы тепловлажностной обработки воздуха в диаграмме $d-I$ (энтальпия-влажностное содержание) – на рис. 1, б.

Процессы тепловлажностной обработки воздуха в турбодетандерном кондиционере обозначены следующим образом: Н–1 – сжатие в компрессоре; 1–2 – охлаждение в ТО (1–1" – охлаждение до состояния насыщения (точки росы 1"), соответствующего давлению наддува P_2 ; 1"–2 – охлаждение с выпадением влаги); 2–3 – расширение в турбодетандере.

Процесс тепло- и влагоассимиляции в помещении на рис. 3, б показан условно линией 3–П, а на рис. 3, а изображен более подробно: т. А – воздух на выходе из турбодетандера в виде тумана – смеси насыщенного воздуха (т. 3) и капельной влаги в количестве $\Delta d = d_2 - d_3$. Капельная влага отделяется от

воздуха в сепараторе (в схемах на рис. 1 и 2 сепаратор не показан). Смешение приточного насыщенного воздуха (т. 3) и ненасыщенного рециркуляционно-

го воздуха кондиционируемого помещения (т. П) – линии 3–Б и П–Б. Процесс тепло- и влагоассимиляции в помещении – линия Б–П.

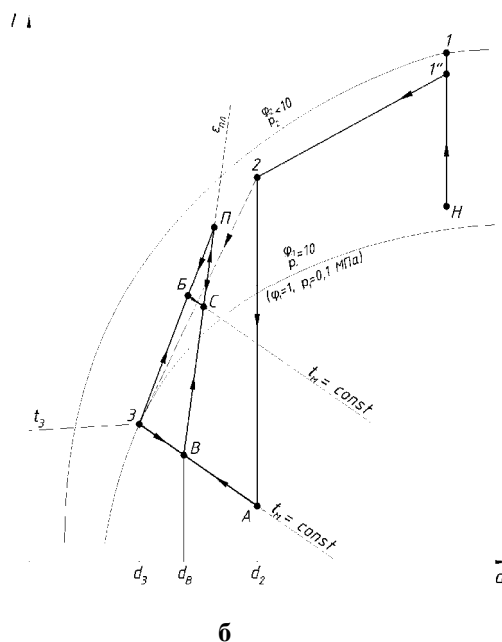
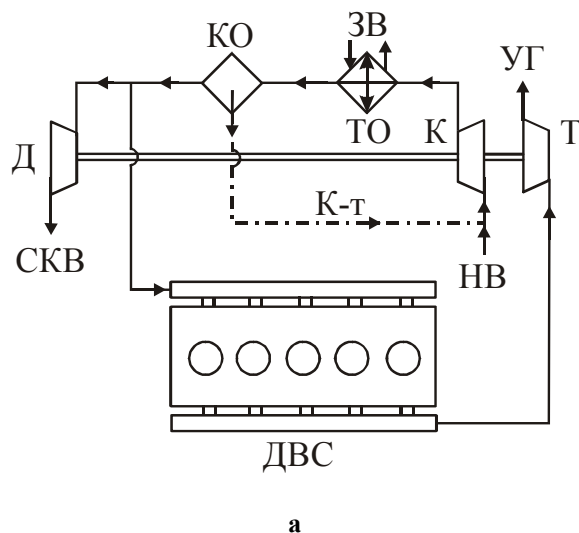


Рис. 1. Схема (а) и процессы (б) тепловлажностной обработки воздуха в ТУКВ с турбодетандером: Т – утилизационная турбина; К – компрессор; ТД – турбодетандер; ТО – теплообменник-охладитель наддувочного воздуха; КО – каплеотделитель; К-т – конденсат; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы; СКВ – система кондиционирования воздуха общесудовая

При неполном отделении влаги состояние воздуха характеризуется точкой тумана В. Смешение приточного влажного воздуха (т. В) и ненасыщенного рециркуляционного воздуха помещения (т. П), подсасываемого холодным воздухом в смесителе, например эжекционного типа) – линии В–С и П–С. При этом явная теплота рециркуляционного воздуха расходуется на испарение капельной влаги в количестве $d_B - d_3$, содержащейся в приточном влажном воздухе. В результате получают воздух с достаточно низкой температурой (т. С). Процесс смешения с испарением капельной влаги можно условно представить в виде двух последовательных процессов: смешения приточного насыщенного воздуха (т. 3) с рециркуляционным ненасыщенным воздухом помещения (т. П) – линии 3–Б и П–Б и адиабатического увлажнения смеси капельной влагой – линия Б–С. Процесс тепло- и влагоассимиляции в помещении – линия С–П.

Результаты расчетов показывают, что при исходных температурах воздуха, подаваемого на вход ТК двигателя, составляющих 35 °С (наружный воздух, соответствующий тропическим условиям эксплуатации) и 45 °С (воздух в машинном отделении), температура воздуха на выходе из турбодетандера может достигать –40 °С и –30 °С соответственно.

Как видно из рис. 1, а, процесс охлаждения наддувочного воздуха в теплообменнике ТО (линия 1–2) на участке снижения его температуры ниже точки росы (линия 1''–2) сопровождается выпадением влаги в количестве $\Delta d = d_H - d_2$. Кроме того, влага выпадает также из влажного воздуха в состоянии тумана (т. А) после турбодетандера в количестве $\Delta d = d_2 - d_3$ при полной ее сепарации с получением насыщенного воздуха в т. 3 или $\Delta d = d_2 - d_B$ при неполной сепарации и влажным воздухом на выходе из сепаратора (т. В). Получаемую при этом воду можно использовать для хозяйственно-бытовых

нужд, а после соответствующей химикобиологической обработки – как питьевую.

Таким образом, турбодетандерный кондиционер может функционировать еще и как опреснительная установка, что весьма целесообразно в условиях дефицита воды или невозможности забора заборной воды для работы опреснительной установки испарительного типа, как, например, на судах с динамическими принципами поддержания (судах на воздушной подушке, скоростных катамаранах).

Получаемый конденсат может быть использован для повышения эффективности наддувочного ТК, а значит и ТУКВ, путем его впрыскивания в воздух, всасываемый ТК (рис. 1). При этом испарение впрыскиваемого конденсата происходит за счет теплоты, отводимой от воздуха, т.е. с понижением его температуры. Кроме того, при впрыскивании конденсата в воздушный поток непосредственно на всасывании ТК его испарение будет происходить в процессе сжатия воздуха в ТК с понижением температуры сжимаемого воздуха, что приближает процесс сжатия к изотермическому с соответствующим уменьшением работы сжатия.

Производительность опреснительно-кондиционирующей установки по воде и холоду может быть увеличена путем дополнительного (к водяному) охлаждения наддувочного воздуха в теплоиспользующей, например эжекторной холодильной машине (ТЭХМ) как конструктивно наиболее простой. Источником сбросной теплоты для ТЭХМ могут служить уходящие газы или наддувочный воздух после компрессора, температура которого в зависимости от давления может составлять от 100 °С (при двухступенчатом сжатии с промежуточным охлаждением) до 200 °С и выше (без промежуточного охлаждения). Рабочим телом в холодильных машинах являются низкокипящие рабочие тела (НРТ).

Схема ТУКВ с турбодетандером и ТЭХМ приведена на рис. 2.

Как видно, в генераторе ТЭХМ теплота надду-

вочного воздуха после компрессора используется для получения пара НРТ высокого давления, энергия которого в свою очередь расходуется на эжектирование пара НРТ низкого давления, испаряющегося в И-ВО с отводом теплоты от наддувочного воздуха на входе турбодетандера. В качестве НРТ для ТЭХМ целесообразно применять хладоны R142b и R600 (н-бутан). Применение ТЭХМ обеспечивает дополнительное (к охлаждению в стандартном водяном ОНВ) снижение температуры наддувочного воздуха на входе турбодетандера на 20...40 °С и уменьшение температуры воздуха на выходе из него на 15...30 °С. При этом возрастает количество высаждаемой из влажного воздуха влаги, поскольку с понижением температуры охлаждающей наддувочный воздух среды увеличивается глубина охлаждения воздуха.

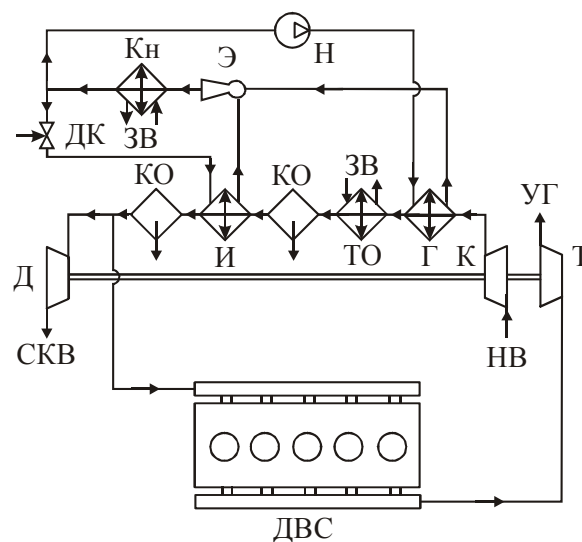


Рис. 2. Схема ТУКВ с турбодетандером и ТЭХМ: Т – утилизационная турбина; К – компрессор; ТД – турбодетандер; ТО – теплообменник; ТЭХМ: Г – генератор; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; НВ – наружный воздух; ЗВ – заборная вода; УГ – уходящие газы

Результаты расчета количества влаги G_w , высаждаемой в течение часа в процессах глубокого охлаждения наддувочного воздуха в испарителях ТЭХМ от начальной его температуры $t_{в1} = 45$ °С (после теплообменников водяного охлаждения) до конеч-

ной температуры $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$, в зависимости от относительной влажности воздуха ϕ на входе в испарители ТЭХМ при расходах воздуха $G_b = 0,5; 1,0$ и $2,0$ кг/с в комбинированных системах с двухступенчатым сжатием ($P_1 = 0,2$ МПа и $P_2 = 0,4$ МПа) и промежуточным охлаждением и ТЭХМ после каждой ступени представлены на рис. 3.

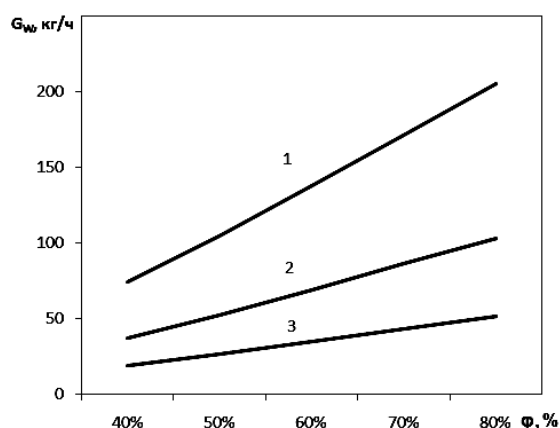


Рис. 3. Количество влаги G_w , высаждаемой в течение часа в процессе охлаждения наддувочного воздуха в испарителях ТЭХМ от начальной температуры $t_{b1} = 45^\circ\text{C}$ до конечной температуры $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$, в зависимости от относительной влажности ϕ на входе в испарители при расходах воздуха G_b :
 1 – $G_b = 2,0$ кг/с; 2 – $G_b = 1,0$ кг/с;
 3 – $G_b = 0,5$ кг/с

Как видно, количество конденсата, получаемого в процессе охлаждения наддувочного воздуха, составляет от 0,5 до 3,0 т/сутки и более в зависимости от расхода воздуха G_b (типа и мощности ДВС), а с учетом сепарации влаги из влажного воздуха на выходе из турбодетандера оно будет еще больше, что свидетельствует о целесообразности применения ТУКВ в качестве опреснительных установок на судах и других видах транспорта.

Выводы

1. Турбодетандерные ТУКВ, работающие на избытке наддувочного воздуха судовых ДВС, позво-

ляют получать холодный воздух с температурой минус 30°C и ниже.

2. В условиях дефицита воды целесообразно применение ТУКВ в качестве опреснительных установок с получением 0,5...3,0 т/сутки и более конденсата в зависимости от типа и мощности ДВС.

Литература

1. Zinner K., Reinloin H. Thermodynamische Untersuchung über die Anwendbarkeit der Turbokühlung bei aufgeladenen vierfakt // Dieselmotoren, "MTZ". – 1964. – Nr. 5. – S. 188-195.
2. Heim K. Existing and Future Demands on the turbocharging of Modern Large Two-stroke Diesel Engines // 8-th Supercharging Conference, Dresden, 1-2 October 2002.
3. Shiraishi K., Ono Y. Hybrid Turbocharger with integrated High Speed Motor-generator // Technical Review: Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. – 2007. – Vol. 44. – No. 1 (Mar.). – 3 p. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e441/e441049.pdf>.
4. Savings with extra power [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.manbw.com/files/news/files6685/tcs_ptg_en.pdf - TCS-PTG.
5. Schmid H. Less Emissions through Waste Heat Recovery // Green Ship Technology Conference, London, 28-29 April, 2004. – 10 p. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.wartsila.com/Wartsila/global/docs/en/ship_power/media_publications/technical_papers/sulzer/waste_heat_recovery.pdf.

Поступила в редакцию 30.05.2008

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

УДК 621.577

Н.И. РАДЧЕНКО, А.А. АНДРЕЕВ*Национальный университет кораблестроения
им. адмирала Макарова, Николаев, Украина***ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩАЯ СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ
НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА СУДОВЫХ МОД**

Проанализировано влияние температур наружного воздуха и охлаждающей воды на температуру наддувочного воздуха и эффективность работы современных судовых малооборотных дизелей с высокоэффективными турбонаддувочными агрегатами. Показано, что удельные расходы топлива могут быть значительно сокращены за счет охлаждения наддувочного воздуха в теплоиспользующей эжекторной холодильной машине. Предложено схемное решение системы охлаждения наддувочного воздуха в холодильной машине и определены рациональные ее параметры.

малооборотный дизель, наддувочный воздух, турбоагрегат, охлаждение, низкокипящее рабочее тело, теплоиспользующая холодильная машина, эжектор

**Анализ проблемы
и постановка задачи исследования**

Эффективность двигателей внутреннего сгорания (ДВС) во многом зависит от системы воздухоподготовки, включающей в первую очередь турбонаддувочный агрегат и охладитель наддувочного воздуха (ОНВ). Повышение КПД турбокомпрессоров (ТК) с $\eta_{\text{ТК}} = 0,55...0,60$ (70-е годы) до $\eta_{\text{ТК}} = 0,70...0,75$ [1, 2] позволило ведущим дизелестроительным фирмам создать высоконаддувные ДВС со степенями повышения давления в ТК $\pi_{\text{к}} = 3,5...4,0$ (по сравнению с $\pi_{\text{к}} = 2,5...2,7$ прежних периодов), а в перспективе выйти и на $\pi_{\text{к}} = 4,5$ [1, 2,]. В высокоэкономичных длинноходных малооборотных дизелях (МОД) температура наддувочного воздуха достигла $240...260$ °С, что повлекло резкое возрастание доли теплоты, отводимой от воздуха в ОНВ, которая превысила 15% (против 7...10%) теплоты сжигаемого топлива [3, 4]. В отличие от уходящих газов, глубина утилизации теплоты которых ограничена довольно высоким уровнем температур (около 160 °С), исключаящим опасность высокотемпературной сернистой коррозии теплообменных поверхностей, в случае наддувочного воздуха снижение его температуры весьма желательно, поскольку улучшаются

условия работы цилиндропоршневой группы с точки зрения механических и термических напряжений. Степень же снижения температуры наддувочного воздуха всецело определяется температурой заборной воды $t_{\text{зв}}$. При температуре заборной воды, подводимой к центральному холодильнику, $t_{\text{зв}} = 25$ °С (в соответствии со стандартом ISO) температура пресной воды, отводимой от холодильника на ОНВ, будет $t_{\text{пв}} = 34...36$ °С (в зависимости от типа центральной системы охлаждения наддувочного воздуха), а наддувочного воздуха соответственно около $t_{\text{н}} = 45$ °С. В тропических же условиях эксплуатации судна при $t_{\text{зв}} = 32$ °С температура воздуха $t_{\text{н}} = 50...52$ °С, т.е. становится близкой предельной величине $t_{\text{н}} = 55$ °С, определяемой термической прочностью материалов цилиндропоршневой группы [5] и во избежание превышения которой приходится снижать подачу топлива на главный двигатель.

Увеличить отвод теплоты от наддувочного воздуха можно повышением кратности циркуляции охлаждающей воды. Однако это связано со значительными затратами электроэнергии на привод циркуляционных насосов [5]. Как видно, традиционные системы водяного охлаждения не справляются с

повышенными тепловыми нагрузками на ОНВ, что приводит к снижению мощности МОД (уменьшению хода судна) или же к перерасходу электроэнергии на циркуляцию. Очевидно, что решение проблемы следует искать в применении машинного холода. Известны предложения по применению для этих целей парокompрессорных холодильных машин с приводом компрессора от вала двигателя [6]. Однако случаи их реализации, как и предложений по использованию бромистолитиевых абсорбционных машин [7] авторам не известны.

Целью исследования является оценка эффективности применения для охлаждения наддувочного воздуха теплоиспользующих эжекторных холодильных машин (ТЭХМ), отличающихся простотой кон-

струкции и высокой надежностью в эксплуатации. Они состоят в основном из теплообменных аппаратов, и единственным их узлом с подвижными элементами является циркуляционный насос.

Анализ результатов исследования

В ТЭХМ наддувочный воздух используется как источник теплоты и как объект охлаждения. При этом генератор пара НРТ высокого давления устанавливается на высокотемпературном участке наддувочного воздушного тракта (после ТК перед водяным ОНВ), а испаритель НРТ низкого давления – после водяного ОНВ для более глубокого охлаждения наддувочного воздуха (рис. 1).

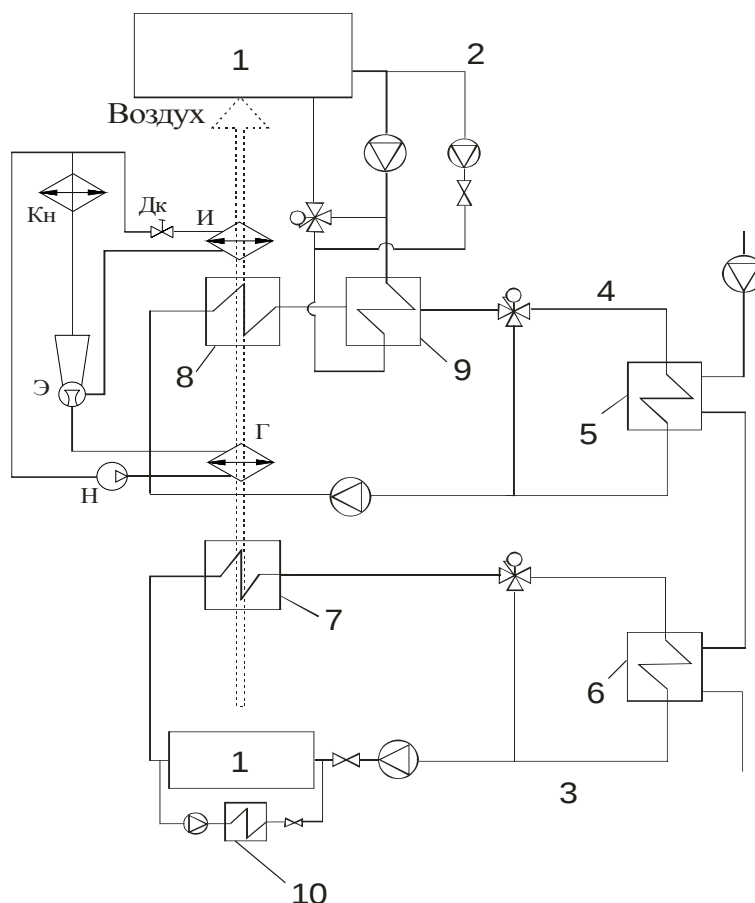


Рис. 1. Схема системы охлаждения наддувочного воздуха ДВС на базе ТЭХМ, использующей теплоту наддувочного воздуха после ТК: ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; ТЭХМ: Г – генератор; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; Дк – дроссельный клапан; И – испаритель (воздухоохладитель); 1 – ДВС; 2 – масляная система; 3 – высокотемпературная система пресной воды; 4 – низкотемпературная система забортной воды; 5 – низкотемпературная ступень центрального холодильника; 6 – высокотемпературная ступень центрального холодильника; 7 – высокотемпературная ступень ОНВ, 8 – низкотемпературная ступень ОНВ; 9 – маслоохладитель; 10 – нагрев воздуха

О тепловом потенциале наддувочного воздуха как источника теплоты для ТЭХМ можно судить по его температурам t_n после ТК, представленных на рис. 2 в зависимости от температуры наружного воздуха $t_{н.в}$ на входе ТК при разных степенях повышения давления π_k в ТК.

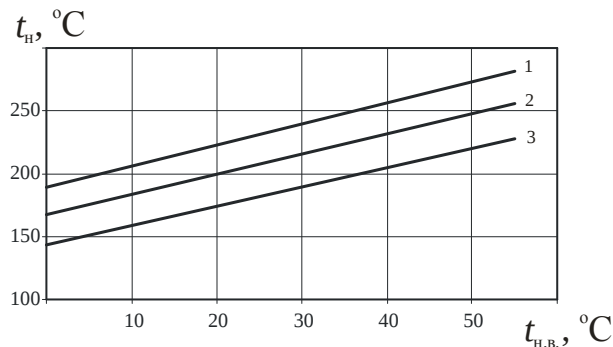


Рис. 2. Зависимость температуры наддувочного воздуха t_n после ТК от температуры наружного воздуха $t_{н.в}$ на входе ТК при степенях повышения давления в ТК π_k : 1 — $\pi_k = 4,0$; 2 — $\pi_k = 3,5$; 3 — $\pi_k = 3,0$

Как видно, температуры наддувочного воздуха t_n после ТК находятся в диапазоне значений $t_n = 180 \dots 250$ °C (в зависимости от π_k). Для этих значений температуры наддувочного воздуха после ТК, т.е. на входе в генератор ТЭХМ $t_{г1} = t_n$, были выполнены расчеты показателей работы ТЭХМ, представленные на рис. 3 в виде удельных тепловых нагрузок на генератор $\bar{q}_g$ и испаритель $\bar{q}_0$, тепловых коэффициентов ТЭХМ ζ , снижения температуры Δt_b наддувочного воздуха в испарителе ТЭХМ (дополнительно после водяного охладителя), температуры $t_{г2}$ наддувочного воздуха после генератора ТЭХМ в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_g при температурах кипения НРТ в испарителе $t_0 = 0$ °C; конденсации $t_k = 35$ °C и наддувочного воздуха на входе генератора (после турбокомпрессора компрессора) $t_{г1} = 180$ °C (а) и 250 °C (б). В качестве НРТ использован хладон R142B. Температура наддувочного воздуха после испарительной секции генератора принималась на 20 °C выше температуры t_g кипения НРТ, т.е. близкой минимальной, которая может быть достигнута исходя из интен-

сивности теплопередачи между воздухом и кипящим НРТ.

Тепловой коэффициент ζ характеризует энергетическую эффективность ТЭХМ и представляет собой отношение $\zeta = Q_0/Q_g$, холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной в испарителе от наддувочного воздуха после водяного ОНВ к кипящему НРТ низкого давления) к количеству теплоты Q_g , подведенной в генераторе к кипящему НРТ высокого давления от наддувочного воздуха после ТК перед водяным ОНВ. Тепловой коэффициент ζ зависит от температур источников и стока теплоты, возрастая с повышением температур кипения НРТ в генераторе t_g и испарителе t_0 и снижаясь с увеличением температуры конденсации НРТ t_k (температуры охлаждающей конденсатор заборной воды).

Как видно из рис. 3, а, температура наддувочного воздуха после генератора $t_{г2}$ изменяется от 75 до 95 °C при повышении t_g от 80 до 120 °C (соответственно при изменении температуры наддувочного воздуха после испарительной секции генератора $t_{г1,и2}$ от 100 до 140 °C). Поскольку с повышением t_g тепловой коэффициент ζ увеличивается, то удельная холодо-производительность $\bar{q}_0$ возрастает до достижения своего максимального значения при $t_{гopt} \approx 120$ °C. При этом $t_{г2} = 95$ °C, и последующее охлаждение наддувочного воздуха происходит сначала в водяном ОНВ, а затем в испарителе ТЭХМ, причем в последнем — на величину $\Delta t_b = 17$ °C. При температуре наддувочного воздуха на входе генератора ТЭХМ (после ТК) $t_{г1} = 250$ °C (рис. 3, б) ее снижение в испарителе ТЭХМ гораздо больше: $\Delta t_b = 20 \dots 45$ °C. Однако надо учитывать, что температура наддувочного воздуха после генератора $t_{г2}$ ограничивается температурой конденсации: $t_{г2} = t_k + (15 \dots 20)$ °C $\approx (50 \dots 60)$ °C. Поэтому при $t_{г1} = 250$ °C и $t_0 = 0$ °C работа ТЭХМ возможна при t_g не выше 90 °C (при $t_k = 35$ °C), чему соответствует $\Delta t_b = 25 \dots 30$ °C.

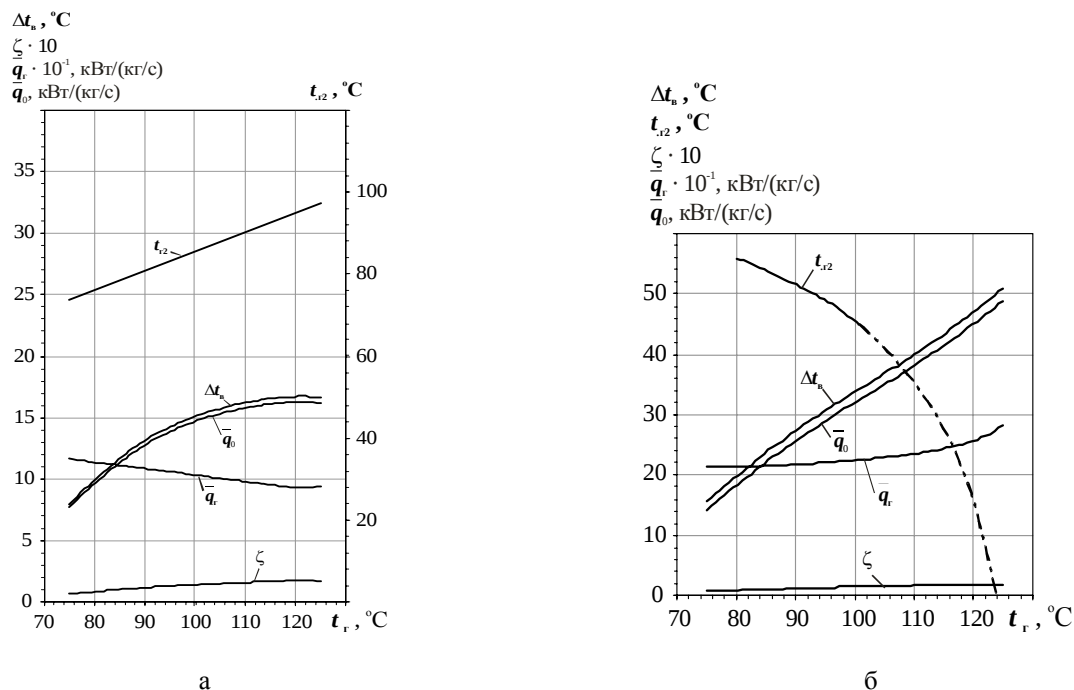


Рис. 3. Удельные тепловые нагрузки на генератор $\bar{q}_r$ и испаритель $\bar{q}_0$, тепловые коэффициенты ТЭХМ ζ , снижение температуры Δt_b наддувочного воздуха в испарителе, температура t_{r2} наддувочного воздуха после генератора в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах кипения в испарителе; конденсации $t_k = 35$ °С, наддувочного воздуха на входе генератора (после ТК) t_{r1} : а – $t_{r1} = 180$ °С; б – $t_{r1} = 250$ °С

Для того, чтобы ТЭХМ работала при высоких $t_r = 110...120$ °С и обеспечивала большие степени охлаждения наддувочного воздуха в испарителе $\Delta t_b = 40...45$ °С, необходимо использовать для нагрева жидкого НРТ в экономайзерной секции генератора дополнительные источники низкопотенциальной теплоты, например охлаждающую двигатель воду. Поскольку при $t_{r1} = 250$ °С (рис. 3, б) температура наддувочного воздуха после генератора t_{r2} достаточно низкая: $t_{r2} \approx (50...60)$ °С (в зависимости от t_k), то можно вообще отказаться от водяного охладителя наддувочного воздуха, охлаждая его сразу в испарителе ТЭХМ.

О повышении топливной экономичности судовых МОД за счет охлаждения наддувочного воздуха в ТЭХМ по сравнению с обычным водяным охлаждением можно судить по изменению удельного расхода топлива g_e в относительных величинах (отнесенных к удельным расходам топлива при температурах наддувочного воздуха $t_{нв}$, соответствующих $g_e = 100$ %) в зависимости от температуры наддувоч-

ного воздуха $t_{нв}$ при температуре наружного воздуха на входе в ТК $t_{нв} = 25$ °С, относительной влажности $\phi = 60$ % и разных степенях повышения давления в ТК π_k , представленным на рис. 4.

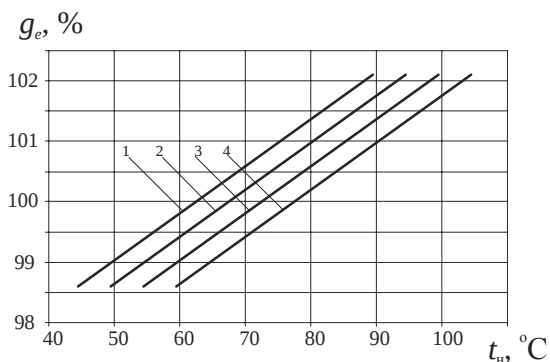


Рис. 4. Изменение удельного расхода топлива g_e в относительных величинах в зависимости от температуры наддувочного воздуха t_n при степенях повышения давления в ТК π_k : 1 – $\pi_k = 3,0$; 2 – $\pi_k = 3,5$; 3 – $\pi_k = 4,0$; 4 – $\pi_k = 4,5$

Как видно, дополнительное (к водяному охлаждению в ОНВ) понижение температуры наддувочного воздуха в испарителе ТЭХМ на 15 °С, что соответствует его температуре на входе в генератор

ТЭХМ $t_{r1} = 180\text{ }^{\circ}\text{C}$, обеспечивает сокращение удельного расхода топлива на 1 %, соответственно при $\Delta t_b = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ (при $t_{r1} = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$ и использовании в экономайзерной секции генератора теплоты только наддувочного воздуха) – на 2%, а при $\Delta t_b = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ (при $t_{r1} = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$ и использовании в экономайзере дополнительно теплоты от других источников, например охлаждающей двигатель воды) – на 3%.

Выводы

1. Применение ТЭХМ, использующей теплоту наддувочного воздуха после ТК, для его охлаждения после водяного ОНВ обеспечивает снижение температуры наддувочного воздуха на 15...30 $^{\circ}\text{C}$ (по сравнению с только водяным охлаждением) и соответственно повышение КПД МОД на 1...2%.

2. Использование в экономайзерной секции генератора ТЭХМ теплоты и других источников, например охлаждающей двигатель воды, в дополнение к наддувочного воздуха обеспечивает снижение температуры наддувочного воздуха на 30...45 $^{\circ}\text{C}$ и соответственно повышение КПД МОД на 2...3%.

3. Предложены схемные решения систем охлаждения наддувочного воздуха судовых ДВС на базе ТЭХМ.

4. Определены рациональные параметры ТЭХМ в системе охлаждения наддувочного воздуха ДВС (температуры кипения НРТ в генераторе, наддувочного воздуха после генератора).

Литература

1. Heim K. Existing and Future Demands on the turbocharging of Modern Large Two-stroke Diesel En-

gines // 8-th Supercharging Conference, Dresden, 1-2 October 2002.

2. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМУ, 2002. – 356 с.

3. MAN B&W. Project Guide. Two-stroke Engines. MC Programme. Vol. 1: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 1986.

4. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mandiesel.com/files/news/files05055/P3339161.pdf>.

5. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.mandiesel.com/files/news/files0762/5510-0005.00pr_low.pdf.

6. Баренбойм А.Б., Минкус Б.А., Штейнберг И.Б. Искусственное охлаждение наддувочного воздуха // Труды Одесского технологического института пищевой и холодильной промышленности. – 1961. – Т. X. – С. 10-16.

7. Кузьмина Т.Г., Тесля Е.С. О повышении мощности и кпд ГТД в теплое время года // Газотурбинные технологии. – 2008. – № 1. – С. 16-18.

Поступила в редакцию 21.05.2008

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

УДК.621.436

В.В. ШПАКОВСКИЙ, О.Ю. ЛИНЬКОВ, В.В. ОСЕЙЧУК*Национальный технический университет**«Харьковский политехнический институт», Украина***ЭЛЕКТРЕТЫ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Рассмотрена модель процесса сгорания в двигателе с поверхностным слоем корундового электрета на донышке поршня. Результаты экспериментальных исследований не отвергают гипотезу о влиянии корундового электрета на процесс сгорания топлива в двигателях внутреннего сгорания и снижение удельного эффективного расхода топлива. Получены результаты, позволяющие оценить степень влияния корундового электрета на технико-экономические показатели работы двигателей Д240Л, Д65НТ1 и других. Для оценки влияния электретного эффекта на показатели рабочего процесса следует провести исследования с другими теплоизолирующими материалами обладающими и не обладающими электретным эффектом.

двигатель, сгорание, корунд, поршень, показатели, электреты, дизель**Введение**

Одним из наиболее перспективных путей улучшения топливно-экономических показателей двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является совершенствование рабочего процесса, которое может быть достигнуто введением в топливо различных присадок, предварительной магнитной или каталитической переработкой топлива, размещением каталитических элементов в камере сгорания, применением каталитически активных покрытий на деталях камеры сгорания для организации термокatalитической конверсии топлива.

Применение теплозащитного керамического покрытия на донышке поршня двигателя Д20 позволило снизить удельный эффективный расход топлива на 4 – 5% [1].

При установке поршней с корундовым поверхностным слоем в ДВС наблюдается снижение расхода топлива на всех режимах работы двигателей и увеличивается их максимальная мощность. Это происходит как в бензиновых, так и в дизельных двигателях.

Некоторые исследователи объясняют этот эффект

снижением механических потерь от трения поршня о гильзу, так как коэффициент трения корундового слоя о чугунную гильзу в 8 – 12 раз меньше, чем поршня из алюминиевого сплава. Другие – уменьшением теплоотвода через поршень в окружающую среду и возрастанием температуры в камере сгорания, что приводит к более быстрому и более полному сгоранию топлива, а значит к снижению удельного эффективного расхода топлива и увеличению максимальной мощности двигателя [2]. Однако иногда изменения рабочего процесса бывают чрезмерно велики и объяснение этого эффекта только повышением температуры стенок камеры сгорания недостаточно [1]. Появилась гипотеза о влиянии электретного эффекта на процесс горения топлива.

Формулирование проблемы

Анализ литературных данных позволяет сделать вывод о том, что практически не проводилось исследований по применению электретов в ДВС и влиянию их на процесс горения топлива в камере сгорания.

Целью статьи является попытка объяснить

электретным эффектом корундовой керамики снижение расхода топлива при установке в двигатель поршней с корундовым поверхностным слоем на доньшке, обладающим электретным эффектом.

Решение проблемы. Использование электретного эффекта в ДВС

Несколько слов о природе электретного эффекта. Электретом может быть диэлектрик с квазипостоянным электрическим зарядом, имеющий глубокие уровни захватов электронов и глубокие потенциальные ямы для ионов и дипольных молекул. Электретное состояние характеризуют заряды и вызываемое ими электрическое поле, а так же токи деполяризации, являющиеся своеобразным откликом электрета на нагревание. Электрическое поле электрета образуется как поверхностными, так и объемными зарядами. Для изготовления электретов применяют следующие методы зарядания и поляризации: инъекцией зарядов из прилегающего металлического слоя или осаждением заряженных носителей внутрь диэлектрика через неметаллизированную поверхность при электрическом разряде, контактной электризацией, генерацией носителей нагревом с одновременным разделением зарядов приложенным полем. Электреты имеют остаточную поляризацию и свободные заряды. Это приводит к тому, что на поверхности электрета располагается эффективный поверхностный заряд, а вокруг электрета образуется постоянное электрическое поле.

Постоянное поле электрета можно использовать как непосредственно, так и косвенным способом, путем индуцирования переменного тока в поле электрета. Для получения электретов с заданной поверхностной плотностью зарядов необходимо одновременное воздействие на диэлектрик электрического поля напряжением в несколько кВ и температуры (90 – 160)°С с последующим охлаждением диэлектрика до комнатной температуры в электри-

ческом поле. Стабильные электреты могут быть получены и при комнатной температуре, при поляризации тонких пленок в импульсах напряжения от 0,5 до 2 кВ длительностью от 10^{-2} до 10^{-7} сек. при кратковременной поляризации. Однако, чем выше температура поляризации, тем дольше живёт электрет при высоких температурах. В нашем случае корундовый анодоэлектрет образуется на доньшке поршня в процессе гальваноплазменной обработки при напряжении (500 – 1000) В, при температуре плазмы и охлаждении в электролите до комнатной температуры в электрическом поле. Плотность поверхностного заряда корундоэлектрета составила – $3,9 \cdot 10^{-4}$ Кл/м².

В некоторых областях промышленности начали использовать электретный эффект для изготовления различных приборов. Уже изготовлены электрические двигатели на электретах, использующие взаимодействие электрета с электрическим полем плоского конденсатора. Применяются электретные форсунки для распыления жидкости. Распыл жидкости происходит в результате зарядки капель, при взаимодействии с заряженной поверхностью электрета. Также изготавливаются мембраны, конденсаторные микрофоны, аккумуляторы энергии. Электретные элементы применяются и в качестве источников электрического поля в измерительной технике.

При работе ДВС электреты могут быть использованы для воздействия на топливо [3], на процесс сгорания топлива [4], для впрыска топлива с помощью электретных форсунок [5], для нейтрализации отработавших газов и влияния на процесс трения.

Электретный корундовый теплозащитный слой на доньшке поршня, по нашему мнению, способствует ускорению процесса сгорания топлива и уменьшает теплоотвод через поршень, что даёт возможность использовать это тепло для лучшей организации процесса сгорания. При использовании поршней с электретным корундовым поверхност-

ным слоем в процессе сжатия в камере сгорания, к моменту впрыска топлива, температура и давление воздуха имеют повышенные значения. Так в дизеле 4ЧН12/14 в момент впрыска топлива в камеру сгорания с теплоизолирующей корундовой поверхностью поршня температура воздуха на 100° , а давление на 0,3 МПа выше, чем без корундового слоя. Такой температурный режим и, на наш взгляд, электрическое поле корундозлектрета обеспечивают электростатическое распыливание с образованием тонких струй и сразу, после впрыска топлива, начало распада топливных молекул, то есть протекание предпламенных процессов. В процессе автоокисления при повышенной температуре в электрическом поле корундозлектрета ускоряется образование свободных радикалов. Образовавшиеся альдегиды, СО и перекисные соединения заменяются активными молекулами с образованием холодного пламени в более короткий промежуток времени. Под воздействием электрического поля электрета ускоряется диффузия активных частиц в свежий заряд и холодное пламя быстрее распространяется по всему объёму камеры сгорания. Сокращается время начала процесса цепного самоускорения реакции. С повышением температуры и давления происходит высокотемпературное воспламенение. Сгорание доли топлива, впрыснутой за меньший промежуток времени обеспечивает более плавное увеличение скорости тепловыделения и скорости нарастания давления. Период задержки воспламенения топлива снижается на 20 – 30%. Это обуславливает более мягкую работу дизеля. Аналогичные результаты сокращения периода задержки воспламенения на 2^0 – 3^0 п.к.в. получены при исследовании [6] влияния термоизолирующего покрытия доньшка камеры сгорания в поршне на параметры рабочего процесса в двигателе Д20.

Во второй фазе горения из-за теплоизолирующего корундозлектретного слоя доньшка поршня и

электростатического распыливания происходит лучшее перемешивание впрыснутого топлива с воздухом, повышается температура сгорания и это обеспечивает более быстрое и более полное сгорание топлива. Происходит более эффективное сгорание, приводящее к снижению удельного эффективного расхода топлива. Такие же результаты были получены в работах [1, 6], однако эффект объяснялся только теплоизоляцией камеры сгорания.

В Старо-Салтовском РТП Харьковской области нами были проведены ускоренные стендовые испытания тракторного дизеля Д240Л, со снятием регуляторной характеристики. Эти испытания показали, что поршни с корундозлектретным слоем обеспечили снижение удельного расхода топлива на 6,58% и повышение максимальной мощности на 8,66%. При проведении полевых ресурсных испытаний указанного дизеля, установленного на трактор Беларусь, за период более 15000 моточасов расходы топлива и масла были ниже норм, установленных для новых дизелей.

На испытательной базе ПО «Южный машиностроительный завод» с нашим участием были проведены испытания двигателя Д65НТ1 с корундозлектретным поверхностным слоем на поршнях. Было получено снижение удельного расхода топлива на 5,1% и повышение развиваемой мощности на 4,4% [7].

На Мелитопольском моторном заводе в лаборатории испытания двигателей экспериментального цеха при участии А.И. Беседина, А.Ф. Реппих и Ю.Г. Оганова нами была проведена оценка влияния теплоизолирующего корундозлектретного поверхностного слоя на экономические показатели двигателя МеМз – 245. Испытания проводились при сравнении нагрузочных характеристик для серийной комплектации двигателя и опытной (с поршнями с корундовым поверхностным слоем) при частотах вращения коленчатого вала 1500 и 3000 мин⁻¹.

Результаты испытаний показали что, часовой и удельный расход топлива двигателя с корундовыми поршнями во всём диапазоне нагрузок имеет более низкие значения на 1,7 – 8,3%, а на холостых оборотах – на 10%.

Выводы по исследованию

Таким образом, результаты экспериментальных исследований не отвергают гипотезу о влиянии корундового электрета на процесс сгорания и снижение удельного эффективного расхода топлива, особенно на режимах малых нагрузок. В дальнейших работах следует провести более углубленные исследования по влиянию электретного эффекта на процессы, протекающие в камере сгорания.

Учет возможного влияния электретного покрытия на показатели рабочего процесса двигателя может быть осуществлен путем экспериментального исследования различных низкотеплопроводных покрытий, имеющих и не имеющих указанный эффект.

Литература

1. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение, 1978. – 119 с.
2. Чигиринова Н.М., Чигиринов В.В, Чигиринов В.Е. Оксидные керамические покрытия-эффективная тепловая защита рабочих поверхностей деталей ЦПГ // Автомобильная промышленность. – 2004. – № 6. – С. 30-33.
3. Григорьев А.И., Ширяева С.О. Капиллярные неустойчивости заряженной поверхности капель и электродиспергирование жидкостей // Механика жидкости и газа. – 1994. – № 3. – С. 3-22.

4. Салимов А.У. Балабеков М.Т. Багдасаров А.М. Вопросы теории электростатического распыливания и интенсификации процессов сгорания жидких топлив. – Ташкент: Изд-во «Фан» Узбекской ССР, 1968. – 111 с.

5. Бершова И.В., Гладкова Н.Ю. Улучшение качества распыливания жидкости за счёт наложения электрического поля // Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. тр. фак. транспортного машиностроения. – Х.: НТУ «ХПИ». – 2006. – С. 16-21.

6. Чепиль В.С., Гордиенко Я.И. Исследование влияния теплоизолирующего покрытия доньшка камеры сгорания в поршне на параметры рабочего процесса и тепловое состояние двигателя Д20 // Двигатели внутреннего сгорания: Сб. научн. тр. – Х.: ХГУ. – 1970. – Вып. 10. – С. 46-52.

7. Оценка влияния корундового поверхностного слоя камеры сгорания поршня на ускорение предпламенной подготовки топлива / В.В. Шпаковский, А.П. Марченко, В.А. Пылёв, О.Ю. Линьков, В.В. Осейчук // Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. тр. Тем. вып. «Машиноведение и САПР». – Х.: НТУ «ХПИ». – 2007. – Вып.29. – С. 115-121.

Поступила в редакцию 12.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Пылёв, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков.

УДК 621.577

Н.И. РАДЧЕНКО, А.Н. САПАРМАМЕДОВ, С.В. ИВАНЕНКО*Национальный университет кораблестроения
им. адмирала Макарова, Николаев, Украина***ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЙ СУДОВОЙ КОНДИЦИОНЕР
НА БАЗЕ ГАЗОТУРБОГЕНЕРАТОРА**

Проанализирована эффективность применения эжекторной установки кондиционирования, использующей теплоту уходящих газов и сжатого воздуха после компрессора низкого давления газотурбогенератора, для предварительного охлаждения циклового воздуха судового газотурбогенератора и воздуха общесудовой системы кондиционирования. Показано, что применение такой установки обеспечивает снижение температуры циклового воздуха на 20...30 °С и сокращение удельного расхода топлива газотурбогенератор на 2...3 %. Предложено схемное решение эжекторной теплоиспользующей установки кондиционирования циклового воздуха на входе судового газотурбогенератора и воздуха системы кондиционирования.

газотурбогенератор, охлаждение воздуха, низкокипящее рабочее тело, теплоиспользующая холодильная машина, уходящие газы

**Анализ проблемы
и постановка цели исследования**

Эффективность судовых газотурбогенераторов (ГТГ), как и газотурбинных двигателей (ГТД) простой (нерегенеративной) схемы, весьма низкая, поскольку тепловые потери с уходящими газами составляют более 60% энергии первичного топлива. С повышением температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе в компрессор ГТД эти потери возрастают. Так, по данным [1 – 3] каждые 10 °С увеличения температуры наружного воздуха приводят к возрастанию потерь с уходящими газами примерно на 2%, что обуславливает уменьшение КПД ГТГ на 1 – 2% и соответствующее увеличение удельного расхода топлива. Сокращение этих потерь путем перевода ГТД на сложные регенеративные схемы (в том числе и с впрыском энергетического пара в камеру сгорания) в судовых условиях оказывается не всегда возможным, и прежде всего для ГТГ. Использование же теплоты уходящих газов для производства пара в утилизационных пароводяных котлах ограничивается потребностью судна в тепловой энергии и к тому же не решает проблему повышения экономичности ГТД при повышенных температурах наружного воз-

духа, когда из-за возросших теплопритоков в судовые помещения увеличиваются тепловые нагрузки и на общесудовые системы комфортного кондиционирования воздуха. Очевидно, что решение этих проблем следует искать в направлении охлаждения воздуха в теплоиспользующих холодильных установках. Такие установки кондиционирования могли бы использовать теплоту уходящих газов ГТД и обеспечивать охлажденным воздухом сам ГТД и общесудовые системы кондиционирования (комфортного и технологического).

В работе [4] проанализирована эффективность поверхностного предварительного охлаждения наружного воздуха на входе ГТД с помощью пароконпрессорной холодильной машины рассольного типа, потребляющей электроэнергию при внепиковых нагрузках на ГТГ для производства льда, накапливаемого в аккумуляторах. При пиковых нагрузках на ГТГ холодная вода, образующаяся в результате таяния льда, используется в качестве холодоносителя в поверхностном охладителе для охлаждения воздуха на входе ГТД до температуры 7 °С с повышением относительной влажности воздуха до 0,9. Теплота же уходящих газов ГТД утилизируется в

пароводяном котле с выработкой пара, который в свою очередь используется в абсорбционной холодильной машине (АХМ) системы комфортного кондиционирования.

Эффективность поверхностного охлаждения наружного воздуха на входе ГТД с помощью абсорбционной водоаммиачной холодильной машины проанализирована в работе [2]. Показано, что предварительное охлаждение наружного воздуха в электрогенерирующих ГТД LM2500+ и LM1600 фирмы "General Electric" с помощью АХМ от среднегодовой температуры 28...30 °С до 7 °С обеспечивает повышение электрической мощности на 20 и 14% соответственно (ГТД LM2500+ и LM1600), а для наиболее напряженных температурных условий 45 °С максимальное приращение мощности достигает 39 и 33%. При работе двигателя LM2500+ в летние месяцы (июнь–июль) приращение выработки электроэнергии составляет 30%, а зимние месяцы (декабрь и январь) – 11%. Расчеты показали, что затраты теплоты на работу АХМ при максимальной нагрузке ($t_{нв} = 45$ °С) не превышают 25% располагаемого теплоперепада по уходящим газам.

Поскольку повышение температуры наружного воздуха $t_{нв}$ приводит к возрастанию температуры уходящих газов и соответствующих потерь теплоты, то представляется целесообразным утилизировать теплоту уходящих газов в теплоиспользующих холодильных машинах (ТХМ) с выработкой холода, который в свою очередь применять для предварительного охлаждения воздуха на входе в компрессор ГТД и промежуточного его охлаждения между компрессорными ступенями (энергетическое кондиционирование) и в системах комфортного и технологического кондиционирования. Применение в ТХМ низкокипящих рабочих тел (НРТ) позволяет работать при давлениях выше атмосферного и утилизировать низкопотенциальную теплоту.

Целью исследования является анализ целесообразности использования теплоты уходящих газов в

установках кондиционирования воздуха энергетического и общесудового назначения (комфортного и технологического кондиционирования).

Анализ результатов исследования

В качестве объекта исследования выбрана установка кондиционирования воздуха на базе эжекторной ТХМ (ЭТХМ), которая отличается конструктивной простотой и надежностью в эксплуатации [5, 6]. Эжекторная теплоиспользующая установка кондиционирования воздуха (ЭТУКВ) производит холод, используя теплоту уходящих газов и сжатого воздуха между компрессорными ступенями ГТД (рис. 1). Она включает паросиловой и холодильный контуры. Паросиловой контур служит для получения в генераторе паров НРТ высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для поджатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из испарителя-воздухоохладителя (И-ВО) холодильного контура, до давления в конденсаторе.

В общем случае генератор состоит из экономайзерной секции, в которой происходит нагрев жидкого хладагента от температуры конденсации t_k до температуры кипения t_r , и испарительной, в которой жидкий хладагент испаряется при t_r . Соотношение тепловых нагрузок экономайзерной и испарительной секций генератора, т.е. теплоты, необходимой для нагрева жидкости и ее испарения, определяется параметрами рабочего цикла ТХМ (температурами кипения НРТ в генераторе t_r и его конденсации t_k). Поэтому, если для нагрева жидкости в экономайзере задействовать другой источник теплоты, например наддувочный воздух, высвобождая таким образом большую долю располагаемого теплоперепада по уходящим газам для испарительной секции и повышая соответственно суммарную тепловую нагрузку на генератор $\bar{q}_r$, то можно увеличить удельную холодопроизводительность $\bar{q}_0$ и степень охлаждения воздуха Δt_v в испарителе ТХМ.

Схема эжекторной теплоиспользующей установки кондиционирования для предварительного охлаждения в испарителе И1 циклового воздуха ГТД на входе компрессора низкого давления К1 и охлаждения в испарителе И2 воздуха, подаваемого в общесудовую систему кондиционирования (СКВ) приведена на рис. 1.

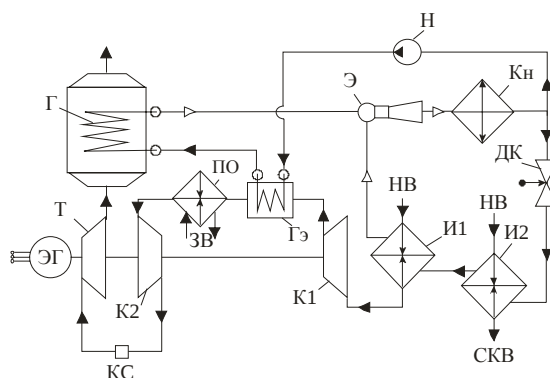


Рис. 1. Схема эжекторной теплоиспользующей установки кондиционирования воздуха ГТД:

К1 и К2 – компрессоры; Т – турбина;
КС – камера сгорания; ЭГ – электрогенератор;
ПО – промежуточный охладитель воздуха;
Г – генератор паров НРТ; Гэ – экономайзерная секция генератора; Э – эжектор; Кн – конденсатор;
Н – насос; ДК – дроссельный клапан;
И1 и И2 – испарители-воздухоохладители;
НВ – наружный воздух; ЗВ – забортная вода

Как будет показано ниже, теплосодержания уходящих газов ГТД и сжатого воздуха после компрессора низкого давления К1 достаточно, чтобы обеспечивать холодом собственно ГТД (кондиционирование циклового воздуха ГТД), а его избыток использовать в СКВ общесудового назначения (СКВ комфортного и технологического назначения). При этом генератор паров НРТ высокого давления (включая и основную его экономайзерную секцию) устанавливают на уходящих газах, а дополнительную экономайзерную секцию – на сжатом воздухе после компрессора низкого давления К1.

В качестве НРТ для ЭТУКВ целесообразно применять хладоны R142b и R600 (н-бутан), обеспечивающие достижение приемлемых тепловых коэффициентов $\zeta = Q_0/Q_r$, представляющих собой отно-

шение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от циклового воздуха ГТД и воздуха общесудовой СКВ в испарителе) к количеству теплоты Q_r , подведенной в генераторе к кипящему НРТ высокого давления от уходящих газов и сжатого воздуха после компрессора низкого давления.

Тепловой коэффициент ζ зависит от температур кипения НРТ в генераторе t_r , испарителе t_0 и конденсации t_k : возрастает с повышением t_r и t_0 и уменьшением t_k . Для ЭТУКВ значения теплового коэффициента лежат в диапазоне $\zeta = 0,15...0,3$ (большее значение соответствует низким температурам конденсации t_k).

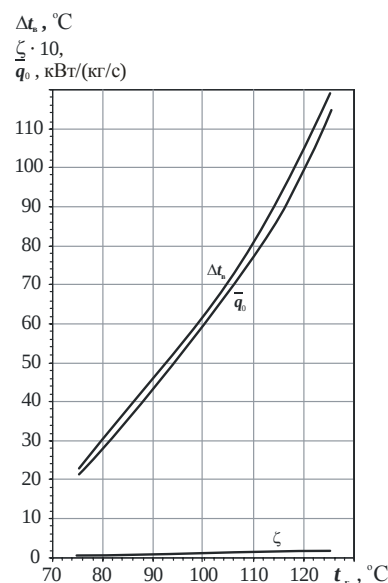


Рис. 2. Зависимости теплового коэффициента ζ эжекторной теплоиспользующей установки, удельной теплоты, отведенной от воздуха в испарителе (холодопроизводительности) $\bar{q}_0$, снижения температуры Δt_b воздуха в испарителе от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах кипения НРТ в испарителе $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$

Значения удельной холодопроизводительности q_0 , т.е. теплоты, приходящейся на единичный расход уходящих газов, отведенной от воздуха в испарителе, снижения температуры Δt_b воздуха в испарителе и теплового коэффициента ЭТУКВ ζ в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при

температуре его кипения в испарителе $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$ представлены на рис. 2. При этом тепловой коэффициент ζ определялся в зависимости от температур кипения хладагента в генераторе t_g , испарителе t_0 и конденсации t_k по методике, приведенной в [7].

Как видно, с повышением t_g от 80 до 120°C снижение температуры Δt_b воздуха в испарителе ЭТУКВ возрастает с $\Delta t_b = 30^\circ\text{C}$ до 100°C . Понятно, что если разность температур $\Delta t_b = 30^\circ\text{C}$ может быть реализована в процессе предварительного охлаждения наружного воздуха в первой секции испарителя И1, установленной на входе в компрессор низкого давления К1, то остающуюся ее часть можно реализовать путем охлаждения воздуха в испарителе И2 общесудовой СКВ.

Согласно [1, 2] снижение температуры наружного воздуха на входе компрессора ГТД на $\Delta t_b = 30^\circ\text{C}$ позволяет сократить удельный расход топлива на 2...3% с соответствующим повышением КПД.

Выводы

1. Применение эжекторной установки кондиционирования, использующей теплоту уходящих газов и сжатого воздуха после компрессора низкого давления ГТД, обеспечивает снижение температуры циклового воздуха на входе компрессора ГТД на $20...30^\circ\text{C}$ и сокращение удельного расхода топлива ГТД на 2...3%. Кроме того, избыточная холодопроизводительность может быть реализована путем охлаждения воздуха общесудовой системы кондиционирования.

2. Предложено схемное решение эжекторной теплоиспользующей установки кондиционирования воздуха энергетического и общесудового назначе-

ния с размещением дополнительной экономайзерной секции генератора пара НРТ высокого давления на линии сжатого воздуха после компрессора низкого давления ГТД.

Литература

1. Bhargava R., Meher-Homji C.B. Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30560. – 15 p.
2. Bortmany J.N. Assessment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30657. – 12 p.
3. Nixdorf M., Prelipceanu A., Hein D. Thermoeconomic analysis of inlet air conditioning methods of a cogeneration gas turbine plant // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30561. – 10 p.
4. Yokoyama R., Ito K. Effect of inlet air cooling by ice storage on unite sizing of a gas turbine cogeneration plant // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30484. – 8 p.
5. Радченко А.Н. Анализ эффективности теплоиспользующих хладоновых эжекторных систем охлаждения судовых электродвигателей // Вестник двигателестроения. – 2007. – № 3. – С. 135-139.
6. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – С.-Пб.: Судостроение, 1994. – 504 с.
7. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – М.: Энергия, 1970. – 288 с.

Поступила в редакцию 27.05.2008

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

УДК 681.5

Д.И. ВОЛКОВ¹, В.М. ГРУДИНКИН¹, В.А. КАЧУРА², А.А. РАЗЛАДСКИЙ³¹ОАО «Элемент», Одесса, Украина²ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина³ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина

СТЕНДЫ-ИМИТАТОРЫ И ИХ ПРИМЕНЕНИЕ НА РАЗЛИЧНЫХ СТАДИЯХ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Выполнен анализ существующих аппаратных и программных решений в области построения стендов-имитаторов, а также их применение на стадиях разработки и отладки, опытной эксплуатации, серийного производства и эксплуатации систем управления газотурбинных двигателей. Рассмотрены подходы к разработке и отладке алгоритмов контроля с применением стендов-имитаторов, построенных на базе индивидуальной квазилинейной динамической модели. Также затронуты вопросы использования стендов-имитаторов в смежных областях проектирования и испытания авиационных двигателей. Показана роль стендов-имитаторов в повышении с одной стороны экономической эффективности производства, а с другой стороны надёжности производимых систем управления и газотурбинных двигателей.

стенд-имитатор, система автоматического управления, индивидуальная математическая модель, алгоритмы контроля и управления

Введение

За последние десятилетия стенды-имитаторы в ходе их эволюционного развития превратились в интегральный инструмент для отладки, тестирования и сертификации электронных систем управления (САУ) газотурбинных двигателей (ГТД).

Первоначально стенды-имитаторы разрабатывались исключительно как инструмент для тестирования аппаратных интерфейсов и простых алгоритмов. В настоящее время это автоматизированное средство, призванное значительно снизить время, затрачиваемое на тестирование, а также повысить его качество. Кроме того, стенд-имитатор обеспечивает проведение практически полного перечня испытаний САУ, что в значительной мере сокращает требуемое время и соответственно финансовые затраты на стендовые и лётные испытания.

Имитируемый при помощи стенда-имитатора ГТД, который выдаёт и принимает те же физические сигналы, что и реальный двигатель, является оптимальным решением для интегральной верификации программного обеспечения и технических средств.

При этом значительно повышается надёжность, снижается затрачиваемое на отладку и тестирование время, а также обеспечивается обнаружение неправильного функционирования. Кроме того, такое решение позволяет выполнять автоматизированную оптимизацию контуров управления с учётом как модели ГТД, так и датчиков, преобразователей и исполнительных механизмов.

Одной из важных составляющих современного стенда-имитатора является математическая модель ГТД, который представляет собой сложную совокупность разнообразных компонентов, которые разрабатываются в соответствии с аэротермодинамическими законами. Сложность аэротермодинамического анализа делает практически невозможным как аналитическую идентификацию математической модели ГТД, так и её использование в задачах оптимального синтеза и анализа САУ ГТД. Кроме того, такой подход не учитывает отличий индивидуальных характеристик ГТД, возникающих как в процессе производства, так и в процессе выработки ресурса [1, 6].

1. Формулирование проблемы

Рассмотрим иерархическую структуру САУ ГТД в составе двигательной установки (рис. 1).

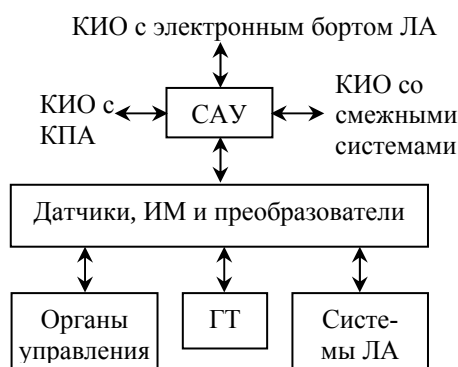


Рис. 1. Иерархическая структура САУ ГТД в составе двигательной установки

САУ выполняет контроль параметров работы ГТД, систем летательного аппарата (ЛА) и органов управления, взаимодействует по КИО с различными системами, в том числе с электронным бортом ЛА. Кроме того, предусматривается контрольно-проверочная аппаратура (КПА) для настройки САУ в эксплуатации.

Одной из характерных особенностей современных САУ, отвечающих в большинстве своём требованиям FADEC, является её гетерогенность. САУ может объединять разнообразные по физической природе и принципу действия датчики, преобразователи и исполнительные механизмы, которые могут быть как аналоговыми, так и цифровыми (smart). При этом цифровые могут использовать широкий спектр протоколов информационного обмена, начиная с классических ARINC-429 и MIL-STD и заканчивая применяемыми главным образом в технологических и диагностических системах CAN, TTP, RS-232, RS-485 и FireWire. Управляющие механизмы нередко работают в контуре управления, являющемся вспомогательным по отношению к САУ ГТД. Один из ярких примеров – контур управления расходом топлива на базе насоса-дозатора. В последнее время наметились тенденции к организации взаимодействия САУ ГТД и таких исполнительных

механизмов с использованием цифровых КИО.

Аналогичная ситуация с КИО смежных систем, электронного борта ЛА и КПА. Здесь стоит отметить, что в составе смежных систем нередко присутствует САУ соседнего ГТД. При этом кроме чисто информационного взаимодействия САУ соседних двигателей нередко решают задачу совместного управления общим параметром, например, при синхронизации мощностей на валу или фаз вращения винтов.

Жизненный цикл САУ предполагает выполнение следующих работ:

- научно-исследовательских (НИР);
- опытно-конструкторских (ОКР);
- создания экспериментальных образцов;
- серийного производства;
- эксплуатации.

Здесь стоит отметить, что современная САУ типа FADEC состоит из программного и аппаратного обеспечения. Соответственно, перечисленные этапы разработки предполагаются для обоих видов обеспечения и, учитывая мировую интеграцию, процессы на этих этапах должны соответствовать требованиям RTCA/DO-178 и RTCA/DO-254 или аналогичным стандартам EUROCAE.

Также отметим, что стадии НИР и ОКР нередко совпадают во времени для ГТД и САУ.

Итак, задачей имитационного моделирования и соответственно стендов-имитаторов, как программно-аппаратного средства, является обеспечение процессов на всех стадиях жизненного цикла САУ.

2. Решение проблемы

Рассмотрим обеспечение процессов для каждой стадии жизненного цикла САУ.

На этапе НИР формируется научный базис для последующего проектирования. Выполняется, как правило, идентификация в первом приближении математической модели ГТД и других составляющих двигательной установки, исследуются вопросы

управления ГТД. Однако уже на этом этапе нередко начинается разработка ПО для моделирования работы ГТД и его САУ, фрагменты которого закладываются в основу ПО САУ и стенда-имитатора.

На этапе ОКР кроме непосредственно проектирования САУ выполняется проектирование всевозможных стендов-имитаторов, которые классифицируются с одной стороны по решаемой задаче (обеспечение решения в САУ задач измерения, информационного взаимодействия, управления и т.д.) и с другой стороны по имитируемому объекту (ГТД, датчики, преобразователи, ИМ, смежные электронные системы и т.д.).

Одним из основных как по решаемым задачам, так и по сложности реализации, является стенд-имитатор ГТД. Современный стенд-имитатор с одной стороны отвечает многим требованиям к системам реального времени, а с другой стороны в силу экономических соображений должен быть универсальным и иметь модульную наращиваемую структуру, как в отношении технических средств, так и в отношении ПО.

Опираясь на указанные требования, специалистами ОАО «Элемент» при тесном сотрудничестве с ГП ЗМКБ «Прогресс», ОАО «Мотор Сич» и НАУ «ХАИ», был разработан универсальный стенд-имитатор, который обеспечивает имитацию работы ряда авиационных двигателей, таких как АИ-22, АИ-450 и Д-436 (рис. 2).

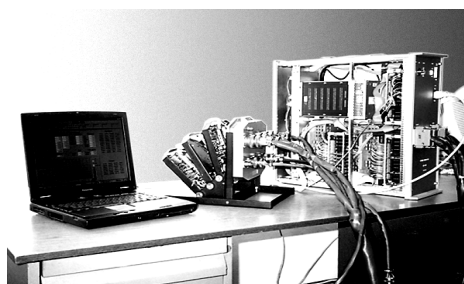


Рис. 2. Стенд-имитатор ГТД АИ-450

Данный стенд-имитатор был разработан на базе одноплатного промышленного контроллера, а также модулей имитации датчиков, измерительных преобразователей и исполнительных механизмов.

Для обеспечения реального времени при имитации работы ГТД стенд-имитатор должен работать под управлением ОС реального времени, а также MsDOS, которая по современной классификации не относится к системам реального времени, в частности из-за его однозадачности. Тем не менее, данная ОС даже на сегодняшний момент успешно используется во встраиваемых (embedded) системах, в том числе реального времени.

В настоящее время ОАО «Элемент» в значительной мере базируется в своих разработках на применении сетевой ОС реального времени QNX. Микроядро, сетевая архитектура, тенденции к открытости принципов работы и исходных кодов делает эту операционную систему весьма привлекательной. Из области практического применения данной ОС в изделиях ОАО «Элемент» стоит отметить программно-технические комплексы испытания авиационных двигателей [4, 5], испытательные полигоны и стенды-имитаторы.

Итак, на одноплатном компьютере выполняется моделирование работы двигателя, взаимодействие с имитаторами, а также информационный обмен с технологическим компьютером (рис. 3).

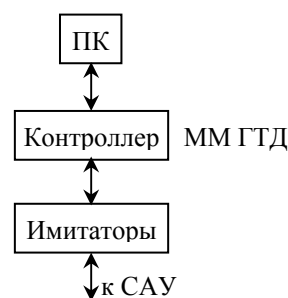


Рис. 3. Структурная схема стенда-имитатора ГТД

Моделирование в реальном времени ГТД налагает некоторые ограничения на математическую модель (ММ) ГТД. Поэтому применяются быстросчётные квазилинейные динамические модели (КЛДМ), которые обеспечивают требуемую точность моделирования на установившихся и переходных режимах. Для учёта отличий в индивидуальных характеристиках двигателя, возникающих как при произ-

водстве, так и при выработке ресурса двигателя, в КЛДМ применяются коэффициенты влияния [1, 6]. Такой подход в значительной мере одновременно упрощает идентификацию индивидуальной модели на базе типовой и её настройку в стенде-имитаторе. Индивидуализация математической модели таким образом сводится к идентификации значений коэффициентов влияния и их изменения при помощи программного редактора в стенде-имитаторе.

Имитация работы авиационных датчиков также заслуживает пристального внимания. Особые условия эксплуатации в составе двигательной установки обусловили применение в авиации ряда специфических датчиков измерения частоты, углового положения и т.д.

Например, при имитации авиационных датчиков частоты, например, типа ДТА, необходимо имитировать различный уровень амплитуды как функции частоты и обеспечивать «гладкое» переключение частоты (без сдвига фазы) в динамике. Так несоблюдение последнего требования приведёт к невозможности отладки контура управления ускорением на приемистости.

Имитация датчиков углового положения типа ДБСКТ и ЛВТ также непростая задача. Согласно ТУ частота переменного напряжения питающего сигнала для данных датчиков составляет 2000 Гц. Для многих задач данная частота является более чем достаточной для обеспечения достаточной точности в динамике. Однако при необходимости управления угловым положением направляющих аппаратов или дозирующей иглы насоса-дозатора измерение угла выполняется на интервале нескольких периодов. Поэтому в этом случае к динамическим параметрам имитаторов предъявляются также достаточно жёсткие требования.

Отдельным вопросом является имитация стендом-имитатором отказных ситуаций (короткое замыкание, обрыв) в датчиках, в том числе для проверки встроенной системы контроля (ВСК) САУ.

При этом, учитывая возможные межканальные связи (не только санкционированные, но и возникшие в результате дефекта) требуется выполнение там, где это необходимо, проверок при различных вариантах короткого замыкания (например, проводов датчика между собой или провода на «землю») и обрывов (индивидуально для каждого провода).

Следующий уровень взаимодействия САУ ГТД – взаимодействие по КИО со смежными системами, электронным бортом ЛА и КПА.

Для имитации смежных самолётных и двигательных систем в условиях стендовых испытаний разрабатываются специальные имитаторы, которые в простом случае представляют собой автоматизированное средство для имитации КИО этих систем. Примером такого имитатора служит Стендовый имитатор агрегатов самолета и двигателя (СИАСИД-148-01), который является компонентом ПТК. Применение имитаторов, во-первых, в значительной мере, сокращает стоимость стендового оборудования по сравнению с вариантом использования реальных самолётных и двигательных систем. Во-вторых, имитаторы позволяют выполнять проверки поведения САУ во всём диапазоне изменения параметров, передаваемых в САУ по КИО, включая отказные ситуации. Поэтому такие имитаторы в настоящее время пользуются спросом и практически стали неотъемлемой частью программно-технических комплексов испытания ГТД, выпускаемых ОАО «Элемент».

Следующий по сложности это имитатор соседнего двигателя. Так, например, ОАО «Элемент» для отладки и проверки контура синхронизации мощностей на валах свободных турбин ГТД АИ-450, совместно работающих на несущий винт, был разработан имитатор второго двигателя [2]. Устройство выполняет имитацию также посредством КИО, но при этом выполняет в реальном времени моделирование работы ГТД под управлением САУ, а также работы несущего винта.

На этапе изготовления действующего макета САУ имитатор второго двигателя взаимодействовал со стендом-имитатором ГТД, а именно вычислял крутящий момент на валу свободной турбины и задавал его в стенде-имитаторе. САУ измеряла значение крутящего момента на валу свободной турбины своего двигателя, имитируемого стендом-имитатором, и по КИО от имитатора второго двигателя получала значение крутящего момента на валу свободной турбины соседнего ГТД.

На этапе испытаний на двигательном стенде место стенда-имитатора занимает система управления гидротормозом. Принцип использования имитатора второго двигателя остаётся тот же.

На стадии эксплуатации широкое применение находят имитаторы, всевозможные тестеры, измерители специальных параметров и КПА промышленного исполнения.

КПА является важным инструментом для наладки САУ, так как обеспечивает контроль и регистрацию рабочих и диагностических параметров САУ, а также настройку её технологических и эксплуатационных регулировок. ОАО «Элемент» является разработчиком КПА для регулятора РДЦ-450 авиационного двигателя АИ-450.

На этом этапе возрастает актуальность имитации и проверки измерительных каналов. И если для проверки или имитации общепромышленных датчиков, таких как термпары и термосопротивления, существует достаточное количество приборов, то, например, для датчиков типа ДБСКТ рынок представлен считанными производителями, в том числе ОАО «Элемент», в котором разработан цифровой прибор СКУП, который позволяет, как измерять, так и имитировать работу датчиков ДБСКТ. То есть один прибор позволяет выполнить и проверку, а при необходимости и метрологическую поверку, как датчика, так и соответствующего измерительного канала САУ. Данный прибор применяется как в эксплуатации ГТД, так и при его стендовых испытаниях [5].

Заключение

Итак, рассмотрены общие подходы к разработке и применению стендов-имитаторов на всех стадиях жизненного цикла САУ ГТД.

Приведены практические примеры разработки и применения таких устройств, затронуты вопросы используемых технических средств и программного обеспечения. Рассмотрены некоторые аспекты алгоритмического и метрологического обеспечения.

Показано практическое применение математических моделей ГТД в составе стендов-имитаторов, работающих в условиях реального времени. Рассмотрена полная имитация и частичная имитация двухдвигательной установки на базе ГТД. Отмечена необходимость использования индивидуальных математических моделей и рассмотрен вариант её практической реализации.

Литература

1. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С.В. Елифанов, Б.И. Кузнецов, И.Н. Богаенко, Г.Г. Грабовский и др. – К.: Техніка, 1998. – 312 с.
2. Волков Д.И., Качура В.А., Разладский А.А. Имитация двигательных и самолётных агрегатов при стендовых испытаниях авиационных двигателей // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 8/34. – С.135-138.
3. Программно-технические комплексы для испытания ГТД: математическое, метрологическое и алгоритмическое обеспечение / А.Г. Буряченко, Д.И. Волков, С.Н. Долгий, В.В. Сироткин // Авиадвигатели XXI века: Материалы II Междунар. науч.-техн. конф. (6-9 декабря 2005 г.): Сб. тез. – М.: ЦИАМ. – 2005. – Т. 3. – С. 235-237.

Поступила в редакцию 15.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.А. Положаенко, Одесский национальный политехнический университет, Одесса.

УДК 629.7.03

И.Е. КИТАЙЧУК¹, В.С. МИХЕЕВ¹, Е.А. МОДИЕВСКИЙ¹, А.Н. ШИЙКА²¹НТ СКБ «ПОЛИСВИТ» филиал ГНПП «Объединение Коммунар», Харьков, Украина²ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПД-ЗАКОНА УПРАВЛЕНИЯ ДОЗАТОРОМ ТОПЛИВА ИЗ СОСТАВА САУ ГТД

Описана методика приближенного аналитического определения коэффициентов дискретного ПД-закона управления дозатором топлива из состава САУ ГТД. Рассмотренная методика основана на составлении разностного кинематического уравнения поведения модели указанного дозатора, упрощенно представленной в виде последовательного соединения звена с запаздыванием, пропорционального звена и интегрирующего звена. Приведены результаты уточнения значений коэффициентов закона управления, полученные при математическом и натурном моделировании.

ПД-закон, ПД-регулятор, дискретная автоматическая система, дозатор топлива, дозирующая игла, модель дозатора топлива, разностное уравнение, коэффициенты закона управления

Введение

В настоящее время все большее распространение получают дискретные системы управления с использованием в регуляторах малогабаритных цифровых контроллеров [1]. С помощью таких контроллеров легко реализуется получивший широкое распространение пропорционально-дифференциальный закон управления (ПД-закон) [2, 3]. Этот закон, в частности, хорошо подходит для управления объектами, которые могут быть упрощенно представлены в виде последовательного соединения звена с запаздыванием, пропорционального звена и интегрирующего звена. При разработке контура автоматического управления основной проблемой является определение значений коэффициентов выбранного закона управления [3, 4]. Представляется целесообразным решать эту задачу в два этапа. На первом этапе указанные коэффициенты приближенно определяются в результате составления и решения уравнения, описывающего поведение упрощенной аналитической модели объекта управления. На втором этапе полученные приближенные значения уточняются с помощью математического и натурного моделирования. Предварительное аналитическое определение коэффициентов закона управления позволя-

ет сократить время их уточнения в процессе моделирования. В данной статье описана примененная авторами методика аналитического определения приближенных значений коэффициентов ПД-закона управления дозатором топлива из состава системы автоматического управления (САУ) газотурбинного двигателя (ГТД).

1. Постановка задачи

Целью управления рассматриваемым дозатором является достижение и удержание заданного положения его дозирующей иглы (ДИ). Изменение и удержание положения ДИ осуществляется с помощью подаваемого на дозатор широтно-импульсного сигнала. При этом управляющим параметром является выраженное в процентах отношение длительности импульса к периоду (скважность) этого сигнала. Связь углового положения ДИ со скважностью управляющего широтно-импульсного сигнала описывается формулой

$$\frac{d\alpha}{dt} = K \cdot (q - q_B), \quad (1)$$

где α – угловое положение ДИ, град; K – коэффициент пропорциональности, град/с/%; q – скважность управляющего сигнала, %; q_B – равновесное значе-

ние скажности управляющего сигнала, %.

При этом имеется инерционное запаздывание изменения положения ДИ относительно изменения управляющего параметра (скажности) q .

Поставленная задача состоит в разработке методики приближенного определения коэффициентов ПД-закона управления дозатором.

2. Упрощенная модель дозатора

Известно [5, 6], что с учетом инерционного запаздывания дозатор топлива рассматриваемого типа обычно представляется в виде последовательного соединения аperiodического звена 1-го порядка и идеального интегрирующего звена. При этом формула (1) описывает поведение идеального интегрирующего звена. Переходная функция такой модели имеет вид

$$H(t) = K \left[t - T \left(1 - e^{-\frac{t}{T}} \right) \right], \quad (2)$$

где K – коэффициент передачи аperiodического звена; T – постоянная времени аperiodического звена.

Для упрощения поставленной задачи представим упрощенную модель дозатора в виде последовательного соединения звена с чистым запаздыванием, пропорционального звена и идеального интегрирующего звена. Переходная функция такой модели имеет вид

$$H(t) = \begin{cases} K(t-T) & \text{при } t \geq T; \\ 0 & \text{при } t < T. \end{cases} \quad (3)$$

где K – коэффициент передачи пропорционального звена; T – время запаздывания звена с чистым запаздыванием.

Переходные функции обеих рассмотренных моделей (рис. 1) после завершения переходного процесса ($t \geq T$) асимптотически сходятся. При этом значение коэффициента K может быть получено из формулы (1). Графическое представление экспериментально полученной переходной функции дозатора позволяет [5] определить значение времени за-

паздывания T , как показано на рис. 1. При этом время запаздывания T состоит из задержки реакции ДИ и задержки установления нового значения скажности широтно-импульсного управляющего сигнала.

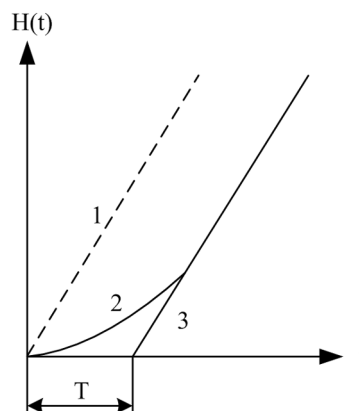


Рис. 1. Переходная функция: 1 – идеальное интегрирующее звено; 2 – последовательное соединение аperiodического звена и идеального интегрирующего звена; 3 – последовательное соединение звена с запаздыванием, пропорционального звена и идеального интегрирующего звена

3. Исходные принципы управления

Для управления ДИ применен пропорционально-дифференциальный регулятор (ПД-регулятор) P , реализованный с использованием цифрового микроконтроллера (рис. 2). На регулятор P поступает заданное значение α_R положения ДИ. Кроме того, на регулятор P поступает текущее значение положения ДИ α .

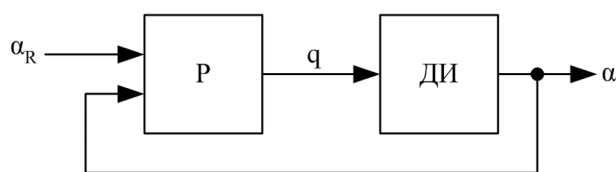


Рис. 2. Упрощенная схема контура управления: 1 – регулятор; 2 – дозирующая игла

Регулятор P формирует в соответствии с ПД-законом значение управляющего параметра q на основании вычисленных в дискретные моменты времени значений отклонения положения ДИ от заданного. При этом вычисленное в момент K отклонение положения ДИ от заданного определяется

формулой

$$\Delta\alpha_K = \alpha_K - \alpha_R, \quad (4)$$

где $\Delta\alpha_K$ – отклонение положения ДИ от заданного; α_K – положение ДИ в момент K ; α_R – заданное положение ДИ.

При разработке закона управления ДИ приняты следующие исходные положения:

- управление положением ДИ представляет собой итеративный процесс, целью каждого шага которого является уменьшение отклонения текущего положения ДИ от заданного;
- в начале каждого очередном шага итерации измеряется отклонение положения ДИ от заданного. Это измеренное отклонение используется для определения нового управляющего воздействия, которое выдается на дозатор в начале следующего шага итерации;
- на каждом очередном шаге на дозатор выдается измененное управляющее воздействие, определенное с учетом измеренного в начале предыдущего шага итерации отклонения от заданного положения ДИ;
- шаги итерации повторяются периодически.

При этом период следования тактов итерации предварительно выбирается равным времени запаздывания T реакции ДИ от измененного воздействия q на дозатор.

4. Получение упрощенного уравнения движения ДИ, выраженного в конечных разностях

Как известно [3, 4, 6], уравнение движения объекта управления составляется с учетом его физических особенностей и принятых принципов управления.

С учетом приведенных исходных данных движение ДИ к заданному угловому положению α_R иллюстрируется графиком, приведенным на рис. 3.

В каждый момент начала очередного шага итерации происходит изменение скорости движения

ДИ. Новое значение скорости ДИ определяется формулой (1). При этом воздействие нового значения скважности q отстает от момента ее определения на два такта. Один такт задержки тратится на выполнение требуемых вычислений, а второй – обусловлен задержкой реакции ДИ. Для определения закона управления ДИ составим кинематическое уравнение планируемого движения ДИ на интервале от момента K (начало текущего такта K) до момента $K + 2$ (конец такта $K + 1$). При этом предполагается, что в момент $K + 2$ будет достигнуто заданное значение α_R .

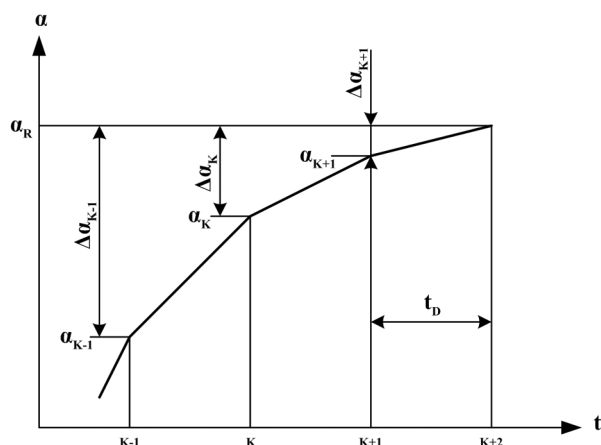


Рис. 3. График движения ДИ

Как следует из рис. 3 и приведенных принципов управления ДИ такое уравнение имеет вид

$$\alpha_R - \alpha_K = (\alpha_{K+1} - \alpha_K) + (\alpha_R - \alpha_{K+1}), \quad (5)$$

где α_R – заданное положение ДИ; α_K – положение ДИ в момент K ; α_{K+1} – положение ДИ в момент $K + 1$.

Выражение, заключенное в первые скобки в правой части уравнения (5), представляет собой прогнозируемое приращение положения ДИ на тактовом интервале K . Выражение, заключенное во вторые скобки в правой части уравнения (5), представляет собой прогнозируемое приращение положения ДИ на тактовом интервале $K + 1$. Сделав приближенное допущение о равенстве приращений положения ДИ на тактовых интервалах $K - 1$ и K , и заменив предполагаемое приращение положения ДИ на

тактовом интервале $K + 1$ его выражением в соответствии с формулой (1), получаем:

$$\alpha_R - \alpha_K = (\alpha_K - \alpha_{K-1}) + (q_K - q_B)KT, \quad (6)$$

где α_R – заданное положение ДИ; α_K – положение ДИ в момент K ; α_{K-1} – положение ДИ в момент $K - 1$; q_K – значение скважности управляющего сигнала в момент K ; q_B – равновесное значение скважности управляющего сигнала; K – коэффициент передачи пропорционального звена, определяемый из формулы (1); T – время запаздывания звена с чистым запаздыванием.

Разрешив уравнение (6) относительно q_K , получаем:

$$q_K = q_B + \frac{(\alpha_R - \alpha_K) + (\alpha_{K-1} - \alpha_K)}{KT}. \quad (7)$$

Выполнив тривиальные преобразования и заменив в (7) разности положений ДИ соответствующими отклонениями ($\Delta\alpha$) положений ДИ от заданного положения α_R в соответствии с формулой (4), окончательно получаем:

$$q_K = q_B - \frac{\Delta\alpha_K}{KT} - \frac{\Delta\alpha_K - \Delta\alpha_{K-1}}{KT}, \quad (8)$$

где q_K – скважность управляющего сигнала, рассчитанная в такте K ; q_B – равновесное значение скважности; $\Delta\alpha_K$ – отклонение положения ДИ в момент K ; K – коэффициент передачи пропорционального звена; T – время запаздывания звена с чистым запаздыванием; $\Delta\alpha_{K-1}$ – отклонение положения ДИ в момент $K - 1$.

Уравнение (8) выражает требуемое в момент K значение скважности q_K через параметры модели K и T , значения отклонений положения ДИ, измеренные в моменты K и $K - 1$, и значение равновесной скважности q_B .

5. Определение приближенных значений коэффициентов ПД-закона управления дозатора

Полученное уравнение (8) представляет собой искомый закон управления, определяющий текущее значение скважности управляющего сигнала через

значения отклонений ДИ от заданного положения в текущем и предшествующем тактах. Очевидно, что записанное в конечных разностях уравнение (8) описывает пропорционально-дифференциальный закон (ПД-закон) управления. В общем виде ПД-закон выражается в конечных разностях уравнением

$$q_K = q_B + K_P \cdot \Delta\alpha_K + K_D (\Delta\alpha_K - \Delta\alpha_{K-1}), \quad (9)$$

где q_K – значение управляющей переменной в текущем такте K ; q_B – константа; K_P – пропорциональный коэффициент; $\Delta\alpha_K$ – отклонение положения ДИ в момент K ; K_D – дифференциальный коэффициент; $\Delta\alpha_{K-1}$ – отклонение положения ДИ в момент $K - 1$.

Сравнение уравнений (8) и (9) позволяет определить приближенные значения пропорционального K_P и дифференциального K_D коэффициентов ПД-закона управления дозатором:

$$K_P = K_D = -\frac{1}{KT}, \quad (10)$$

где K_P – пропорциональный коэффициент; K_D – дифференциальный коэффициент; K – коэффициент передачи пропорционального звена, определяемый из формулы (1); T – время запаздывания звена с чистым запаздыванием, определяемое экспериментально.

Для конкретного дозатора экспериментально полученное значение коэффициента K равно 0,9 град/с/%, а значение времени запаздывания T равно 0,15 с. При этом в соответствии с формулой (10) численные значения пропорционального K_P и дифференциального K_D коэффициентов ПД-закона управления конкретного дозатора равны –7,4.

6. Результаты уточнения коэффициентов ПД-закона управления дозатором

С целью уменьшения амплитуды пульсаций установившегося значения положения ДИ [5] период тактов управления дозатором был уменьшен до 25 мс. Для уточненного определения пропорционального K_P и дифференциального K_D коэффициентов ПД-закона (9), обеспечивающих требуемые ха-

рактеристики управления конкретным дозатором, было выполнено математическое и натурное моделирование [7]. При этом установлено, что наилучшие результаты достигаются при $K_P = -9$ и $K_D = -4$. Испытания контура управления конкретного дозатора (рис. 2) в составе ГТД подтвердили указанные результаты. Очевидно, что приближенные и уточненные значения коэффициентов K_P и K_D являются числами одного порядка. Полученное расхождение между приближенными и окончательно принятыми значениями коэффициентов K_P и K_D является вполне приемлемым [8].

Выводы

Результаты математического и натурального моделирования, а также испытания в составе ГТД подтвердили возможность использования формулы (10) для аналитического определения приближенных значений коэффициентов ПД-закона управления дозатора топлива рассматриваемого типа.

Приведенная методика приближенного определения коэффициентов ПД-закона управления основана на использовании упрощенной модели объекта управления в виде последовательного соединения звена с чистым запаздыванием, пропорционального звена и идеального интегрирующего звена. Это дает основание полагать, что расчетная формула (10) приемлема для любого объекта управления, который может быть представлен в виде указанной упрощенной модели. Примерами таких объектов управления являются [5] электродвигатели и гидродвигатели, обычно представляемые в виде последовательного соединения апериодического звена 1-го порядка и идеального интегрирующего звена.

Предварительное аналитическое определение приближенных значений коэффициентов ПД-закона

управления с помощью простой формулы (10) позволяет сократить затраты при последующем определении уточненных значений указанных коэффициентов, выполняемом средствами математического и натурального моделирования.

Литература

1. Залманзон Л.А. Микропроцессоры и управление потоками жидкостей и газов. – М.: Наука, 1984. – 320 с.
2. Мирошник И.В. Теория автоматического управления. Линейные системы. – С.-Пб.: Питер, 2005. – 336 с.
3. Фрер Ф. и Орттенбургер Ф. Введение в электронную технику регулирования: Пер. с нем. – М.: Энергия, 1973. – 192 с.
4. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, Б. Кузнецов и др. – К.: Техника, 1998. – 312 с.
5. Основы автоматического управления / Г.И. Ванюрихин, А.Н. Герасимов, С.В. Лучко и др. – М.: Воениздат, 1972. – 328 с.
6. Танатар А.И. Элементы промышленной автоматики и их динамические свойства. – К.: Техника, 1975. – 232 с.
7. Кулик А.С. Основы моделирования систем. – Х.: ХАИ, 1988. – 95 с.
8. Черкасов Б.А. Автоматика и регулирование воздушно-реактивных двигателей. – М: Машиностроение, 1988. – 360 с.

Поступила в редакцию 19.05.2008

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

УДК 629.124.74

А.И. ТАРАСЕНКО*Национальный университет кораблестроения
им. адмирала Макарова, Николаев, Украина*

НЕЛИНЕЙНАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СУДОВОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ СЛОЖНОЙ СХЕМЫ

Рассматривается газотурбинный двигатель сложной схемы, т.е. газотурбинный двигатель, содержащий теплообменные аппараты, например, утилизационный котел или воздухоохладитель. Теплообменный аппарат рассмотрен как аккумулятор энергии, на входе и выходе из которого имеются газодинамические сопротивления. При составлении расчетной схемы считаются известными характеристики турбин, компрессоров и газодинамических сопротивлений. Предложен алгоритм определения состояний компрессоров и турбин с учетом характеристик газодинамических сопротивлений на входе и выходе. Получена система обыкновенных дифференциальных уравнений, которая описывает динамику рассматриваемого агрегата. Предложен алгоритм их решения.

турбина, компрессор, камера сгорания, коэффициент восстановления полного давления, расход, характеристика, математическая модель

Введение

Исследование газотурбинных двигателей сложной схемы требует более тщательной проработки математических моделей отдельных компонентов двигателя в сравнении с двигателем простой схемы.

С точки зрения динамики газотурбинный двигатель (ГТД) сложной схемы – это двигатель, содержащий теплообменные аппараты.

Разработанная автором [1] методика моделирования ГТД простой схемы при применении к сложной схеме не рассмотрит ряд существенных моментов, например, работу с сухим парогенератором или промежуточным охладителем воздуха, работающем в нерасчетном режиме.

Упрощенная постановка задачи [1], которая оправдана для ГТД простой схемы, в случае необходимости может быть дополнена предлагаемой ниже методикой.

1. Формулирование проблемы

Необходимо разработать математическую модель газотурбинного двигателя, содержащего теплообменные аппараты с учетом нелинейных характеристик компрессоров, турбин и газодинамических сопротив-

лений в переходных устройствах двигателя.

При разработке математической модели ГТД считаются известными: характеристики компрессоров и турбин, параметры номинального режима и характеристики газодинамических сопротивлений. Текущий режим определен относительной подачей топлива в камеру сгорания, а также режимами работы теплообменных аппаратов [2, 3].

Все рассматриваемые параметры ГТД представлены в относительном виде, т.е. рассматривается отношение параметра в выбранном «сечении» двигателя к этому же параметру и в этом же сечении на номинальном режиме. Данный подход позволяет начать расчет на номинальном режиме, т.к. известны начальные условия – все относительные параметры равны 1,0.

1.1. Общие соотношения. Газотурбинный двигатель представляется как совокупность взаимодействующих между собой аккумуляторов энергии. В качестве таких аккумуляторов рассматриваются ресиверы (переходники, теплообменные аппараты и камеры сгорания) и вращающиеся ротора.

Мнемоническая схема (схема связей) газотурбинного двигателя представлена на рис. 1, на кото-

ром указаны параметры определяющие состояние двигателя.

Состояние газотурбинного двигателя определено следующими параметрами: $P_0, T_0, P_1, T_1, P_2, T_2, P_3, T_3, P_4, T_4, P_5, T_5, P_6, T_6, G_f, n_1, n_2, n_3$. Это относительные параметры, т.е. параметры отнесенные к значениям на номинальном режиме. Температуры и давления – температуры и давления заторможенного потока. Значения P_0, T_0

и G_f – считаются известными. Температуры и давления внутри ресиверов (12 параметров) и скорости вращения n_1, n_2, n_3 (6 параметров) подлежат определению с помощью дифференциальных уравнений (18 уравнений первого порядка). Следует отметить, что для определения скорости вращения необходимо решать дифференциальное уравнение второго порядка, т.е. на одну скорость два параметра.

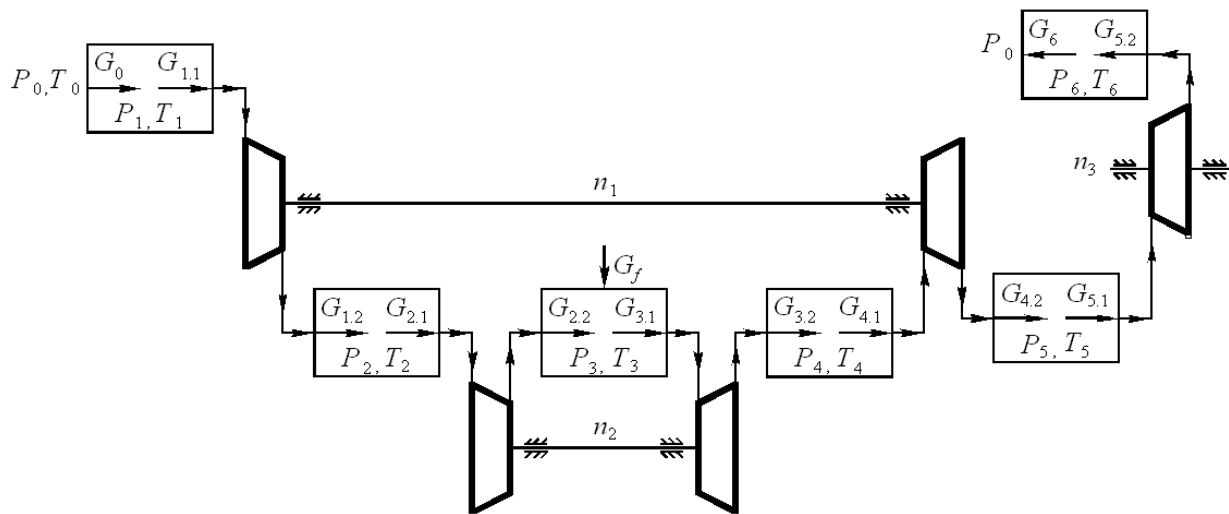


Рис. 1. Мнемоническая схема газотурбинного двигателя

На входе и выходе каждого ресивера находится устройство типа газодинамическое сопротивление, каждое из них характеризуется коэффициентом восстановления полного давления n_{in} или n_{ou} . Из расчета номинального режима известен общий коэффициент для ресивера $n_n = n_{in} \cdot n_{ou}$. Если нет данных по n_{in} и n_{ou} , их можно считать одинаковыми.

Частичные режимы устройств типа газодинамическое сопротивление можно характеризовать графиком, приведенным на рис. 2 (рисунок предоставлен Тарасенко А.А.).

Выражение

$$\frac{G_{ou}}{G_{in}} = \frac{v_n}{v} = \frac{P_{ou}}{P_{in}} \quad (1)$$

позволяет с помощью графика рис. 2 определить

коэффициент восстановления полного давления на частичном режиме.

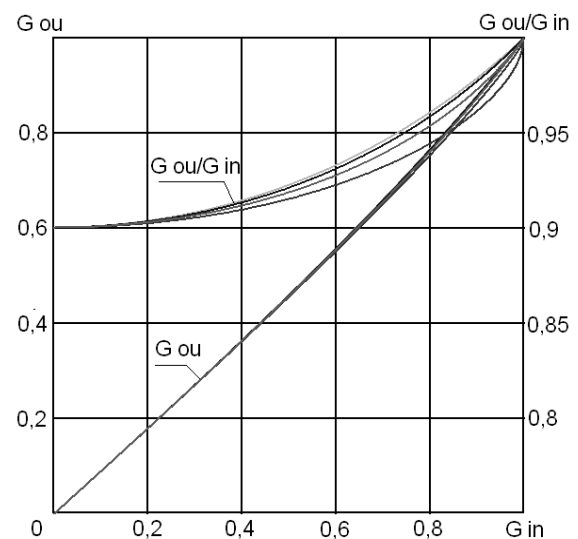


Рис. 2. Зависимости $G_{ou} - G_{in}$ для $n_n = 0,9$ при $\lambda_n = 1,0; 0,75; 0,5$ и $0,25$

Необходимые характеристики турбин и компрессоров используются в стандартном виде. В случае отсутствия данных можно воспользоваться обобщенными характеристиками, приведенными в [4, 6].

Определение расхода воздуха рассмотрим на примере компрессора низкого давления (КНД), мнемосхема которого показана на рис. 3.

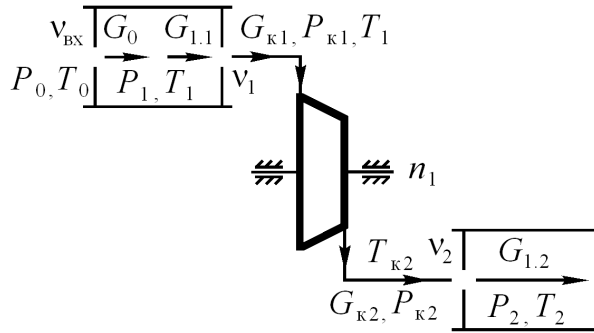


Рис. 3. Мнемоническая схема КНД

Характеристика компрессора – это зависимость

$$\pi_k = \pi_k \left(G_{к1}, \frac{n_1}{\sqrt{T_1}} \right).$$

Поскольку n_1 и T_1 известны, то можно получить изодрому $\pi_k = \pi_k (G_{к1})$, а также аналогичную зависимость для адиабатического КПД. Изодрома задана рядом базовых точек $G_{к1}$, π_k , η . Для каждой базовой точки по известному $G_{к1}$ определяем с помощью графика аналогичного рис. 2 расход $G_{1.1}$, а затем вычисляем, используя (1)

$$P_{к1} = P_1 \frac{G_{1.1}}{G_{к1}} \quad \text{и} \quad \text{далее} \quad P_{к2} = P_{к1} \frac{P_{кн}}{P_{кн}},$$

$$G_{к2} = G_{к1} \frac{\pi_{кн}}{\pi_k} \sqrt{\frac{1 + (\pi_k^{x_k} - 1)/\eta}{1 + (\pi_{кн}^{x_k} - 1)/\eta_n}} \quad \text{и} \quad \text{также}$$

$$T_{к2} = T_1 \frac{1 + (\pi_k^{x_k} - 1)/\eta}{1 + (\pi_{кн}^{x_k} - 1)/\eta_n}. \quad \text{По известному } G_{к2}$$

определяем с помощью графика аналогичного рис. 2

$$\text{расход } G_{1.2}, \text{ а затем давление } P_2 = P_{к2} \frac{G_{к2}}{G_{1.2}}.$$

Таким образом будет получена зависимость

$P_2 = P_2 (G_{1.1})$, но P_2 известно и, зная его, можно найти $G_{1.1}$, а затем и $G_{1.2}$.

Расход G_0 можно найти, зная отношение P_1/P_0 с помощью графика аналогичного рис. 2.

Определение расхода газа рассмотрим на примере силовой турбины, мнемосхема которого показана на рис. 4.

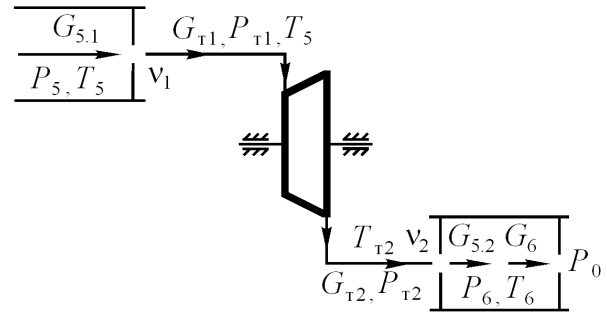


Рис. 4. Мнемоническая схема силовой турбины

Однолинейная характеристика турбины – это зависимости $\pi_m = \pi_m (G_{м1})$ и $\eta = \eta (G_{м1})$. Эти зависимости заданы базовыми точками $G_{м1}$, p_m , η .

Для каждой базовой точки по известному $G_{м1}$ определяем с помощью графика аналогичного рис. 2 расход $G_{5.1}$, а затем вычисляем, используя (1)

$$P_{м1} = P_5 \frac{G_{5.1}}{G_{м1}} \quad \text{и} \quad \text{далее} \quad P_{м2} = P_{м1} \frac{\pi_{мн}}{\pi_m},$$

$$G_{м2} = G_{м1} \frac{\pi_m}{\pi_{мн}} \sqrt{\frac{1 - (1 - \pi_m^{x_m}) \eta}{1 - (1 - \pi_{мн}^{x_m}) \eta_n}} \quad \text{и} \quad \text{также}$$

$$T_{м2} = T_5 \frac{1 - (1 - \pi_m^{x_m}) \eta}{1 - (1 - \pi_{мн}^{x_m}) \eta_n}. \quad \text{По известному } G_{м2}$$

определяем с помощью графика аналогичного рис. 2

$$\text{расход } G_{5.2}, \text{ а затем давление } P_6 = P_{м2} \frac{G_{м2}}{G_{5.2}}.$$

Таким образом будет получена зависимость $P_6 = P_6 (G_{5.1})$, но P_6 известно и, зная его, можно найти $G_{5.1}$, а затем и $G_{5.2}$.

2. Решение проблемы

Решение проблемы можно добиться, составив и решив систему дифференциальных уравнений, которая получена в [1] с учетом изложенной выше методики определения расходов и параметров потока на входе и выходе из ресиверов.

Рассмотрим для примера дифференциальное уравнение ресивера между компрессорами.

$$\dot{m}_2 \cdot \tau_2 = G_{1,2} - G_{2,1}; \quad (2)$$

$$\dot{P}_2 \cdot \tau_2 = T_{к 2} G_{1,2} - G_{2,1} T_2 - q, \quad (3)$$

где m_2 – масса газа в ресивере;

$$\tau_2 = \frac{m_2}{G_{1,2 \text{ н}}} - \text{постоянная времени};$$

q – относительное количество теплоты, отводимое от газа в ресивере (случай котла или промежуточного охладителя).

Эти уравнения записаны для массы газа в ресивере и давления в нем. Учитывая уравнение состояния, можно записать

$$T_2 = \frac{P_2}{m_2}. \quad (4)$$

Если температура потока на выходе из ресивера поддерживается постоянной, то с помощью (4) можно определить производную от P_2 , а затем, используя выражение (3) найти необходимое q .

Система дифференциальных уравнений существенно нелинейная и решается любым численным методом на ЭВМ. Изложенный в [5] предиктор-корректор метод хорошо сходится и устойчив.

Заключение

Предложенная методика позволяет исследовать динамику и частичные режимы газотурбинных двигателей практически любой схемы.

Режим газотурбинного двигателя задается физически понятным параметром – расходом топлива (как это делают на реальном объекте), что позволяет моделировать и отрабатывать алгоритмы регулирования и управления.

Литература

1. Тарасенко А.И. Нелинейная динамическая модель судового газотурбинного двигателя // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2006. – № 7 (33). – С. 172-176.
2. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч. I. – М.: «Машиностроение», 1977. – 312 с.
3. Теория и расчет турбокомпрессоров: Учеб. Пособие для студентов вузов машиностроительных специальностей / К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, С.А. Анисимов и др.; Под общ. ред. К.П. Селезнева. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1986. – 392 с.
4. Романовський Г.Ф., Ващенко М.В., Сербін С.І. Теоретичні основи проектування судових газотурбінних агрегатів: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.
5. Мак-Кракен Д., Дорн У. Численные методы и программирование на Фортране. – М.: Мир, 1977. – 460 с.
6. Сорока Я.Х. Теория и проектирование судовых газотурбинных двигателей: Учебное пособие. – Л.: Судостроение, 1982. – 112 с.

Поступила в редакцию 7.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. М.Р. Ткач, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев.

УДК 621.452.3:519.876.5

С.И. СУХОВЕЙ¹, С.В. ЕПИФАНОВ¹, Е.В. ПАВЛЮК², Т.В. КУЛИК¹¹Национальный аэрокосмический университет
им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина²ГП «Харьковское агрегатное конструкторское бюро», Украина

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РАСЧЕТНАЯ МЕТОДИКА ПОСТРОЕНИЯ ЛИНЕЙНОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССА ЗАПУСКА ГТД

Предложена методика построения линейной динамической математической модели (ММ) процесса запуска ГТД с использованием результатов стендовых испытаний. Структура предлагаемой ММ содержит небольшое число параметров, подлежащих определению по результатам экспериментальных данных, что дает возможность уточнять ММ путем выполнения серии вариантных расчетов. Для уточнения ММ необходимо располагать информацией об изменении параметров в процессе запуска двигателя и холодной прокрутки. Процесс запуска описывается ММ в пространстве состояний, что позволяет сопрягать рассматриваемую ММ процесса запуска с линейной динамической ММ двигателя на режимах. Приведены результаты моделирования процесса запуска двухвального ТРДД.

запуск ГТД, экспериментально-расчетная методика, математическая модель процесса запуска ГТД, математическая модель в пространстве состояний, линейная динамическая математическая модель ГТД

Введение

Для того, чтобы сократить сроки испытаний и доводки САУ ГТД, разработчики прибегают к математическому моделированию с использованием ПЭВМ. Отработка САУ, как правило, выполняется в три этапа: моделирование на ПЭВМ; полунатурное моделирование; стендовые испытания. Для выполнения первых двух этапов необходимо располагать ММ двигателя и исполнительных устройств.

1. Формулирование проблемы

Сроки и стоимость доводки САУ определяются, в основном, стендовыми испытаниями, так как их проведение требует больших затрат времени и материальных ресурсов (топливо, электроэнергия). Если структура и параметры САУ, выбранные в процессе первых двух этапов отработки, обеспечивают заданное качество управления, то время стендовых испытаний сокращается до минимума. Это возможно только в том случае, если ММ, используемые на первых двух этапах отработки, хорошо отражают

динамику исследуемого объекта. Требования к ММ исполнительных устройств не столь высоки, так как структура и параметры их алгоритмов управления корректируются при полунатурных испытаниях. Недостатки САУ, обусловленные погрешностью ММ ГТД, могут быть устранены только при стендовых испытаниях. Это может потребовать значительных временных и материальных затрат.

В настоящее время для отработки САУ широко применяются линейные динамические ММ ГТД, которые строятся либо на основе экспериментальных данных, либо с использованием нелинейных поузловых ММ двигателя [1, 2]. Эти ММ требуют незначительных вычислительных ресурсов, благодаря чему успешно используются в программном обеспечении полунатурных стендов. Они позволяют получить заданное качество САУ во всем диапазоне рабочих режимов без дополнительной доводки при стендовых испытаниях.

Однако построение ММ процесса запуска описанными выше способами затруднительно. Разработка нелинейных поузловых моделей запуска ос-

ложняется отсутствием характеристик узлов ГТД на этих режимах. Для экспериментального построения отсутствует достаточный набор данных.

В данной статье предлагается подход к построению линейной динамической ММ запуска ГТД, в котором максимально используется априорная информация о характере изменения параметров, значения этих параметров на режиме малого газа, а также минимальный набор имеющихся экспериментальных данных.

2. Решение проблемы

Линейная динамическая модель ГТД в векторной форме имеет следующий вид:

$$\begin{aligned}\dot{\vec{X}} &= A \cdot \vec{X} + B \cdot \vec{U}; \\ \dot{\vec{Y}} &= C \cdot \vec{X} + D \cdot \vec{U},\end{aligned}\quad (1)$$

где $\vec{X} = [\Delta n_1, \Delta n_2, \dots]^T$ – вектор состояния системы (частоты вращения роторов);

$\vec{U} = [\Delta U_1, \Delta U_2, \dots]^T$ – вектор управления (расход топлива, площадь сечения сопла и т.д.);

$\vec{Y} = [\Delta Y_1, \Delta Y_2, \dots]^T$ – вектор наблюдений (температуры, давления и т. д. в газоздушном тракте ГТД);

A, B, C, D – матрицы коэффициентов, определяющих динамические свойства параметров двигателя.

Модель (1) описывает динамику двигателя относительно некоторого установившегося режима $\vec{X}_0, \vec{U}_0, \vec{Y}_0$, который соответствует точке на статической характеристике ГТД. Поэтому, прежде всего, необходимо определить статическую ММ ГТД на запуске.

2.1. Статическая характеристика ГТД на запуске. Статическая характеристика ГТД на запуске является условной, так как на режимах ниже малого газа двигатель неустойчив. Использование статической характеристики при моделировании запуска позволяет обеспечить единство структуры ММ на запуске и рабочих режимах, а также повысить точ-

ность динамической модели.

Пусть статическая характеристика двигателя задана в следующем виде $\vec{Y} = f_Y(\bar{n}_{1np})$, $\vec{U} = f_U(\bar{n}_{1np})$, $n_i = f_i(\bar{n}_{1np})$, $i = 2, 3, \dots$

Приведенное относительное значение компоненты n_1 вектора состояния является независимой переменной (режимным параметром). Предлагаемая схема построения статической ММ двигателя на запуске приведена на рис. 1.

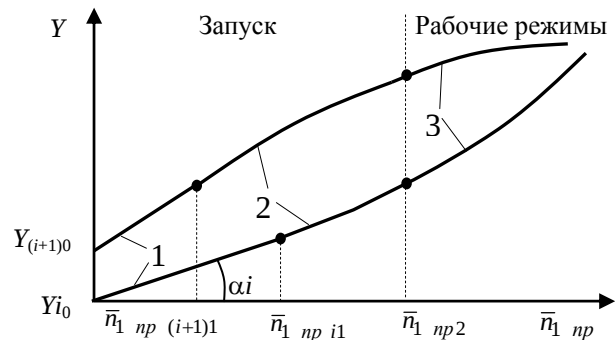


Рис. 1. Схема построения статической характеристики ГТД с участком запуска: 1 – линейный участок; 2 – парабола; 3 – рабочие режимы

Статическая характеристика рабочих режимов расширяется до значения режимного параметра $\bar{n}_{1np} = 0$ линейным участком и параболой (функцией-связкой). При этом обеспечивается равенство значений функций и первых производных в точках соединения. Преимуществом такого способа построения модели запуска является возможность в некоторых пределах изменять наклон линейного участка 1 (рис. 1) с целью уточнения математической модели по результатам стендовых испытаний.

Уравнение линейного участка имеет вид

$$Y_i^{(1)} = k_i \bar{n}_{1np} + Y_{i0}^{(1)}. \quad (2)$$

Начальные значения настраиваемых параметров k_i рассчитываются по следующей зависимости

$$k_i = (0,6 \dots 1,2) \frac{Y_i^{(3)}(\bar{n}_{1np2}) - Y_{i0}^{(1)}}{\bar{n}_{1np2}}. \quad (3)$$

Изменяемый в диапазоне 0,6 – 1,2 коэффициент определяет наклон линейного участка. Если он ра-

вен 1, то линейный участок совпадает с прямой, соединяющей точки $(0, Y_{i0}^{(1)})$, $(\bar{n}_{1np2}, Y_i^{(3)}(\bar{n}_{1np2}))$.

Слагаемые $Y_{i0}^{(1)}$ принимают физические значения соответствующих моделируемых параметров двигателя до начала запуска (температура, давление, частота вращения и т. д.).

Функция-связка имеет следующий вид:

$$Y_i^{(2)} = r_{i0} + r_{i1}\bar{n}_{1np2} + r_{i2}\bar{n}_{1np2}^2. \quad (4)$$

Неизвестные коэффициенты r_{ij} , $j = 0, 1, 2$ определяются в результате решения системы уравнений, составленной из условия равенства значений функций и первых производных в точках соединения:

$$k_i\bar{n}_{1npi1} + Y_{i0}^{(1)} = r_{i0} + r_{i1}\bar{n}_{1npi1} + r_{i2}\bar{n}_{1npi1}^2; \quad (5)$$

$$k_i = r_{i1} + r_{i2}\bar{n}_{1npi1}; \quad (6)$$

$$r_{i0} + r_{i1}\bar{n}_{1np2} + r_{i2}\bar{n}_{1np2}^2 = Y_i^{(3)}(\bar{n}_{1np2}); \quad (7)$$

$$r_{i1} + 2r_{i2}\bar{n}_{1np2} = Y_i^{(3)' }(\bar{n}_{1np2}). \quad (8)$$

Четвертой неизвестной, определяемой из решения системы (5) – (8), является абсцисса $\bar{n}_{1np2}$ точки соединения линейного участка и функции-связки.

Умножая (6) на $\bar{n}_{1npi1}$ и вычитая полученное уравнение из (5), получаем выражение для определения неизвестной r_{i0} :

$$r_{i0} = r_{i2}\bar{n}_{1npi1}^2 + Y_{i0}^{(1)}. \quad (9)$$

Из (8)

$$r_{i1} = Y_i^{(3)' }(\bar{n}_{1np2}) - 2r_{i2}\bar{n}_{1np2}. \quad (10)$$

Подставляя (9) и (10) в (7), получаем

$$r_{i2} = \frac{Y_i^{(3)}(\bar{n}_{1np2}) - Y_i^{(3)' }(\bar{n}_{1np2})\bar{n}_{1np2} - Y_{i0}^{(1)}}{\bar{n}_{1npi1}^2 - \bar{n}_{1np2}^2}. \quad (11)$$

Из (10), (11) и (6) получаем

$$\bar{n}_{1npi1} = \frac{2(Y_i^{(3)}(\bar{n}_{1np2})(1 - \bar{n}_{1np2}) - Y_{i0}^{(1)})}{k_i - Y_i^{(3)}(\bar{n}_{1np2})} - \bar{n}_{1np2}. \quad (12)$$

Таким образом, для определения искоемых неизвестных необходимо выполнить расчеты с помощью

полученных формул в следующей последовательности: (12), (11), (10), (9).

Значения функций $Y_i^{(3)}(\bar{n}_{1np2})$, $Y_i^{(3)' }(\bar{n}_{1np2})$ определяются аналитически или численно в зависимости от формы представления статической характеристики двигателя на рабочих режимах.

2.2. Коэффициенты линейной динамической ММ на запуске. По аналогии со статической характеристикой двигателя предполагается, что коэффициенты линейной динамической модели монотонно меняются от значения режимного параметра $\bar{n}_{1np} = 0$ до значения $\bar{n}_{1np} = \bar{n}_{1np2}$, соответствующего режиму малого газа (рис. 1). Элементы матриц A , B , C и D предлагается представлять следующей зависимостью:

$$m = (k_d\bar{n}_{1np} + m_0) f_k(\bar{n}_{1np}), \quad (13)$$

где $k_d = (m_2 + m_0) / \bar{n}_{1np2}$ – коэффициент, определяющий наклон отрезка прямой;

m_0 – значение соответствующего элемента при $\bar{n}_{1np} = 0$;

m_2 – значение соответствующего элемента при $\bar{n}_{1np} = \bar{n}_{1np2}$;

$f_k(\bar{n}_{1np})$ – кусочно-линейная функция.

Количество участков функции $f_k(\bar{n}_{1np})$ выбирается произвольно и зависит от характера изменения соответствующего динамического коэффициента. Начальные значения всех узловых точек этой функции задаются равными единице. В этом случае зависимость динамических коэффициентов от режимного параметра будет линейной. При необходимости, меняя значения узловых элементов функции $f_k(\bar{n}_{1np})$, можно получить более сложный закон изменения соответствующего динамического коэффициента. Для сопряжения динамических ММ на запуске и рабочих режимах значение правой узло-

вой точки функции остается неизменным (равным единице).

2.3. Моделирование стартера. Так как стартер механически связан с ротором высокого давления, он оказывает непосредственное влияние только на его динамику. Динамика раскрутки ротора до розжига камеры сгорания (КС) определяется соотношением крутящего момента стартера M_{cm} и момента сопротивления ротора. Даже если известна характеристика стартера в виде зависимости $M_{cm} = f(\bar{n}_{1np})$, воспользоваться ею для моделирования динамики ротора не представляется возможным, так как момент сопротивления ротора явно не входит в ММ (1).

Разность крутящего момента стартера и момента сопротивления ротора дает избыточный момент ΔM на валу, определяющий динамику раскрутки ротора.

При неизменных условиях запуска ΔM является функцией только частоты вращения ротора высокого давления. Для моделирования начальной раскрутки ротора предлагается задавать избыточный момент ΔM на роторе высокого давления в виде кусочно-линейной функции режимного параметра $\bar{n}_{1np}$. Узловые значения этой функции определяются по результатам холодной прокрутки.

Избыточный момент на валу входит в вектор управления $\vec{U}$ ММ (1). Для того чтобы ΔM непосредственно влиял только на ротор высокого давления, ненулевым задается только коэффициент матрицы В в уравнении динамики ротора высокого давления.

После розжига основной КС величина избыточного положительного момента на валу определяется еще и расходом топлива. При отключении стартера для поддержания неизменного темпа разгона ротора необходимо увеличить расход топлива. Это предлагается учитывать путем введения коррекции в статическую характеристику двигателя $G_m = f(\bar{n}_{1np})$ (рис. 2).

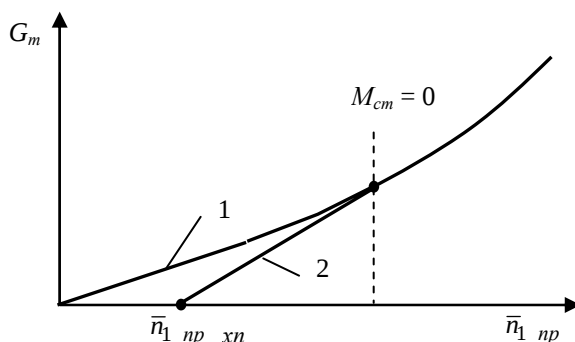


Рис. 2. Схема коррекции статической характеристики ГТД при моделировании работы стартера: 1 – стартер выключен; 2 – стартер включен

Участок кривой 1 на рис. 2 соответствует статической характеристике с выключенным стартером, а участок 2 – с включенным. Если $M_{cm} \neq 0$, расход топлива с включенным стартером при фиксированной частоте вращения меньше, чем с выключенным. Участок 2 статической характеристики предлагается задавать отрезком прямой, заключенным между двумя точками. Первая точка соответствует нулевому расходу топлива при значении режимного параметра $\bar{n}_{1np} = \bar{n}_{1np хп}$, где $\bar{n}_{1np хп}$ – установившееся значение частоты вращения при холодной прокрутке. Вторая точка лежит на исходной дроссельной характеристике 1 с абсциссой, соответствующей нулевому крутящему моменту стартера. Эта точка определяется характеристикой стартера.

При моделировании процесса запуска до момента выключения стартера используется участок кривой 2, а после выключения – участок 1. Стартер выключается, как правило, когда его крутящий момент еще не равен нулю и предлагаемая ММ в этой ситуации дает возможность учесть явление уменьшения частоты вращения.

3. Построение ММ процесса запуска двухвального ТРДД

Предложенная методика была использована для построения ММ процесса запуска двухвального ТРДД. Для уточнения ММ использовались осциллограммы изменения параметров двигателя в процессе

запуска и холодной прокрутки при стендовых испытаниях, а также характеристика стартера.

Построение ММ процесса запуска было выполнено в следующей последовательности:

- программно реализована структура ММ процесса запуска;
- ММ процесса запуска встроена в программный комплекс, реализующий линейную динамическую модель ГТД на рабочих режимах;
- сформирован программный код, реализующий осциллограмму запуска (моменты включения/выключения стартера, розжига КС);
- по осциллограмме холодной прокрутки сформированы узловые значения функции ΔM избыточного момента на валу ротора высокого давления;
- расход топлива из осциллограммы реального запуска сформирован в качестве входного воздействия ММ;
- с использованием осциллограммы реального запуска в результате выполнения серии вариантных расчетов выбраны параметры статической характеристики двигателя, скорректирован характер изменения динамических коэффициентов.

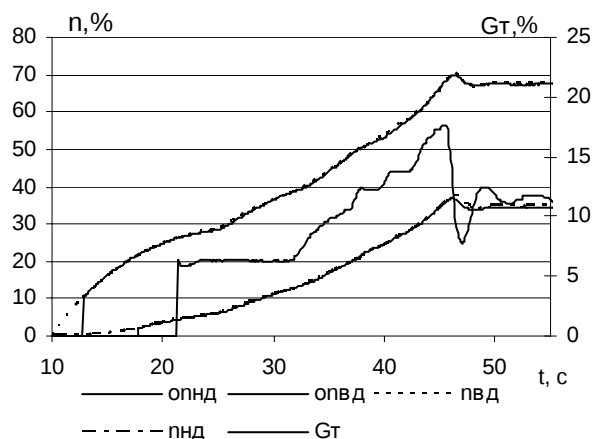


Рис. 3. Изменение частот вращения роторов двухвального ТРДД в процессе запуска: опнд, опвд – экспериментальные данные; пнд, пвд – результаты моделирования

На рис. 3 приведено изменение частот вращения роторов ТРДД в процессе запуска, полученных экспериментально и с использованием разработанной ММ. Получено хорошее совпадение данных как в начальный момент раскрутки роторов, так и после розжига КС.

Заключение

Предложенные структура и форма параметризации ММ запуска позволяют выполнить уточнение модели методом вариантных расчетов, используя минимальный набор экспериментальных данных.

Представленная методика построения линейной динамической ММ процесса запуска ГТД обеспечивает приемлемое для отработки и доводки САУ качество воспроизведения динамических свойств двигателя.

Литература

1. Добрянский Г.В., Мартянова Т.С. Динамика авиационных ГТД. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
2. Куликов Г.Г, Горюнов И.М., Романов М.А. Метод определения динамических параметров ГТД в САПР-Д // Испытание авиационных двигателей, Межвуз. научн. сб. – Уфа: УАИ. – 1986. – Вып. 14. – С. 39-46.

Поступила в редакцию 12.05.2008

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

УДК 629.7:519.63:536.21

Н.С. МЕЛЬНИКОВА, А.О. КУЗЬМИЧЕВА

*Федеральное государственное унитарное предприятие
«Московское машиностроительное производственное предприятие «Салют»,
Москва, Россия*

УПРАВЛЕНИЕ ДВИГАТЕЛЕМ ПО ЗАКОНУ $T^*_{г} = \text{const}$ С ПРИМЕНЕНИЕМ МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НЕИЗМЕРЯЕМОГО ПАРАМЕТРА ПО ШТАТНО ИЗМЕРЯЕМЫМ

Приведен анализ влияния уровня температуры газа перед турбиной $T^*_{г}$ на тягово-экономические показатели двигателя. Рассмотрено управление двигателем по закону $T^*_{г} = \text{const}$, основанное на определении неизмеряемого параметра $T^*_{г}$ в реальном масштабе времени по регрессионной модели с использованием показаний штатных датчиков двигателя.

двигатель, управление, температура газа, регрессия, численный эксперимент, статистическая информация, неизмеряемый параметр, датчик, ошибка измерений и вычислений

Введение

Для максимального использования заложенных в конструкцию двигателя потенциальных возможностей по обеспечению высоких тягово-экономических показателей, ресурса, надежности и других эксплуатационных характеристик на ФГУП ММП «Салют» при модернизации турбореактивных двухвальных двигателей с форсажной камерой сгорания разрабатываются полнофункциональные цифровые системы управления, реализующие более сложные по сравнению с существующими перспективные алгоритмы управления и диагностики.

В новых алгоритмах используются такие параметры двигателя, как $T^*_{г}$, G_B , $\alpha_{фкс}$, адиабатические КПД узлов и другие, измерение которых в настоящее время невозможно.

В ОАКБ «Темп» ФГУП ММП «Салют» разработана методика получения алгоритмов управления двигателем, основанная на использовании в реальном масштабе времени показаний штатных датчиков двигателя для вычисления на борту летательного аппарата основных эксплуатационных характеристик двигателя с помощью электронных цифровых регуляторов.

Разработанные алгоритмы позволяют осуществлять оптимальное управление двигателем по выбранной функции цели с учетом изменения характеристик узлов при выработке ресурса в процессе эксплуатации

1. Формулирование проблемы

Основными параметрами рабочего процесса современного авиационного газотурбинного двигателя, определяющими его высотно-скоростные характеристики и конструктивный облик, являются: степень сжатия воздуха в вентиляторе ($\pi^*_{во}$), суммарная степень сжатия воздуха в двигателе ($\pi^*_{к\sum}$), температура газа в камере сгорания ($T^*_{сo}$) и степень двухконтурности (m). В работах известных ученых Шляхтенко С.М., Сосунова В.А., Нечаева Ю.С. и др. [1, 2] указывается что, температура газовой среды (продуктов сгорания топлива) на входе в турбину является одной из основных характеристик газотурбинного двигателя (ГТД), определяющих его тягу R . Так, увеличение температуры газа на входе в турбину на 1% приводит к увеличению тяги на 1,5 – 2%. Этим объясняется стремление к повышению температуры продуктов сгорания топлива в двига-

теле. Основным ограничением повышения температуры газовой среды в ГТД является (при рабочих температурах выше 1200 – 1300 К) ухудшение механических свойств материалов лопаток турбины, что приводит к резкому уменьшению длительной прочности лопаток, а, следовательно, и к уменьшению ресурса двигателя.

Из теории авиационных ГТД известно [1, 2], что при неизменных внешних условиях тяга и экономичность двигателя определяются величинами повышения давления и подогрева рабочего тела в нем, которые для двигателя с форсажной камерой сгорания вполне характеризуются тремя параметрами: степенью сжатия воздуха в компрессоре π_k^* , температурой газа перед турбиной высокого давления $T_{Г}^*$ и температурой газа в форсажной камере сгорания $T_{фк}^*$. Для двигателя без форсажной камеры сгорания остаются первые два параметра, которые позволяют также судить о механических и тепловых нагрузках на конструкцию двигателя, и которые могут быть использованы для решения одной из задач регулирования: сохранения устойчивости рабочих процессов и прочности конструкции двигателя путем предупреждения появления недопустимых механических и тепловых нагрузок на его элементы во время установившихся и переходных режимов работы.

На практике регулирование ГТД обычно осуществляется по параметрам, косвенно характеризующим π_k^* , $T_{Г}^*$, $T_{фк}^*$, что вызвано сложностью измерения последних. К числу таких косвенных параметров относятся: частоты вращения роторов n (для характеристики π_k^*), температуры газа за турбиной T_T^* и температура лопаток турбины T_l (вместо температуры $T_{Г}^*$), комплекс параметров $\frac{G_{ТФ}}{P_k^*}$ (вместо коэффициента суммарного избытка воздуха α_{Σ} и $T_{фк}^*$) и ряд других.

В работе [4] указывается, что превышение температуры лопатки на некоторых режимах на 5С

выше нормы может привести к уменьшению ресурса работы на 10%.

При этом одним из важных требований, предъявляемых к характеристикам управления ГТД [1, 2], является высокая точность поддержания заданной температуры газа $T_{Г}^*$ на установившихся и переходных режимах работы, так как качество регулирования на режимах, предельных по температуре газа, является определяющим при получении заданных рабочих характеристик и ресурса двигателя. Ожидаемые погрешности регулирования температуры газа на установившихся режимах не должны превышать в перспективе 5...7 град, а на переходных режимах допустимая величина «заброса» температуры должна составлять 30 – 50 град за время не более 0,5 – 1 с. При этом скорость изменения температуры газа на переходных режимах может достигать 500 град/с.

На ФГУП «ММП «Салют» по результатам экспериментальных работ, летных испытаний накоплен большой статистический материал, иллюстрирующий разброс параметра $T_{Г}^*$ при управлении двигателем по температуре газа за турбиной по программе $T_m = f(T_{ax})$ (при ухудшении характеристик узлов двигателя в процессе эксплуатации): при незначительном разбросе температуры газа за турбиной $\Delta T_T = \sim 5$ град, (рис. 1), зависящем от настроек двигателей, разброс температуры газа перед турбиной составляет $\Delta T_{Г} = \sim 50...60$ град (рис. 2), что с учетом вышеизложенного может повлечь разброс по тяге до $\Delta R = \sim 6\%$.

Таким образом, для оптимального управления двигателем, с учетом ухудшения характеристик его узлов в процессе эксплуатации, целесообразно использовать такой важный параметр как $T_{Г}^*$. При этом необходимо точно знать текущее значение этого параметра. Но параметр $T_{Г}^*$ в настоящее время не измеряется в процессе работы ГТД. Возникает задача по разработке методики определения неизмеряемого параметра $T_{Г}^*$ по штатным замерам других параметров двигателя с целью формирования в

электронном регуляторе алгоритма управления двигателем в процессе полета.

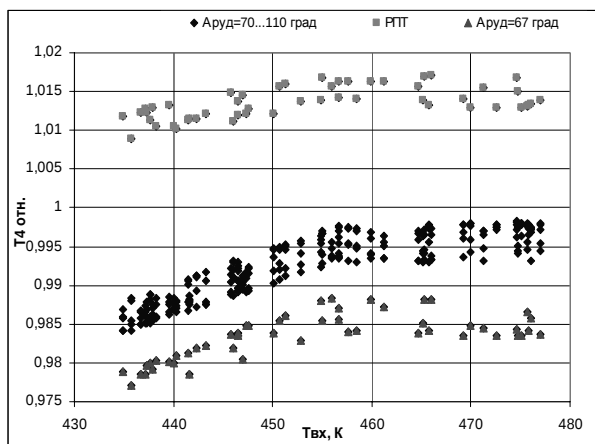


Рис. 1. Программы управления двигателем $T_4 = f(T_{вх})$, разброс связан с настройкой САУ

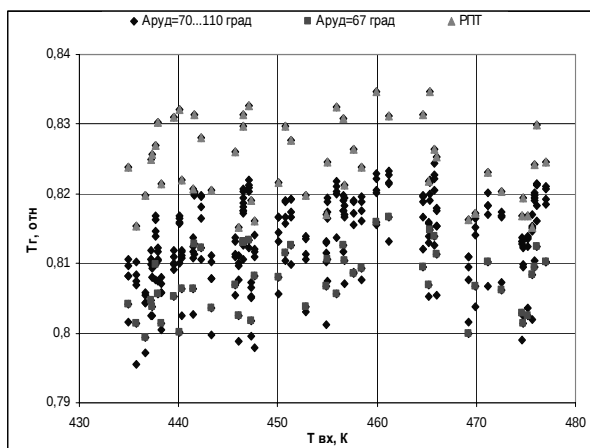


Рис. 2. Разброс температуры $T^*_{г} = f(T_{вх})$ на двигателях при выработке ресурса

2. Решение проблемы

На ФГУП «ММП «Салют» разработана с использованием регрессионного анализа методика определения не измеряемых параметров двигателя $T^*_{г}$, G_B , $\alpha_{фкс}$ по показаниям штатных датчиков.

Работа по построению регрессионной модели определения температуры газа перед турбиной по замерам штатных датчиков проводилась по следующим этапам:

- отбор параметров влияния на двигатель, изменение которых в процессе эксплуатации влияет на основные показатели двигателя и ресурс;
- формирование матрицы планирования эксперимента;

– создание идентифицированной математической модели «двигатель + САУ»;

– выбор вида опорной (целевой) функции – функции определения $T^*_{г}$;

– генерация статистической информации на основе численного эксперимента;

– формирование и оптимизация регрессионной зависимости для опорной функции;

– оценка прогнозирующих свойств регрессионной модели определения $T^*_{г}$.

Получение точной модели определения целевой функции (в нашем случае $T^*_{г}$) с использованием экспериментальных данных предполагает проведение широкомасштабных испытаний на реальном объекте, что при ограниченных сроках исследования и минимизации финансовых затрат не представляется возможным. Для генерации статистической информации на основе матрицы планирования вместо натурного эксперимента был проведен численный эксперимент на ЭВМ с использованием поэлементной динамической математической модели объекта, идентифицированной с реальным двигателем, прошедшим государственные испытания.

2.1. Отбор параметров влияния на состояние двигателя. Формирование матрицы планирования эксперимента. Предварительно были рассмотрены различные параметры двигателя и их влияние на его состояние среди которых на основании экспертных оценок были выявлены 20 основных параметров и определены диапазоны их изменения (табл. 1).

Основной задачей [4] при генерации массива статистических данных являлась минимизация затрат при получении максимальной информации, что было достигнуто использованием теории планирования эксперимента.

Формирование матрицы планирования включает в себя:

- 1) трансформирование многофакторного пространства в единичную гиперсферу путем нормирования переменных:

Таблица 1

Параметры влияния на состояние двигателя и диапазоны их изменения

№	Обозначение параметра	Параметры влияния	max отклонение	min отклонение
1	T_{BX}	Отклонение внешних условий от МСА	+10°	-10°
2	P_{BX}		+5%	-5%
3	η_{MEH}	Изменения мех. КПД	+1%	-1%
...	...	...	...	...
19	$\Delta\eta_{mвд}$	Отклонения характеристик ТВД	+0,01%	-0,03%
20	$\Delta G_{mвд}$		+3%	-3%

– нормированное значение переменной $\tilde{\chi}_{ij}$ определяется по формуле:

$$-1 \leq \tilde{\chi}_{ij} = \frac{X_{ij} - X_{cpi}}{\Delta X_i} \leq 1;$$

– обратный пересчет в натуральную форму производится как:

$$X_{ij} = \tilde{\chi}_{ij} \cdot \Delta X_i + X_{cpi},$$

где $X_{cpi} = \frac{X_{\max i} + X_{\min i}}{2}$ – центр эксперимента;

$\Delta X_i = \frac{X_{\max i} - X_{\min i}}{2}$ – диапазон варьирования от максимального $X_{\max i}$ до минимального значения $X_{\min i}$ переменной;

2) случайную выборку значения параметра из диапазона варьирования с выполнением условия:

$$P(-1 \leq \tilde{\chi} \leq 1) = \text{const};$$

3) ортонормирование вектора состояния двигателя, включающее в себя:

а) приравнивание нулю скалярного произведения векторов:

$$(\tilde{\chi}_l \cdot \tilde{\chi}_r) = 0;$$

б) полную ортогонализацию плана эксперимента по рекуррентным формулам Грама-Шмидта:

$$\tilde{\tilde{X}}_1 = X_1; \tilde{\tilde{X}}_i = X_i - \sum (\tilde{\chi}_k \cdot X_i) \cdot \tilde{\tilde{\chi}}_k;$$

$$\tilde{\chi}_{ij} = \frac{\tilde{\tilde{\chi}}_i}{\|\tilde{\tilde{\chi}}_i\|},$$

где X_i – исходный вектор;

$\tilde{\tilde{X}}_i$ – ортогональный вектор;

$\tilde{\tilde{\chi}}_i$ – ортонормированный вектор.

В нашем случае составленная матрица планирования эксперимента представляет собой числовой массив размером [50 x 20]. Комплекс параметров каждой строки этой матрицы можно рассматривать как ухудшения некоего двигателя. Таким образом, мы получили парк из 50 виртуальных двигателей одного типа для проведения численного эксперимента на ЭВМ по выявлению влияния параметров ухудшения на изменения характеристик двигателя.

2.2. Основные сведения о математической модели. Математическая модель представляет собой систему нелинейных алгебраических и дифференциальных уравнений в обыкновенных производных с переменными коэффициентами.

Решение дифференциальных уравнений производится численным интегрированием по явной схеме методом Эйлера. Для обеспечения устойчивости численного решения был принят шаг интегрирования $\Delta t = 0,0002$ с.

В модели учтены следующие динамические факторы: инерция вращающихся масс роторов газогенератора; сжимаемость газа в емкостях основной и форсажной камер сгорания, во втором контуре и межтурбинном пространстве; накопление тепловой энергии в массе газа в камерах сгорания; отбор воздуха из компрессора на охлаждение турбин; уча-

ствие части охлаждающего воздуха в работе турбин – охлаждение воздуха, направляемого на охлаждение турбины в теплообменнике второго контура; полнота сгорания топлива; изменение показателя адиабаты удельной теплоемкости и теплосодержания воздуха и газа по тракту газогенератора; механические коэффициенты полезного действия роторов; гидравлические потери полного давления по тракту.

Характеристики компрессоров низкого и высокого давлений задаются в табличной форме в виде стандартных функций приведенного расхода воздуха и адиабатического коэффициента полезного действия в зависимости от приведенной частоты вращения ротора, степени сжатия воздуха и положения лопаток входного или направляющих аппаратов:

$$G_{np} = f(n_{кпр}, \varphi_{на}, \pi_k);$$

$$\eta_k = f(n_{кпр}, \varphi_{на}, \pi_k).$$

Характеристики турбин высокого и низкого давлений задаются таблично в виде функций коэффициента приведенного расхода газа и адиабатического коэффициента полезного действия в зависимости от приведенной частоты вращения ротора и степени расширения газа:

$$A = f(n_{мпр}, \pi_T); \quad \eta_T = f(n_T, \pi_T).$$

Модель включает в себя также модели агрегатов гидромеханической и электронной частей САУ, в которых реализован весь комплекс программ управления рассматриваемого двигателя: «двигатель + САУ».

Была проведена идентификация математической модели «двигатель + САУ» с реальным двигателем, прошедшим государственные испытания, на установившихся режимах (рис. 3) и на переходных режимах работы двигателя при сбросе (рис. 4) и приемистости (рис. 5).

2.3 Генерация статистической информации. Для генерации статистической информации, предназначенной для получения регрессионных модели определения T_G , были рассчитаны параметры рабочих процессов для 51 виртуального двигателя в 16-ти высотно-скоростных условиях эксплуатации на высотах от $H = 0$ до $H_{\max}$ при скоростях полета от

$M = 0$ до $M_{\max}$ на дроссельных и форсажных режимах при изменении положения рычага управления двигателем от малого газа до полного форсажа. Общее количество расчетных опытов составило 14154 штук.

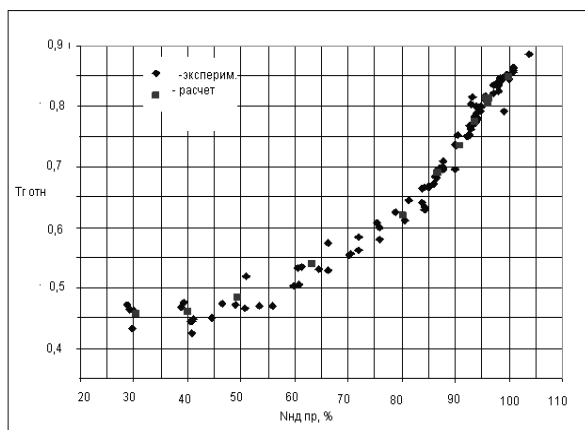


Рис. 3. Результаты идентификации двигателя по T_G на установившихся режимах

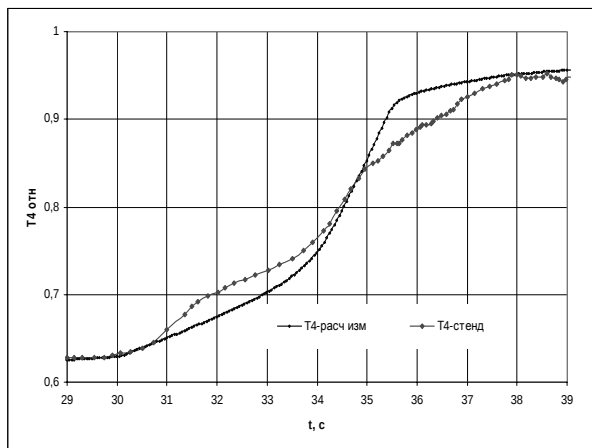


Рис. 4. Идентификация двигателя по T_4 на переходном режиме частичной приемистости

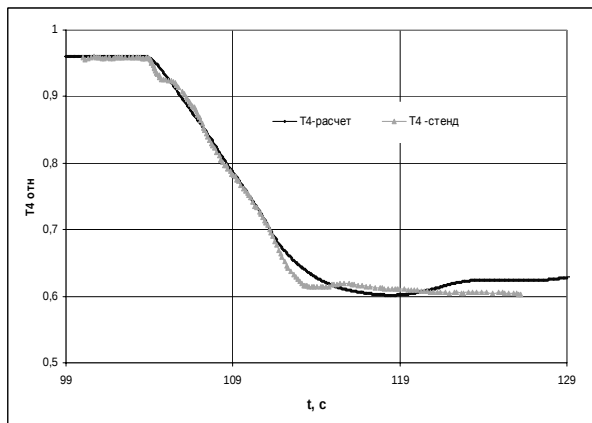


Рис. 5. Идентификация двигателя по T_4 на переходном режиме сброса

Для генерации статистической информации, предназначенной для оценки прогнозирующих свойств регрессионных зависимостей с помощью математической модели дополнительно были рассчитаны 2856 режимов в 4 высотно-скоростных условиях эксплуатации.

В дальнейшем этот числовой материал используется для построения регрессионной модели определения температуры газа перед турбиной по показани-

ям штатных датчиков: условно числовой материал делится на обучающий, на основании которого определяют коэффициенты регрессионной зависимости, и экзаменационный, с помощью которого проверяют прогнозирующие свойства регрессионной модели.

В табл. 2 представлен общий вид обучающего и прогнозирующего массивов.

Таблица 2

Генерация статистической информации для построения регрессионной модели и оценки ее прогнозирующих свойств

Опыты	Аргументы (измеряемые параметры)							Расчетные параметры				
	X_1	X_2	X_3		X_4		X_n	$T_{Г}$	$\alpha_{физ}$	η		Y_i
Числовой материал для расчета регрессии												
1												
2												
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
141501												
Числовой материал для оценки прогнозирующих свойств регрессии												
1												
2												
...												
2856												

2.4. Выбор функции отклика и построение регрессионной модели для температуры газа. Будем рассматривать в качестве искомой функции температуру газа перед турбиной, в качестве аргументов – показания штатных датчиков, т. е. в общем случае:

$$T_{Г} = f(X_1, X_2, X_3, \dots, X_i),$$

где X_i – аргументы, т.е. сигналы от штатных датчиков двигателя.

Был выбран следующий вид опорной (целевой) функции для определения $T_{Г}$ по штатно измеряемым параметрам:

$$T_{Гj} = c_{0j} \cdot \prod_{i=1}^i X_i^{a_{ji}},$$

где $T_{Гj}$ – температура газа перед турбиной;

c_{0j} – постоянный коэффициент;

a_{ji} – показатель степени i -го аргумента для j -ой функции.

Такой вид целевой функции выбран не случайно: многие процессы в двигателе описываются уравнениями, представляющими из себя произведения степеней компонент векторов параметров (уравнения расходов газа, степеней сжатия и расширения и др.).

Коэффициенты регрессионной модели определялись с использованием обучающего массива по известному методу наименьших квадратов. Первоначальная регрессионная модель содержала 15 измеряемых параметров, но для использования таких громоздких моделей в бортовом электронном регу-

ляторе требуется большое количество датчиков на двигателе.

Из теории планирования эксперимента известно, что величина ошибки определения косвенного параметра по показаниям штатных замеров возрастает с ростом количества датчиков и средств измерения.

В связи с этим решалась задача минимизации регрессионной модели с целью получения допустимых ошибок измерений и аппроксимации при управлении двигателем по косвенным параметрам.

При этом анализировались весовые коэффициенты каждого аргумента (рис. 6).

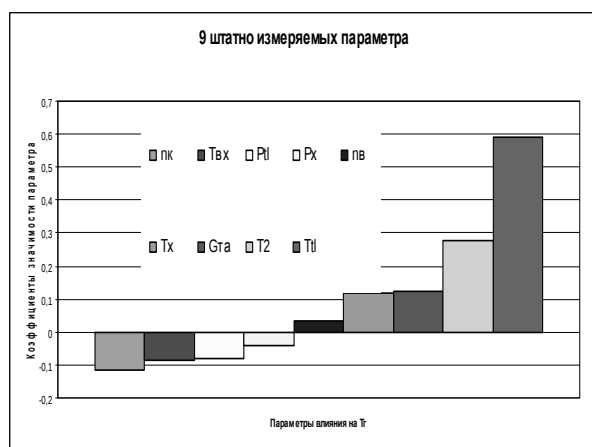


Рис. 6. Весовые коэффициенты аргументов регрессионной модели

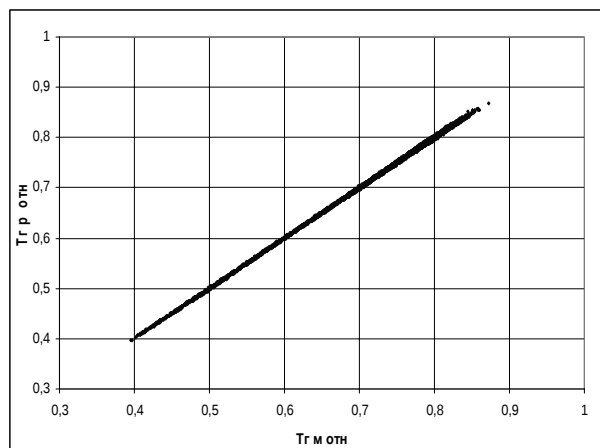


Рис. 7. Сравнение результатов расчета T_g по регрессионной и математической моделям для 10926 опытов

Аргументы, весовые коэффициенты которых были ниже некоторого условного уровня, отбрасывались. На следующем уровне селекции проводили формирование новой регрессионной модели с ос-

тавшимися аргументами и т.д. На каждом этапе селекции модели анализировали ошибки определения $T_{гp}^*$ по регрессионной модели и по полной математической модели $T_{гм}^*$ во всем высотно-скоростном диапазоне эксплуатации двигателя (рис. 7).

На рис. 8 представлены диаграммы распределения ошибки аппроксимации по трем регрессионным моделям: для 15, 13 и 9 аргументов, соответственно. При доверительной вероятности $p = 0,95$ ошибка аппроксимации составляет ± 5 град.

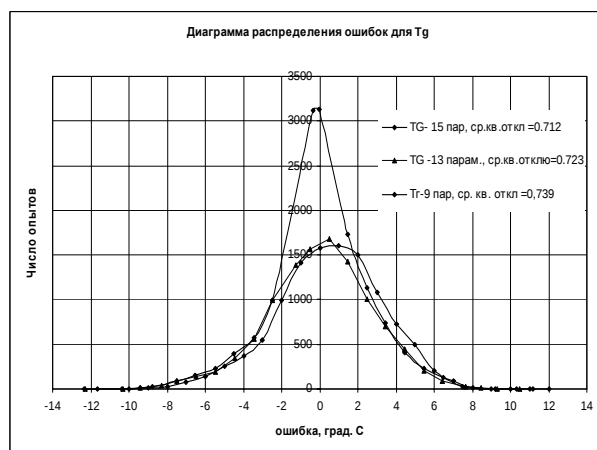


Рис. 8. Диаграмма распределения ошибок аппроксимации различных регрессионных моделей определения T_g

Выбранная на данном этапе работ регрессионная модель определения $T_{гp}^*$ имеет следующий вид:

$$\bar{T}_g = \exp^{B_0} \cdot \left(\frac{\bar{T}_x^{B_1} \cdot \bar{T}_2^{B_2} \cdot \bar{T}_{тл}^{B_3} \cdot \bar{n}_B^{B_4} \cdot \bar{G}_{тo}^{B_5}}{\bar{P}_x^{B_6} \cdot \bar{T}_{вх}^{B_7} \cdot \bar{P}_{тл}^{B_8} \cdot \bar{n}_K^{B_9}} \right),$$

где $T_{вх}$ – относительная температура воздуха на входе в двигатель; $\bar{T}_x$ – относительная температура воздуха перед компрессором; $\bar{T}_2$ – относительная температура воздуха за компрессором; $\bar{T}_{тл}$ – относительная температура за турбиной; $\bar{P}_x$ – относительное давление перед компрессором; $\bar{P}_{тл}$ – относительное давление за турбиной; $\bar{G}_{тo}$ – относительный расход топлива через основную камеру сгорания; $\bar{n}_B, \bar{n}_K$ – относительные частоты вращения вентилятора и компрессора.

Суммарная относительная погрешность определения параметра T_g по регрессионной модели включает в себя:

- ошибку измерения штатных параметров, входящих в модель;
- ошибку аппроксимации (вычисления по регрессионной модели).

$$\Delta \bar{T}_{Гсум}^2 = \Delta \bar{T}_{Гизм}^2 + \Delta \bar{T}_{Гвычисл}^2;$$

$$\Delta \bar{T}_{Гизм}^2 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\bar{T}_Г}{\bar{X}_i} \cdot a_{ij} \cdot \Delta \bar{X}_i \right)^2,$$

где $\Delta \bar{X}_i$ – относительная ошибка измерения параметра X_i -го датчика, вычисляется как:

$$\Delta \bar{X}_i = \frac{\Delta X_i}{X_{i0}}.$$

Ошибка измерения $T_Г$ по показаниям используемых на рассматриваемом двигателе датчиков при современной точности измерений составляет

$$\Delta T_{Гизм} = \pm 6,06^\circ.$$

Были рассчитаны показатели точности вычисления по регрессионной модели для $T_Г$. При этом:

- среднеквадратичная ошибка составляет

$$\sigma = 3,6978 \text{ град};$$

- индекс корреляции приближается к единице

$$\rho = 0,99987;$$

– критерий Фишера по информативной способности регрессионной модели очень высокий и составляет

$$F_{\text{и}} = 41377041,43;$$

- математическое ожидание

$$m = 0,04487 \text{ град}.$$

Суммарная среднеквадратичная ошибка получения среднемассовой температуры газа по регрессионной модели составляет $\Delta T_{Грег} = \pm 6,6$ град при доверительной вероятности $p = 0,95$.

На основании полученной выше регрессионной модели определения среднемассовой температуры газов в камере сгорания перед турбиной по показаниям комплекса датчиков, установленных на двигателе, проведен синтез регулятора управления расходом топлива в основную камеру сгорания двигателя.

Результаты расчета показали, что во всех высотно-скоростных условиях эксплуатации с учетом изменения характеристик двигателя в процессе выра-

ботки ресурса обеспечивается поддержание заданного значения $T_Г$ с погрешностью $\Delta T_Г$ на статических режимах, не превышающей $\pm 5^\circ\text{C}$. Динамическая ошибка на режиме приемистости не превышает 50°C , кратковременно, в течение 0,5 с.

Заключение

Представлен краткий анализ влияния уровня температуры газа перед турбиной ГТД на тягово-экономические показатели двигателя.

Показана целесообразность управления двигателем по косвенному параметру по программе $T_Г^* = f(T_{\text{ex}})$.

Разработана методика построения регрессионной модели определения параметра $T_Г^*$, основанная на использовании в реальном масштабе времени показаний штатных датчиков двигателя для вычисления на борту летательного аппарата текущего фактического значения $T_Г^*$ с помощью электронного цифрового регулятора.

Литература

1. Теория и расчет воздушно-реактивных двигателей / Под ред. д.т.н. профессора С.М. Шляхтенко. – М.: Машиностроение, 1987. – 568 с.
2. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. – М., Машиностроение, 1978. – Ч. 1. – 312 с. – Ч. 2. – 367 с.
3. Khan M.A., Allemand C., Eagar T.W. Non-contact temperature measurement. *Review of Scientific Instruments*. – 1991. – V. 62, № 2. – Н 392-409.
4. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский А.А. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М.: Наука, 1976. – 360 с.

Поступила в печать 21.05.2008

Рецензент: д-р тех. наук Г.В. Добрянский, ФГУП ММП «Салют» Москва, Россия.

УДК 621.5

В.М. СУХАНОВ, В.М. ГЛУМОВ*Институт проблем управления им. В.А.Трапезникова, РАН, Москва, Россия***РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ОПЕРАТИВНОГО КОНТРОЛЯ ПОДШИПНИКОВЫХ
ОПОР И РЕДУКТОРНОЙ СВЯЗИ ДВУХВАЛЬНОЙ ТРАНСМИССИИ
ТУРБОКОМПРЕССОРА С ПОМОЩЬЮ ДВУХ ДАТЧИКОВ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ**

Сформирована математическая модель двухвальной трансмиссии турбокомпрессорного агрегата с учетом радиально-угловых и условно крутильных колебаний системы двух связанных редукторной передачи жестких валов. Определены структурные модели выходных сигналов двух датчиков частоты вращения (ДЧВ), установленных на противоположных концах системы валов. Даны приближенные уравнения связи некоторых показателей технического состояния подшипниковых опор вала и зазоров редукторного зацепления с параметрами периодической функции, полученной на основе фильтрации и сравнительной обработки сигналов двух упомянутых датчиков. Приведен пример моделирования процесса оценивания величины зазора в шестеренчатой передаче редуктора трансмиссии ГТУ.

турбокомпрессор, редуктор, математическая модель, датчик частоты вращения, измерения, обработка сигналов

Введение

Многокомпонентные силовые агрегаты движущихся объектов, турбокомпрессорные установки нефтеперекачивающих станций и т.п. как правило включают в себя силовые трансмиссии, характеризующиеся повышенными динамическими нагрузками и сопровождающимися их вибрациями, связанными с эксцентриситетом вращающихся масс и с люфтовыми зазорами из-за износа подшипниковых пар, износа поверхностей сопряженных зубчатых пар устройств редукторной связи. Эти развивающиеся во времени дефекты следует рассматривать как возможную причину возникновения аварийной ситуации в процессе функционирования агрегата, в результате которой, например, может произойти катастрофическая утечка нефтепродуктов. Таким образом, понятна актуальность проблемы организации контроля текущего технического состояния подшипниковых опор и ряда жизненно важных параметров других элементов и узлов трансмиссий, обеспечивающих безопасность функционирования энергосиловых агрегатов в целом.

В работе [1] рассмотрена задача стендовой диагностики состояния подшипников трансмиссии на

основе вибрационных методов поиска и распознавания динамических признаков соответствия информационной характеристики проверяемого объекта требуемому показателю качества. Недостатком такого подхода является необходимость остановки агрегата для проведения проверочных испытаний на стенде. В [2] предложен способ оперативного контроля технического состояния подшипниковых опор валов силовых агрегатов на основе использования "шумовой" компоненты штатного датчика частоты вращения вала, позволяющий оценивать в реальном времени степень изношенности пары вращения без использования дополнительного оборудования для измерения вибраций вала.

В настоящей работе предложенный в [2] подход модифицируется и применяется далее не только для контроля технического состояния подшипников, но и для контроля изменяющейся в процессе износа величины зазора в зубчатых зацеплениях редуктора.

1. Математическая модель двухвальной трансмиссии с редукторной связью

На рис. 1 схематически представлена механическая структура двухвальной трансмиссии с редук-

торной передачей вращения (P) от турбины (m_1, J_1) к компрессору (m_2, J_2). На рисунке обозначены

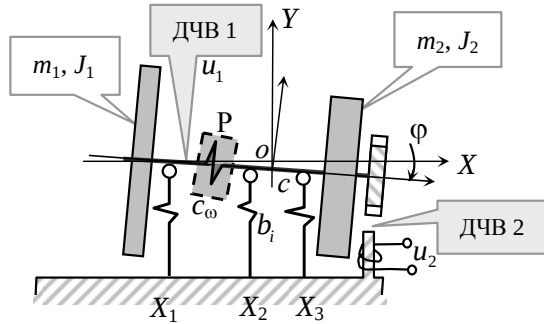


Рис. 1. Конфигурация двухвальной трансмиссии ГТУ с редуктором (P) и двумя ДЧВ.

X_1, X_2, X_3, X_c — координаты размещения опор вала и центра масс c системы. Учитывается податливость масляной пленки в зазорах подшипниковых опор ($b_i, i = 1, 2, 3$) и в зазорах зубчатой пары редуктора (c_ω), допускающая упругие радиально-угловые и условно крутильные колебания вала с амплитудами, не превышающими размера зазоров. Под условно крутильными понимаются колебания относительно "скручивания" (осевого сдвига) жестких валов турбины и компрессора из-за упругости c_ω редукторной связи. Наличие указанных степеней подвижности рассматриваемой механической системы обуславливает необходимость введения следующей группы обобщенных координат:

α_1 — угол осевого вращения вала турбины, φ — поворот оси вала относительно оси cZ , перпендикулярной к плоскости опорной системы координат cYX ,

y_c — радиальное смещение центра масс механической системы вдоль оси cY . Дополнительной координатой является угол осевого вращения вала компрессора $\alpha_2 = i_P \alpha_1$, i_P — коэффициент редукции.

Кинетическая энергия трансмиссии при наличии указанных степеней свободы равна

$$T = \frac{1}{2} (J_1^X \dot{\alpha}_1^2 + J_2^X \dot{\alpha}_2^2 + J_\Sigma^Z \dot{\varphi}^2 + m_\Sigma \dot{y}_c^2), \quad (1)$$

где $\dot{\alpha}_1$ — угловая скорость вращения вала турбины;

m_Σ, J_Σ^Z — суммарная масса и главный момент инерции турбокомпрессора относительно оси cZ ; J_1^X, J_2^X — осевые моменты инерции турбины и компрессора.

Потенциальную энергию системы, определяемую упругим сжатием масляной пленки в зазорах шестеренчатого зацепления редуктора и в зазорах подшипниковых опор, запишем в виде

$$\Pi = \frac{1}{2} [c_\omega \delta_\alpha^2 + \sum_{i=1}^3 b_i y_i^2], \quad (2)$$

где $\delta_\alpha = (\alpha_2 - i_P \alpha_1)$ — относительное "скручивание" валов из-за зазоров в зубчатом зацеплении $y_i = y_c + X_i \varphi$, $i = \overline{1, 3}$ — радиальные смещения вала в пространстве зазоров i -х подшипниковых опор относительно его "невозмущенного" состояния.

Используя выражения (2), (3) и известный формализм Лагранжа, получим уравнения динамики рассматриваемого объекта в следующем виде:

$$\begin{aligned} J_1^X \ddot{\alpha}_1 - i_P c_\omega \delta_\alpha &= M_T; \\ J_2^X \ddot{\alpha}_2 + c_\omega \delta_\alpha &= -M_K; \\ J_\Sigma^Z \ddot{\varphi} + \left(\sum_{i=1}^3 b_i X_i^2 \right) \varphi + \left(\sum_{i=1}^3 b_i X_i \right) y_c &= 0; \\ m_\Sigma \ddot{y}_c + \left(\sum_{i=1}^3 b_i X_i \right) \varphi + \left(\sum_{i=1}^3 b_i \right) y_c &= -m_\Sigma g. \end{aligned} \quad (4)$$

где M_T — приложенный к турбине движущий момент; M_K — момент нагрузки со стороны компрессора; g — ускорение силы тяжести.

Из (4) видно, что для принятой модели механической системы (рис. 1) математическая модель объекта распадается на две независимые подсистемы: уравнения вращения ГТД с наложенными крутильными колебаниями из-за упругости масляной пленки в зазорах шестеренчатого зацепления редуктора (первые два уравнения) и уравнения упругих радиально-угловых колебаний вала в пространстве масляных зазоров подшипниковых опор (вторые два уравнения в системе (4)).

2. Модель сигналов информационной системы

Пусть для получения информации о состоянии объекта используются только два штатных датчика частоты вращения (ДЧВ) индукционного типа [3], размещенные так (рис. 1), что один из них (ДЧВ-1) измеряет частоту вращения турбины $\omega_1 = \dot{\alpha}_1$, а второй (ДЧВ-2) – частоту вращения компрессора $\omega_2 = \dot{\alpha}_2 = i_P \dot{\alpha}_1$. В [2] показано, что радиально-угловые колебания вала приводят к периодическому искажению геометрии воздушного зазора в магнитопроводе датчика, в результате чего идеальный выходной сигнал ДЧВ $\bar{u}_i(\omega_i) = U_i(\omega_i) \sin(z_i \omega_i t + \psi_i)$, $i = 1, 2$ превращается в модулированный (при $\omega_i = \text{const}$) сигнал вида:

$$u_{\omega}(t) = k_B v_{\delta}(y_c, \varphi) U(\omega) \sin(z \omega t + \psi), \quad (5)$$

где k_B – коэффициент связи изменения геометрического объема зазора с величиной его магнитной проводимости; $v_{\delta}(y_c, \varphi)$ – переменный объем

воздушного зазора такой, что

$$v_{\delta}(y_c, \varphi) = v_{\delta 0} + s_{\delta} [y_c(t) + X_D \varphi(t)], \quad (6)$$

где $v_{\delta 0}$ – номинальный объем индукционного зазора (при отсутствии смещений вала); s_{δ} – площадь полюсного наконечника; X_D – координата места установки ДЧВ.

Входящие в (5) и (6) обобщенные координаты $\varphi(t)$ и $y_c(t)$ являются решениями двух последних уравнений системы (4), которые могут быть записаны в виде суммы двух главных колебаний с частотами Ω_1 и Ω_2 , определяемыми из "уравнения частот" в виде:

$$\begin{aligned} \varphi(t) = & C_1 \left[\left(\sum_{i=1}^3 b_i \right) - m_{\Sigma} \Omega_1^2 \right] \sin(\Omega_1 t + \phi_1) + \\ & + C_2 \left[\left(\sum_{i=1}^3 b_i \right) - m_{\Sigma} \Omega_2^2 \right] \sin(\Omega_2 t + \phi_2); \end{aligned} \quad (7)$$

$$y_c(t) = \left(\sum_{i=1}^3 b_i X_i \right) [C_1 \sin(\Omega_1 t + \phi_1) + C_2 \sin(\Omega_2 t + \phi_2)],$$

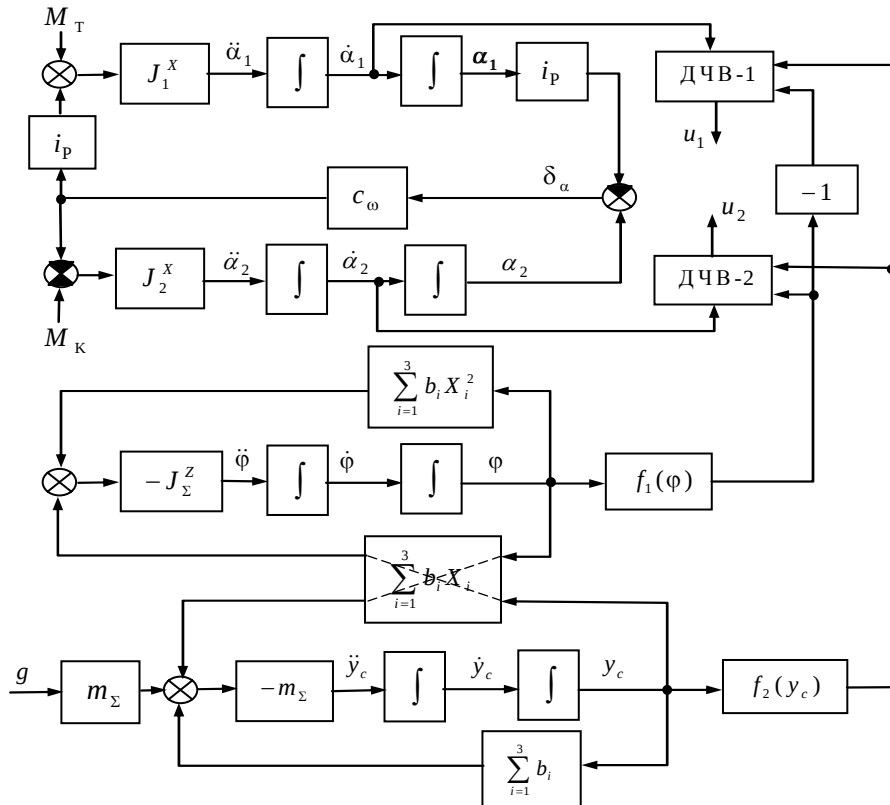


Рис. 2. Структурная схема динамики механической части турбокомпрессора

где $C_i, \phi_i, i = 1, 2$ – произвольные постоянные, зависящие от начальных условий.

Подстановка выражений (7) в (6) дает

$$v_\delta(t) = v_{\delta 0} + s_\delta \{ [A_1 \sin(\Omega_1 t + \phi_1) + A_2 \sin(\Omega_2 t + \phi_2)] \}, \quad (8)$$

где

$$A_j = C_j \left[\sum_{i=1}^3 b_i (X_D - X_i) - X_D m_\Sigma \Omega_j^2 \right], \quad j = 1, 2. \quad (9)$$

Вытекающая из (8) периодичность изменения объема воздушного зазора $v_\delta(t)$ приводит к периодическому изменению величины магнитной индукции, что напрямую влияет на амплитуду ЭДС, наводимой в обмотке статорного полюса. Это приводит к модуляции невозмущенного сигнала ДЧВ $\bar{u}_i(\omega_i)$ двухчастотной (Ω_1, Ω_2) огибающей (8).

На рис. 2 представлена структурная схема, соответствующая модели (4) механической части ГТУ, замкнутой на информационную систему измерения частот вращения турбины (ДЧВ-1) и компрессора (ДЧВ-2).

3. Алгоритм оперативного оценивания величины зазоров в подшипниковых опорах вала

Как показано в [2] значения частот Ω_1 и Ω_2 модулирующего сигнала зависят от величины масляных зазоров подшипниковых опор. Действительно с ростом зазора увеличивается толщина пленки, что ведет к уменьшению ее жесткости ($b_i = ESh_i^{-1}$, где E, S – вязкость масла и площадь контакта) и, как следствие, к снижению величины частот Ω_1, Ω_2 радиальных колебаний вала.

При оценивании частот Ω_1, Ω_2 предполагается, что $\Omega_1, \Omega_2 \ll \omega_1$ и что известные в настоящее время методы демодуляции [5] позволяют выделить переменную составляющую низкочастотной огибающей (8) выходного сигнала ДЧВ-1 (или ДЧВ-2) в следующем виде:

$$\begin{aligned} \tilde{u}_v(t) &= \tilde{u}_{v1}(t) + \tilde{u}_{v2}(t) = \\ &= A_1 \sin(\Omega_1 t + \phi_1) + A_2 \sin(\Omega_2 t + \phi_2), \end{aligned} \quad (10)$$

где $A_i = A_i(t), \Omega_i = \Omega_i(t), i = 1, 2$ – медленно изменяющиеся во времени (по мере деградации параметра b_i) функции, значения которых на ограниченных интервалах времени могут быть определены по формулам (9) в предположении, что начальные значения параметров b_i на этих интервалах известны.

Не представляет заметной сложности [2] и решение задачи предварительного разделения сигнала (8) с помощью двух полосовых фильтров Φ_1 и Φ_2 на две компоненты $\tilde{u}_{v1}(t) = A_1 \sin(\Omega_1 t + \phi_1)$ и $\tilde{u}_{v2}(t) = A_2 \sin(\Omega_2 t + \phi_2)$. Полоса пропускания каждого из фильтров определяется из условия отсутствия пересечения полос при максимально возможном диапазоне пропускаемых частот. При этом для фильтра низкой частоты Φ_1 левая и правая границы полосы пропускания определяются значениями $0 < \Omega_{11} \leq 0,5(3\Omega_1 - \Omega_2), \Omega_{12} = 0,5(\Omega_1 + \Omega_2)$ соответственно. Для фильтра Φ_2 соответствующие характеристики принимают значения: $\Omega_{21} = \Omega_{12}, \Omega_{22} = 0,5(3\Omega_2 - \Omega_1)$. Начальные значения собственных частот Ω_1, Ω_2 могут быть определены заранее на основании решения частотного уравнения системы (4)

$$\begin{vmatrix} J_\Sigma^Z \Omega^2 + \sum_{i=1}^3 b_i X_i^2 & \sum_{i=1}^3 b_i X_i \\ \sum_{i=1}^3 b_i X_i & m_\Sigma \Omega^2 + \sum_{i=1}^3 b_i \end{vmatrix} = 0, \Rightarrow b_i = b_i(\Omega_1, \Omega_2). \quad (11)$$

Найденные решения позволяют вычислять также отклонения $\Delta\Omega_{1,2}(t) = \Omega_{1,2}^0 - \Omega_{1,2}(t)$ от номинальных значений частот $\Omega_{1,2}^0$ неизношенной трансмиссии и, таким образом, могут быть использованы для диагностики изменяющейся величины зазора в подшипниковых опорах по формулам

$$h_i(t) = ESh_i^{-1}(\Omega_1, \Omega_2). \quad (12)$$

4. Алгоритм оперативного оценивания величины зазоров в шестеренчатом зацеплении редукторной передачи

В основу используемого в данной работе алгоритма оценивания величины зазора в редукторной передаче положены результаты работы [3].

Выходные сигналы ДЧВ-1 и ДЧВ-2 вида (5) при выборе в качестве опорного "низкочастотного" сигнала u_1 , снимаемого с выхода ДЧВ-1, перепишем в виде

$$u_1 = \tilde{U}_1 \sin z_1 \omega_1 t; \quad u_2 = \tilde{U}_2 \sin(z_2 \omega_2 t - \varphi_{00}), \quad (13)$$

где $\tilde{U}_i = k_{Bi} v_{\delta i}(y_c, \varphi) U_i$, $i = 1, 2$; z_1, z_2 – числа зубьев индукторных шестерен ДЧВ-1 и ДЧВ-2; $\varphi_{00} = \bar{\varphi}_{00} + \tilde{\varphi}$ – фазовый сдвиг сигнала u_2 относительно u_1 ; $\tilde{\varphi}$ – переменная компонента фазового сдвига сигналов, зависящая от угла относительного "скручивания" валов $\delta_\alpha(t)$, $\bar{\varphi}_{00} = \text{const}$ – статическая компонента фазового сдвига, зависящая от геометрических параметров элементов измерительной системы ДЧВ-1 и ДЧВ-2.

Предполагается, что задача формирования импульсов γ_0 , соответствующих нулевым значениям сигналов $u_i(t)$ решена [3], причем

$$\text{sign} \gamma_0 = \begin{cases} +1 \forall u_i = 0, \dot{u}_i > 0, & i = 1, 2; \\ -1 \forall u_i = 0, \dot{u}_i < 0. \end{cases}$$

Из-за упругости масляного зазора в зубчатом зацеплении редуктора при передаче момента от турбины к компрессору появляется угол относительного сдвига валов δ_α , изменяющий исходную конфигурацию измерительного узла информационной системы из-за поворота индукторной шестерни $z^{(2)}$ относительно шестерни $z^{(1)}$ на угол δ_α .

Для определения угла относительного сдвига валов δ_α можно применить предложенную в [3] идею укорочения по высоте зуба $z_0^{(1)}$ индукторной шестерни ДЧВ-1. Реализация этой идеи приводит к заметному уменьшению амплитуды сигнала u_1 при

прохождении укороченного зуба под полюсом статора, что позволяет идентифицировать $0_0^{(1)}$ -точку как начало отсчета, которому сопоставляется момент времени $t = t_0$. Пусть t_1 – ближайший к t_0 момент реализации $0_0^{(2)}$ -точки сигнала u_2 . Тогда $\tau_0 = t_1 - t_0$ фиксируется. Пусть далее t_2 – момент реализации $0_1^{(2)}$ -точки сигнала u_2 . Тогда $t_2 - t_1 = T_2$ поддающийся измерению период сигнала u_2 . По результатам измерения интервала τ_0 и периода T_2 относительный упругий сдвиг валов вычисляется с помощью формулы [3]

$$\delta_\alpha = \eta_2 \tau_0 T_2^{-1}, \quad (14)$$

где η_2 – "шаг" индукторной шестерни $z^{(2)}$ ДЧВ-2, за который принимается угловой размер пары "зуб-паз".

На рис. 3, а приведены осциллограммы сигналов ДЧВ-1 и ДЧВ-2, полученные в результате моделирования динамики структуры, представленной на рис. 2. Исследовался режим, ориентировочно соответствующий работе ГТУ на режиме "0,4N" ($N = 8800$ ($\partial_\delta = 4^\circ$), $\omega_1 = 120$ об/с). Базовые параметры измерительной системы определяются величинами $z_1 = 12$, $\eta_2 = 30^\circ$, $z_2 = 40$, $\eta_2 = 9^\circ$. Один из совмещенных зубьев шестерни $z^{(1)}$ имеет укорочение, что отображается на осциллограмме появлением в начале каждого оборота вала положительной полуволны с заметно сниженной амплитудой (рис. 3, а). На рис 3, б воспроизведен процесс оценивания установившегося значения угла скручивания $\partial_\delta = 4^\circ$ по формуле (14), для алгоритма с укороченным зубом $z_0^{(1)}$ при отсутствии шумов измерения. Видно, что ошибка оценивания, вызванная погрешностью измерения "нулей" сигналов u_1 и u_2 , в среднем не превышает $\pm 0,05\%$ от текущего значения оценки.

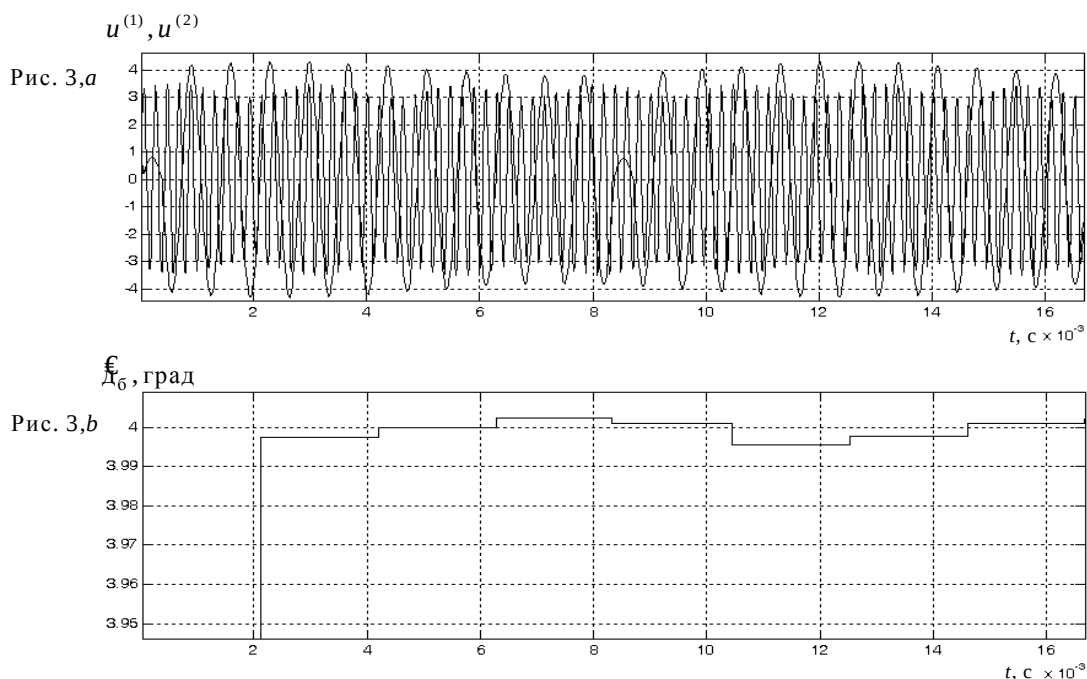


Рис. 3. Моделирование процесса оценивания угла скручивания вала с измерительной системой при наличии укороченного зуба индукторной шестерни ДЧВ-2

Заключение

Предложенный в работе способ оперативного контроля технического состояния подшипниковых опор валов силовых агрегатов и величины зазора шестеренчатого зацепления редукторной связи двухвальной трансмиссии ГТУ удобен тем, что, используя для решения задачи лишь процедуру дополнительной обработки сигналов двух штатных датчиков частоты вращения вала, позволяет осуществлять контроль параметров трансмиссии ГТУ в реальном времени без использования дополнительного оборудования.

Литература

1. Диагностика состояния подшипников трансмиссии газотурбинного двигателя в пространствах статистик характерных последовательностей вибраций / А.П. Горшков, Т.П. Грызлова, Б.И. Комаров, В.Т. Шепель // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2006. – №10/36. – С. 152-156.
2. Адаптивная система контроля технического состояния подшипниковых опор турбокомпрессор-

ного агрегата и его аварийного отключения / В.Ю. Рутковский, В.М. Суханов, В.М. Глумов, С.Д. Земляков // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2007. – № 9/45. – С. 101-109.

3. Левшина Е.С., Новицкий П.В. Электрические измерения физических величин. – Л.: Энергоатомиздат, 1983. – 360 с.

4. Новый подход к определению угла скручивания вала трансмиссии ТВД для целей идентификации момента турбины и повышения степени безопасности ее функционирования / В.Ю. Рутковский, С.В. Елифанов, В.Н. Харитонов, В.М. Суханов, В.М. Глумов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – № 10/26. – С. 125-134.

5. Френкс Л. Теория сигналов. – М.: Сов. радио, 1974. – 344с.

Поступила в редакцию 6.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. И.Н. Крутова, Институт проблем управления им. В.А. Трапезникова, РАН, Москва, Россия.

УДК 621.454.2.04

Л.В. АВЛАСЕНКО, В.А. АНИСИМОВ, В.Н. КОНОХ, А.С. МИЩЕНКО

ГП Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля, Днепропетровск, Украина

ОПЫТ ОТРАБОТКИ И МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ СТАБИЛИЗАТОРА ДАВЛЕНИЯ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ ЖРД

Проведен анализ опыта отработки стабилизатора давления прямого действия системы регулирования соотношения расходов компонентов топлива газогенератора ЖРД. Определено, что основными факторами, влияющие на точность работы стабилизатора являются: изменение настройки агрегата из-за влияния запуска двигателя на упругие характеристики мембраны и статическая ошибка, вызванная компенсацией входных возмущений. Разработана математическая модель системы. С помощью вычислительного эксперимента получено, что устойчивость системы зависит в основном от коэффициента усиления, податливости выходной полости, эффективной площади стабилизатора. Результаты исследований внедрены при разработке и отработке ЖРД РД861К.

стабилизатор давления, система регулирования, соотношение расходов компонентов топлива, газогенератор, ЖРД, отработка, математическая модель, устойчивость

В ЖРД с насосной системой подачи компонентов топлива и восстановительным газогенератором требуется точное поддержание соотношения расходов компонентов топлива в газогенератор $K_{ГГ}$. Повышенное $K_{ГГ}$ может привести к дефектам турбины и газогенератора из-за высокой температуры генераторного газа, низкое $K_{ГГ}$ снижает температуру и может привести к неустойчивости рабочего процесса в газогенераторе. Структурная схема системы регулирования газогенератора двигателя РД861К приведена на рис. 1.

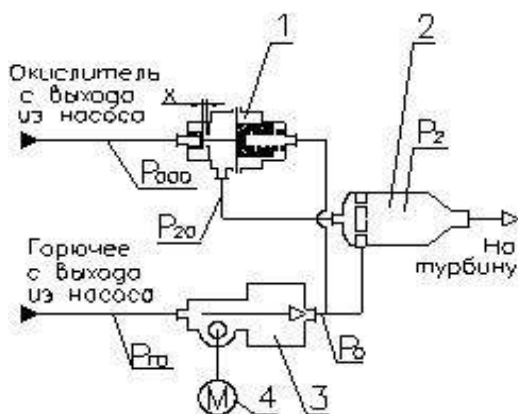


Рис. 1. Структурная схема системы регулирования газогенератора:

- 1 – стабилизатор давления; 2 – газогенератор;
3 – дроссель системы поддержания давления СПД;
4 – электропривод СПД.

Работает стабилизатор следующим образом. На номинальном режиме силы от действия перепада давления на мембране $\Delta P_M = P_0 - P_{20}$ на эффективную площадь мембраны, перепада давлений на стабилизаторе $\Delta P_{СТ} = P_{000} - P_{20}$ на площадь седла и усилия пружин уравновешены. При этом между заслонкой и седлом устанавливается номинальная дросселирующая щель x , которой соответствует номинальный расход окислителя и $\Delta P_M \approx 0$. Если по команде СПД или из-за разброса характеристик ТНА изменится $\Delta P_{СТ}$ или расход окислителя, баланс сил на подвижных элементах стабилизатора нарушится. Это приведет к перемещению мембраны, изменению дросселирующей щели и расхода и к изменению давления P_{20} . процесс будет продолжаться до тех пор, пока P_{20} не станет примерно равным P_1 , то есть $K_{ГГ}$ будет поддерживаться постоянным с некоторой ошибкой. Алгоритм поддержания $K_{ГГ}$ описывается выражением

$$K_{ГГ} = K_{ГГ}^* \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{\Delta P_M}{P_0 - P_2}\right) \cdot \left(\frac{P_0 - P_2}{P_{20} - P_2}\right)^*} \times \sqrt{\frac{\gamma_O \cdot \gamma_{Г}^*}{\gamma_{Г} \cdot \gamma_O^*}},$$

где P_0 – давление на выходе из дросселя;

P_2 – давление в газогенераторе;

P_{20} – давление на выходе из стабилизатора;

γ_O, γ_T – удельный вес окислителя и горючего;

* – номинальное значение.

Основные характеристики стабилизатора давления двигателя РД861К:

– рабочее тело	амил, гептил
– давление на входе P_{00} , МПа	11,5...15,4
– давление управления P_1 , МПа	8,4...12,9
– перепад давлений на стабилизаторе ΔP_{CT} , МПа	2,5...3,1
– расход окислителя G , кгс/с	0,115...0,153
– точность поддержания ΔP_M , МПа	$\pm 0,15$.

Стабилизатор давления при воздействии всех внешних и внутридвигательных возмущений должен обеспечить отклонение ΔP_M в заданных пределах.

Величина ΔP_M можно определить по уравнениям работы стабилизатора на установившемся режиме:

$$\Delta P_M = \frac{f_C}{f_M} \cdot \Delta P_{CT} + Z_{\Sigma} \cdot (x + x^*) + \frac{N_{УПР}}{f_M} \pm \frac{N_{ТР}}{f_M};$$

$$G_0 = \mu \pi d_C \cdot (x + x^*) \sqrt{2g\gamma_O \Delta P_{CT}},$$

где $f_M = Z_N / Z_P$ – эффективная площадь мембраны;

f_C – площадь седла;

Z_{Σ} – суммарная жесткость мембраны и пружин;

x – перемещение мембраны;

$N_{УПР}$ – номинальное значение усилия мембраны и пружин;

$N_{ТР}$ – сила трения;

G_0 – расход окислителя через стабилизатор;

μ – коэффициент расхода;

d_C – диаметр седла;

g – ускорение силы тяжести;

Z_N – тангенс угла наклона характеристики $N=f(x)$ в диапазоне рабочей щели;

Z_P – тангенс угла наклона характеристики $P=f(x)$ в диапазоне рабочей щели.

Характеристики мембраны были определены экспериментально путем снятия зависимостей перемещения центра мембраны x от давления P и от сосредоточенной силы N .

На точность поддержания ΔP_M в основном влияют:

1) изменение номинальной настройки ΔP_M^* при работе стабилизатора в составе двигателя от его настройки на автономном гидравлическом стенде. Коррекция настройки агрегата при его работе в составе двигателя не предусмотрена;

2) отклонение $\delta \Delta P_M = \Delta P_M - \Delta P_M^*$, вызванное статической ошибкой компенсации изменения ΔP_{CT} и G_0 .

Изменение номинальной настройки в основном вызвано появлением дополнительных упругих сил от воздействия односторонних давлений на мембрану. Односторонние давления появляются из-за разновременного поступления компонентов в полости стабилизатора при запуске двигателя. Для уменьшения этого воздействия перемещение мембраны ограничено механическими упорами в диапазоне $+0,4$ – $-0,12$ мм от нейтрального положения.

Из-за влияния технологических допусков на изготовление при работе агрегата может произойти касание мембраны механических упоров и, соответственно, появление дополнительной ошибки ΔP_M из-за изменения f_M . Для исключения этого недостатка перед окончательной сборкой агрегата проводится настройка номинального положения мембраны относительно упоров. Для этого снимается зависимость расхода воздуха через седло от усилия настроечной пружины, а по измеренному расходу воздуха определяется высота дросселирующей щели. Номинальному усилию пружины должна соответствовать номинальная щель. Критерий соответствия определяется на основании расчета и экспериментально снятых характеристик $P=f(x)$ и $N=f(x)$. Если соответствия нет, то проводится доработка соответствующих деталей для обеспечения заданных требований.

На автономном гидравлическом стенде проводится настройка стабилизатора путем нагружения пружины так, чтобы при номинальных значениях ΔP_{CT} и G_0 $\Delta P_M^* \approx 0$, а также определяется ΔP_M при различных сочетаниях входных возмущений ΔP_{CT} и G_0 . На рис. 2 приведены результаты расчета и испытаний на автономном гидравлическом стенде и в составе двигателя.

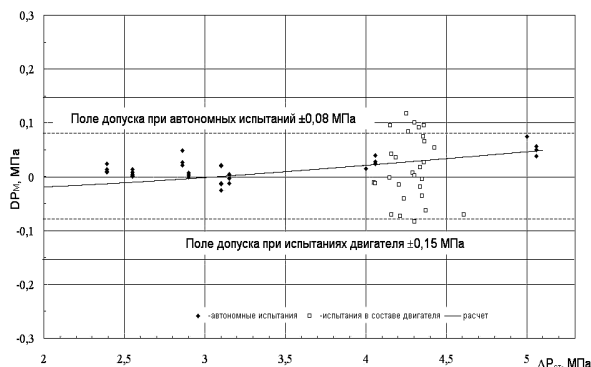


Рис. 2. Результаты расчета

Из рис. 2 видно, что отклонение ΔP_M при автономных испытаниях близко к расчетному и находится в пределах для заданного диапазона входных воздействий. При работе агрегата в составе двигателя рассеивание ΔP_M в пределах от +0,117 МПа до -0,084 МПа. Увеличенный, по сравнению с автономными испытаниями, разброс ΔP_M вызван погрешностью регистрации и увеличенным ΔP_{CT} .

В системе регулирования со стабилизатором давления возможна неустойчивость, которая из-за нелинейности системы проявляется в виде свободных колебаний (автоколебаний) постоянной амплитуды.

С целью исследования устойчивости стабилизатора давления была составлена математическая модель с учетом сжимаемости жидкости [1] в сосредоточенных параметрах, описывающая динамические процессы в системе «стабилизатор – соединительные трубопроводы». С ее помощью были построены границы устойчивости стабилизатора давления в стендовых условиях и условиях двигателя, а также

проведена оценка влияния его конструктивных параметров и параметров соединительных трубопроводов на устойчивость процесса регулирования.

Математическая модель составлена для двух систем: «стабилизатор давления – трубопроводы двигателя» и «стабилизатор давления – стендовые трубопроводы».

В разработанной модели граничными условиями для гидравлического стенда являются емкости объемом 7 л, установленные на входе и по линии управления, а также кавитирующий жиклер на выходе из стабилизатора давления. Для двигателя приняты граничные условия – это места переходов трубопроводов с большего диаметра на меньший на входе по линии окислителя и управлению по линии горючего, а также сопротивление форсунок окислителя газогенератора на выходе из стабилизатора.

Расчетная схема стабилизатора давления представлена на рисунке 3. При составлении системы нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих систему «стабилизатор давления – соединительные трубопроводы», были приняты следующие допущения:

- параметры рабочего тела сосредоточенные;
- конструкция трубопроводов абсолютно жесткая;
- жидкость идеальная;
- сила сухого трения пренебрежимо мала.

С учетом принятых допущений система нелинейных дифференциальных уравнений имеет вид.

Уравнение движения подвижных элементов стабилизатора давления:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = N_0 - z \cdot x - (P_{00} - P_{20}) \cdot f_c - (P_{20} - P_1) \cdot f_m$$

при $0 \leq x \leq 0,052$ см,

где m – масса подвижных элементов;

x – перемещение мембраны;

N_0 – начальное усилие пружин;

z – суммарная жесткость пружин и мембраны;

P_{00} – давление во входной полости;

P_{20} – давление в выходной полости;

f_c – площадь седла;

P_1 – давление в управляющей полости;

f_M – эффективная площадь мембраны.

Уравнение объемного расхода окислителя через седло стабилизатора:

$$q_{00} = \mu \pi d_c x \sqrt{\frac{2}{\rho_o} (P_{00} - P_{20})},$$

где μ – коэффициент расхода седла;

d_c – диаметр седла;

ρ_o – плотность окислителя.

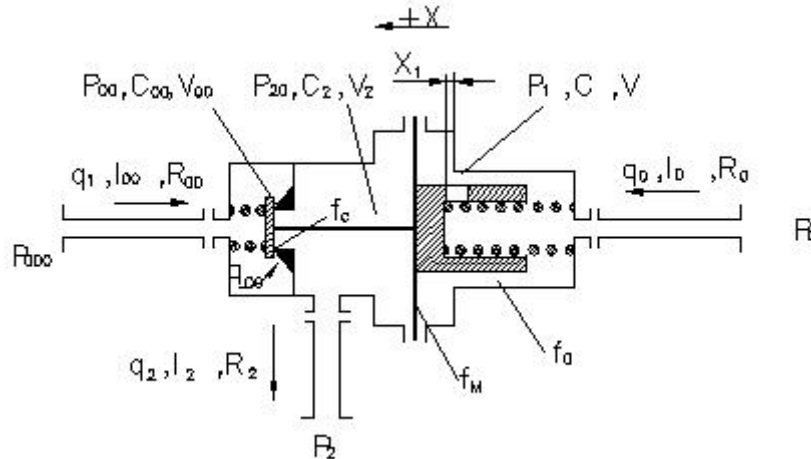


Рис. 3. Расчетная схема стабилизатора давления

Уравнения магистрали:

– для входного трубопровода

$$P_{000} - P_{00} = R_{00} \cdot q_1^2 + I_{00} \cdot \frac{dq_1}{dt},$$

где P_{000} – давление на входе в входной трубопровод;

R_{00} – нелинейное активное сопротивление входного трубопровода;

q_1 – объемный расход окислителя через входной трубопровод;

$I_{00} = \rho l / f$ – инерционное сопротивление входного трубопровода

l, f – длина и площадь сечения трубопровода.

– для выходного трубопровода

$$P_{20} - P_2 = R_2 \cdot q_2^2 + I_2 \cdot \frac{dq_2}{dt},$$

где P_2 – давление на выходе из выходного трубопровода;

R_2 – нелинейное активное сопротивление выходного трубопровода;

q_2 – объемный расход окислителя через выходной трубопровод;

I_{00} – инерционное сопротивление выходного трубопровода.

– для управляющего трубопровода

$$P_0 - P_1 = R_0 \cdot q_0^2 + I_0 \cdot \frac{dq_0}{dt},$$

где P_0 – давление на выходе из управляющего трубопровода;

R_0 – нелинейное активное сопротивление управляющего трубопровода;

q_0 – объемный расход горючего через управляющий трубопровод;

I_0 – инерционное сопротивление управляющего трубопровода.

$$R_0 = \frac{\rho_{\Gamma}}{2\mu^2 (f_0 + A \cdot x_1)^2},$$

где ρ_{Γ} – плотность горючего;

f_0 – площадь щелевого демпфера;

A – ширина демпфирующего паза;

$x_1 = x + 0,03$ – длина демпфирующего паза.

Уравнения неразрывности расходов:

– для входной полости

$$C_{00} \cdot \frac{dP_{00}}{dt} = q_1 - q_{00},$$

где $C_{00} = V/E$ – податливость входной полости.

V – объем полости;

E – модуль упругости рабочего тела.

— для выходной полости

$$C_2 \cdot \frac{dP_{20}}{dt} = q_{00} - q_2 + f_m \frac{dx}{dt},$$

где C_2 - податливость выходной полости

Податливость выходной полости определялась с учетом изменения объема, вызванного деформацией корпуса:

$$C_2 = \frac{(V_2 + \Delta x f_k)}{E},$$

где Δx – величина деформации корпуса, зависящая от действующего давления P_2 , т.е. $\Delta x f_k = 0,0017 P_2$.

— для управляющей полости

$$C \cdot \frac{dP_1}{dt} = q_0 - f_m \frac{dx}{dt},$$

где C - податливость управляющей полости.

Критерием устойчивой работы является отсутствие автоколебаний параметров (незатухающих колебаний давления на выходе с размахом $> 0,3$ кгс/см²) после выхода стабилизатора на установившийся режим.

Определение области устойчивости проводилось методом перебора различных сочетаний параметров, влияющих на устойчивость стабилизатора.

Как показал расчет, устойчивость работы стабилизатора в исследуемом диапазоне незначительно зависит от параметров соединительных трубопроводов: активного сопротивления входного R_{00} , выходного R_2 и управляющего R_0 трубопроводов, их инерционного сопротивления I_{00} , I_2 и I_0 . Также мало влияют на устойчивость и величины податливости входной C_{00} и управляющей C полостей.

Существенными факторами, значительно влияющими на устойчивость работы стабилизатора, являются:

- коэффициент усиления по расходу K ;
- податливость выходной полости C_2 ;
- эффективная площадь мембраны f_m ;
- площадь демпфера f_0 (зазора между корпусом барабана и плунжером).

На рис. 4 в плоскости параметров K - C_2 представлены границы устойчивости систем «стабилизатор давления – стендовые трубопроводы» и «стабилизатор давления – трубопроводы двигателя» при значениях эффективной площади мембраны 7 см² и 10 см², а также рабочий квадрат изменения коэффициента усиления K и податливости C_2 для штатного варианта конструкции. Максимальное значение податливости $C_2 = 1,2 C_2^*$ взято на основании имеющегося опыта. Как видно из рисунка 4, область устойчивой работы стабилизатора на гидравлическом стенде меньше, чем при его работе в составе двигателя. На рисунке 4 также указана частота автоколебаний на границе устойчивости. Уменьшение эффективной площади мембраны сужает область устойчивости. Минимальное значение эффективной площади мембраны в рабочем диапазоне изменения высоты дросселирующей щели по результатам эксперимента составляет $f_m = 8,25$ см². В результате расчета получено, что для штатного варианта конструкции при податливости выходной полости $C_2 = 1,2 C_2^*$, эффективной площади мембраны $f_m = 7$ см² и максимальном значении коэффициента усиления по расходу $K = 11738$ см²/с запас устойчивости по величине податливости выходной полости составляет $\sim 0,2 C_2^*$ или по объему $V_2 \sim 3,4$ см³.

По разработанной двигательной модели было определено влияние площади демпфера f_0 на устойчивость работы стабилизатора давления. При изменении площади демпфера в пределах рабочих значений 0,042...0,0043 см² стабилизатор давления работает устойчиво. Для дополнительной оценки эффективности демпфера параметры стабилизатора были заданы так, чтобы он работал в неустойчивой области ($K = 11738$ см²/с, $C_2 = 1,6 C_2^*$ и $f_m = 7$ см²). В этих условиях при изменении площади демпфера от 0,1 до 0,007 см² автоколебания не устранялись. Устойчивость была достигнута при значении $f_0 = 0,001$ см² (эквивалентный диаметр проходного сечения 0,36 мм).

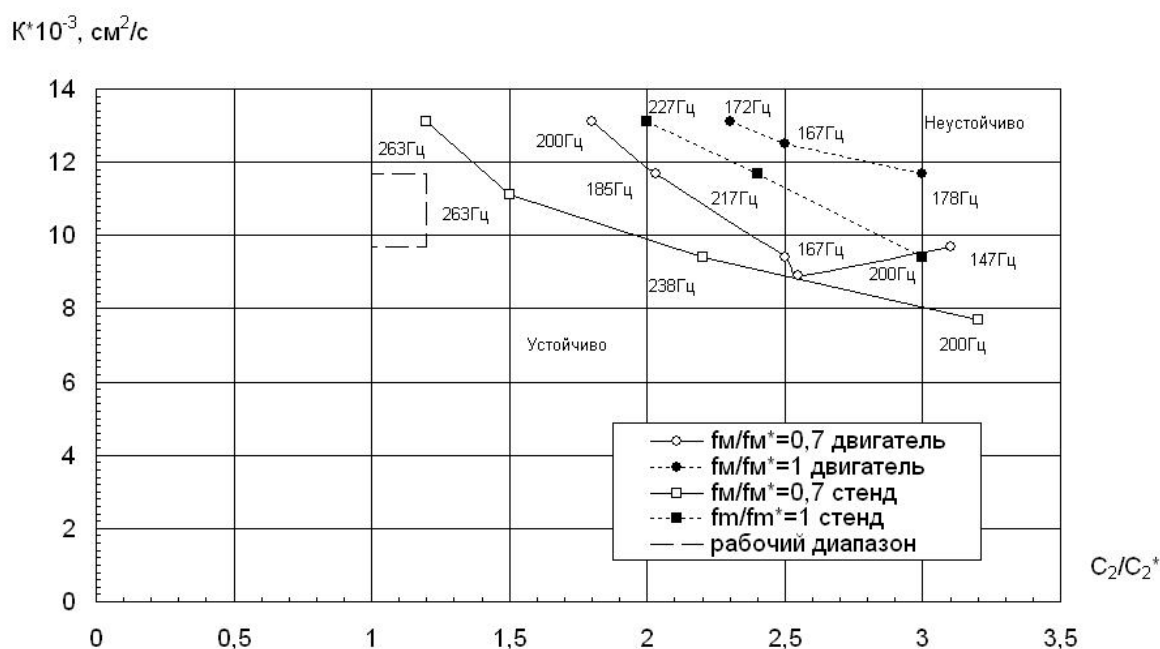


Рис. 4. Граница устойчивости систем «стабилизатор давления – стендовые трубопроводы» и «стабилизатор давления – трубопроводы двигателя»

Экспериментальная проверка математической модели была проверена на опытной конструкции стабилизатора, который в диапазоне коэффициента усиления 10860...13150 $\text{см}^2/\text{с}$ при податливости $C_2=C_2^*$ и эффективной площади $f_M=10\text{см}^2$ был устойчив. Уменьшение f_M до 5см^2 за счет касания мембраной механических упоров приводит к автоколебаниям развитой амплитуды. Сравнительная оценка значений частоты и размаха колебаний, полученных при расчете и экспериментальным путем, приведена в табл. 1.

Таблица 1

Сравнительная оценка значений частоты и размаха колебаний

Параметр	Расчет	Эксперимент
Частота, Гц	192	210
Амплитуда, МПа	2,6	3,3

Проведенные исследования были определяющими при отработке стабилизатор давления двигателя РД861К РН «Циклон 4».

Литература

1. Авласенко Л.В., Конох В.И. Влияние сжимаемости жидкости на устойчивость гидравлических систем // Известия Академии наук СССР. Сер. Энергетика и транспорт. – 1982. – № 1. – С. 110-116.

Поступила в редакцию 1.06.2008

Рецензент: д-р техн. наук А.В. Климов, ГП Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгел», Днепропетровск.

УДК 621.454.3.018

**В.В. ОГЛИХ, В.М. ДОЦЕНКО, В.Г. МАМОНТОВ, М.Г. КОСЕНКО,
А.Б. РОЗЛИВАН, В.Г. БЕЙДИК**

ГП Конструкторское бюро “Южное” им. М.К. Янгеля, Днепропетровск, Украина

ОСНОВНЫЕ ПРОБЛЕМНЫЕ ВОПРОСЫ И ПУТИ ИХ РЕШЕНИЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОТРАБОТКЕ РДТТ УПРАВЛЕНИЯ

Статья посвящена двигателю на твердом топливе, предназначенному для управления полетом летательных аппаратов. Во многих случаях он имеет преимущества по сравнению с аналогичными системами на сжатых газах или ЖРД. Описываются особенности работы данного двигателя, принципиальная схема и выбор топлива. Приведены конструкторские решения по отдельным наиболее сложным узлам: клапану-регулятору давления, клапану-газораспределителю. Изложены основные проблемные вопросы, возникающие при проектировании и экспериментальной отработке, показаны возможные пути их решения.

газогенератор, клапан-газораспределитель, регулятор давления

Введение

Среди многообразия малогабаритных РДТТ, широко используемых в современной ракетно-космической технике, особое место занимают двигатели управления. Основное назначение этих двигателей – создавать в полете ракеты или космического аппарата тяговые усилия по всем каналам управления (тангажу, рысканию и крену) или только по части этих каналов, например, по крену. В литературе [1 – 2] особенности проектирования и экспериментальной отработки двигателя управления освещены недостаточно. Характерной особенностью двигателей управления является импульсный режим действия тяги по отдельным каналам управления. При этом время переключения тяги с одного канала на другой является важнейшим параметром двигателя, значение которого может составлять 0,02 – 0,05 с. В процессе работы двигателя могут быть временные участки, когда тяга должна быть равна нулю. В тех случаях, когда тяга необходима по нескольким каналам, это требование выполняется последовательно индивидуально по каждому каналу путем перераспределения расхода с помощью клапанных устройств. Обеспечить такой

динамичный режим работы двигателя управления возможно только в том случае, если источник рабочего тела – газогенератор работает непрерывно, и имеется набор клапанов-газораспределителей, обеспечивающих тягу по каждому каналу.

Рассмотрим основные проблемные вопросы, которые приходится решать в процессе его проектирования и экспериментальной отработки.

1. Принципиальная схема ДУ

Минимальный потребный суммарный импульс тяги $I_{R_y}^{\min}$ для управления по всем каналам определяется по следующей зависимости:

$$I_{R_y}^{\min} = nR\tau,$$

где n – количество одновременно работающих сопел (обычно $n=2$); R – минимальная тяга в пустоте одного сопла; τ – минимальное время работы.

Исходя из минимизации запасов топлива конструкция двигателя управления может быть реализована в двух вариантах: без регулирования давления и с регулированием давления. Первый вариант двигателя управления – наиболее простой по конструкции.

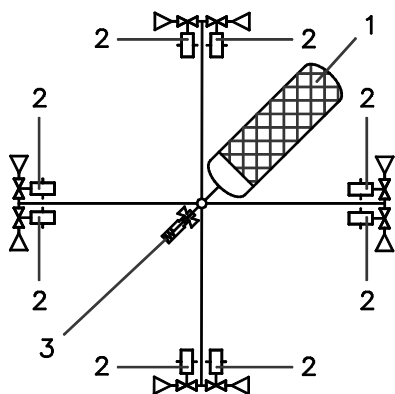


Рис. 1. Принципиальная схема двигателя управления: 1 – газогенератор; 2 – клапан-газораспределитель с соплом; 3 – клапан – регулятор давления

Двигатель (рис. 1) состоит из газогенератора 1 с торцевым зарядом твердого топлива и восьми сопел с клапанами-газораспределителями 2, которые открываются по командам системы управления и создают тяговые усилия по трем каналам управления – тангажу, рысканию и крену.

Если управляющее усилие не требуется, то включение любой пары сопел, находящихся на одной оси, обеспечивает обнуление суммарной тяги. В течение всего времени работы двигателя должны быть непрерывно открыты два из восьми сопел, благодаря чему обеспечивается относительная стабильность давления в камере газогенератора и тяги двигателя. Серьезным недостатком двигателя управления без регулирования давления является то, что разбросы основных характеристик (давления, расхода, времени работы, тяги) из-за технологического и температурного разбросов скорости горения топлива могут достигать значительных величин (до 45 %). Это приводит к тому, что запас топлива приходится брать с большим избытком исходя из необходимости обеспечения минимального времени работы на максимальном режиме (при максимальных скорости горения U_{max} и температуре t_{max}) и минимальной тяги на минимальном режиме (при минимальных скорости горения U_{min} и температуре t_{max})).

Для того чтобы одновременно гарантировать выполнение требований по минимальной тяге и мини-

мальному времени работы, габариты заряда (диаметр и длину) приходится определять из следующих соображений: диаметр заряда – из условия реализации минимальной скорости горения при минимальной температуре; длину заряда – из условия реализации максимальной скорости горения при максимальной температуре.

Запас топлива, рассчитанный из этих условий, значительно (до трех раз) превышает количество, определенное по требуемому импульсу $I_{R_{\Sigma}}^{\min}$. Поэтому более предпочтительным является второй вариант конструкции двигателя – с регулированием давления в камере газогенератора.

В этом варианте в конструкцию вводится клапан-регулятор давления, который позволяет существенно, до величины $\pm 5-7\%$, снизить разбросы давления в камере газогенератора, расхода через рабочие сопла и тяги. Это позволяет, несмотря на сброс неиспользованных излишков расхода продуктов сгорания в окружающую среду, значительно уменьшить запас топлива в двигателе управления.

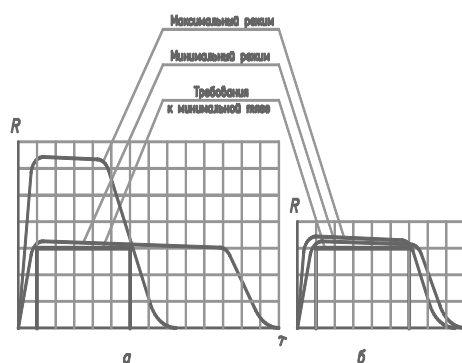


Рис. 2. Предельные диаграммы тяги двигателя управления: а – без регулирования; б – с регулированием по давлению

На рис. 2 представлены предельные диаграммы тяг, получаемые при реализации одних и тех же требований по минимальной тяге и минимальному времени работы в варианте двигателя без регулирования а и с регулированием по давлению б. Из сравнения диаграмм наглядно видно вышеописанное преимущество двигателя с регулированием давления.

2. Выбор топлива

Наличие в конструкции двигателя управления клапанов-газораспределителей и клапана-регулятора давления, исполнительные элементы которых (штоки, поршни, седла, шариковые запирающие элементы) в процессе работы в течение длительного времени находятся под воздействием высокотемпературных продуктов сгорания, накладывает ряд принципиальных ограничений на характеристики твердого топлива.

Опыт разработки двигателей управления показывает, что высокую надежность и работоспособность клапанов-газораспределителей, клапана-регулятора давления и газоводов можно обеспечить, применяя твердое топливо с температурой продуктов сгорания не более 1600 К и содержанием в них конденсированной фазы не более 3 %.

Переход на твердое топливо с более высокой температурой продуктов сгорания неизбежно приводит к необходимости использования в конструкции жаропрочных сплавов на основе вольфрама, молибдена, ниобия и теплозащитных покрытий. В результате масса двигателя не уменьшается от применения более высокоэнергетического топлива, а возрастает, поскольку уменьшение массы заряда перекрывается ростом массы конструкции. Кроме того, в продуктах сгорания более высокотемпературных топлив содержится больше конденсированных веществ (окислов сгоревших металлов, продуктов разрушения теплозащиты), что вызывает зашлаковку клапанных устройств и снижение общей работоспособности и надежности двигателя.

Расчетным путем и экспериментально доказано, что использование топлив с указанными выше предельными значениями температуры и содержания к-фазы дает возможность ограничиться применением в конструкции двигателей управления в основном жаропрочных и обычных сталей и только в некоторых случаях использовать молибден, а теплозащита является необходимой только для корпуса камеры газогенератора.

3. Регулятор давления

Для поддержания постоянного давления в камере сгорания газогенератора применяется клапан-регулятор, что позволяет существенно снизить разбросы внутрибаллистических характеристик и уменьшить массу конструкции. Общий принцип регулирования давления следующий. При достижении давления выше требуемого клапан открывается отжатием штока с запирающим элементом от седла (вкладыша). В образовавшийся зазор происходит истечение продуктов сгорания, которые затем сбрасываются через безмоментные сопла. После понижения давления в камере до требуемых значений шток возвращается в исходное положение. Для настройки регулятора на заданный уровень давления в его конструкции предусмотрен узел настройки.

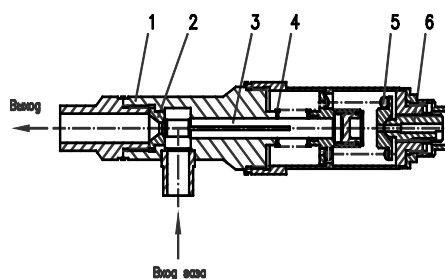


Рис. 3. Клапан-регулятор давления с воздействием давления газа на запирающий элемент через сильфон: 1 – корпус; 2 – седло; 3 – шток; 4 – сильфон; 5 – пружина; 6 – узел настройки

На рис. 3 представлен регулятор давления, в конструкцию которого входят следующие узлы и детали: корпус, седло, шток, сильфон, узел настройки. Узел настройки 6 путем поджатия пружины 5 на определенное усилие регулировочным винтом обеспечивает настройку клапана на требуемый уровень давления. Подвижной шток 3 связан с неподвижным корпусом 1 сильфоном 4. Шток оканчивается тарелью, на которую опирается пружина 5. В закрытом состоянии регулятора шток 3 под действием силы пружины 5 поджат к седлу 2. При превышении давления настройки продукты сгорания через полость сильфона создают усилие, отжимающее шток от седла. В образующийся кольцевой зазор стравливается газ.

4. Клапан-газораспределитель

Клапан-газораспределитель является наиболее сложным по конструкции и трудоемким в экспериментальной отработке узлом двигателя управления. Опыт ГП «КБ «Южное» и других организаций показывает, что из всех возможных вариантов конструкции клапана – электромеханического с поворотной заслонкой, электромагнитного золотникового типа, двухкаскадного газового с электромагнитным управляющим каскадом последний является наиболее оптимальным для двигателя управления. Принципиальная схема такого клапана приведена на рис. 4 и 5. Поскольку обычно время работы одного клапана не превышает 40 % суммарного времени работы двигательной установки, более предпочтительной с точки зрения экономии электроэнергии бортового источника мощности является нормально закрытая схема клапана. Для открытия клапана и создания тяги сопла подается напряжение на обмотку электромагнита 1 управляющего каскада. При этом его якорь 2 посредством штока 3 переводит запирающий шарик 4 управляющего каскада из левого положения в правое, перекрывая доступ газа в поршневую полость *а* силового каскада и одновременно стравливая из нее давление газа через отверстие *б*. Это приводит к снятию усилия с поршня 5, действующего на запирающий элемент 6, который под воздействием давления продуктов сгорания газогенератора перемещается, открывая путь газа к соплу.

Для закрытия клапана снимается напряжение с обмотки электромагнита 1 управляющего каскада и происходит обратный процесс: при этом исчезает воздействие электромагнита 1 на запирающий шарик 4 управляющего каскада и под воздействием давления управляющего газа шарик перемещается в обратном направлении, перекрывая отверстие стравливания газа *б* и открывая путь поступления управляющего газа в поршневую полость *а*.

Под воздействием давления газа поршень 5 перемещает запирающий элемент 6 силового каскада и перекрывает поступление продуктов сгорания в сопло.

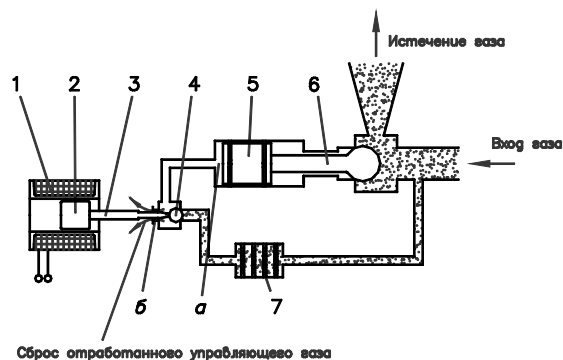


Рис. 4. Принципиальная схема клапана-газораспределителя в открытом состоянии:
1 – магнит; 2 – якорь электромагнита; 3 – шток управляющего каскада; 4 – запирающий элемент-шарик управляющего каскада; 5 – поршень; 6 – запирающий элемент-булава силового каскада; 7 – фильтр; а – поршневая полость; б – отверстие стравливания управляющего газа

Упрощенная конструкция газового клапана с электромагнитным управляющим каскадом приведена на рис. 6. Силовой каскад клапана содержит запирающий элемент 1 в виде булав и поршень 2 с обтюрирующими кольцами. Выбор цельной булав в качестве запирающего элемента силового каскада вместо шарика и толкающего его штока, как показали огневые испытания клапана, более предпочтителен, так как поверхности булав и седла в процессе работы взаимно прирабатываются, благодаря чему достигается хорошая герметичность клапана в закрытом положении. Этого не получается в случае применения шарика с толкателем, поскольку он может проворачиваться в процессе работы.

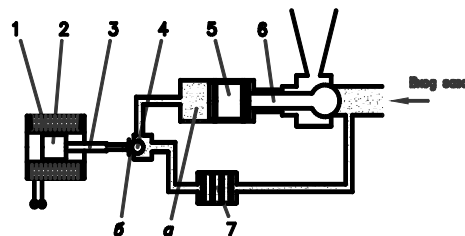


Рис. 5. Принципиальная схема клапана-газораспределителя в закрытом состоянии:
1 – магнит; 2 – якорь электромагнита; 3 – шток управляющего каскада; 4 – запирающий элемент-шарик управляющего каскада; 5 – поршень; 6 – запирающий элемент-булава силового каскада; 7 – фильтр; а – поршневая полость; б – отверстие стравливания управляющего газа

Управляющий каскад клапана включает в себя запирающий элемент 4 в виде шарика, шток 5 и электромагнит 6. При конструировании клапана-газораспределителя важно обеспечить нормальное функционирование управляющего каскада, на что существенное влияние оказывает нагрев электромагнита и зашлаковка зазоров в подвижных элементах. Избежать недопустимого перегрева электромагнита помогают мероприятия, затрудняющие переток тепла по конструкции клапана из зоны сильного нагрева к электромагниту. К таким мероприятиям следует отнести прежде всего дистанционное удаление электромагнита от сильно нагреваемых элементов клапана, установку теплозащитных прокладок и тепловых мостов. Зашлаковку помогает избежать предварительная фильтрация управляющего газа.

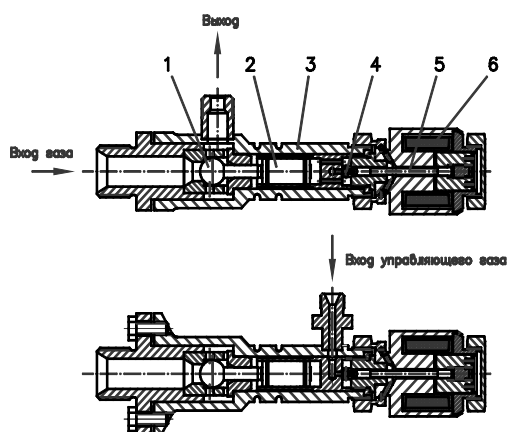


Рис. 6. Упрощенная конструкция газового клапана с электромагнитным управляющим каскадом:
1 – запирающий элемент-булава силового каскада; 2 – поршень с обтюрирующими кольцами;
3 – корпус; 4 – запирающий элемент-шарик управляющего каскада; 5 – шток; 6 – электромагнит

Экспериментальная отработка показала, что приведенная конструкции клапана-газораспределителя вполне работоспособна при расходе горячего газа с температурой 1600 К не менее 100 г/с в течение времени более 60 с. Клапан работал с частотой 8 Гц, при этом в ходе его работы допускались паузы в течение 10 с, после чего клапан продолжал нормально функционировать.

Особенность экспериментальной отработки двигателей управления состоит в том, что для достиже-

ния надежной работоспособности клапана-газораспределителя требуется проведение гораздо большего количества огневых испытаний, чем для других двигателей. В связи с этим целесообразно отработку клапана-газораспределителя проводить автономно с использованием стендового корпуса газогенератора многократного использования, который специально проектируется с большими запасами по работоспособности в части прочности и теплозащитности. Вкладная конструкция заряда газогенератора позволяет оперативно его перезаряжать и испытывать, что дает возможность в конечном итоге значительно сократить стоимость и сроки экспериментальной отработки двигателя в целом.

Необходимо также отметить сложность измерения тяги двигателя управления для всех, задействованных в процессе огневого пуска сопел, особенно учитывая чрезвычайно динамичный характер их включения и выключения. В связи с этим при планировании экспериментальной отработки следует предусматривать проведение специальных энергетических пусков, на которых задействуются только два сопла одного направления действия тяги на весь период работы двигателя без переключений на другие сопла. Такой вид испытаний позволяет определить тягу двигателя в стационарном режиме с максимальной достоверностью.

Литература

1. Беляев Н. М., Уваров Е.И., Расчет и проектирование реактивных систем управления космических летательных аппаратов. – М. Машиностроение, 1974. – 221 с.
2. Абугов Д.И., Бобылев В.М. Теория и расчет ракетных двигателей твердого топлива. – М. Машиностроение, 1987. – 272 с.

Поступила в редакцию 14.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук А.В. Климов, ГП Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля, Днепропетровск.

УДК 681.32:007.52

И.П. ДОБРОДЕЕВ, В.В. ЧЕРВОНЮК, В.С. ЧИГРИН, С.А. БЕЛЯКОВ**ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия****ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ГТД
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЯДЕРНЫХ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ**

Рассмотрена возможность применения нейронных сетей для диагностики ГТД, проведено обобщение и формализация различных видов нейросетевой диагностики в единую структуру на базе ядерных нейронных сетей, описаны общие принципы формирования и построения системы диагностики с использованием ядерных нейронных сетей для решения задач диагностики ГТД, сформулированы основные требования к ядерным сетям, описана унифицированная структура ядерной нейронной сети, которая может быть использована при различных методах диагностирования для любого типа ГТД. Подробно рассмотрены отдельные блоки ядерной сети и их основные функции, описаны типы нейронных сетей, реализующие элементарные ядра в сети, описаны основные требования к обучению элементарных ядер и критерии обучения для всех типов используемых ядер.

диагностика ГТД, диагностический признак, ядерная нейронная сеть, обучающая выборка, прогнозирование состояния

Введение

Создаваемые в настоящее время газотурбинные двигатели (ГТД) требуют методов контроля и диагностики, обеспечивающих достаточную глубину обнаружения дефектов, позволяющих не только выявлять отказы двигателя в эксплуатации, но и локализовывать неисправности с точностью до узла, а также прогнозировать время безаварийной работы. Диагностирование ГТД – процесс сложный и неоднозначный, зачастую принять решение о типе неисправности и возможности дальнейшей эксплуатации двигателя может только специалист очень высокой квалификации.

Проблема технического диагностирования может рассматриваться как часть более общей проблемы – распознавания образов. В основе теории распознавания образов лежит анализ признаков некоторого объекта, что позволяет определить одну или несколько наиболее существенных, но недоступных для наблюдения его характеристик. При решении задачи распознавания приходится выявлять существенные характеристики объекта на основании косвенных данных и признаков текущего образа – состояния, соответствующего этим признакам.

Традиционный и наиболее распространенный подход к решению задач параметрического диагностирования состоит в том, что выбирают некоторую совокупность параметров, проводят их измерения, полученные значения сравнивают со значениями границ области работоспособности. При выполнении условий принадлежности каждого из параметров заданной для него области принимается решение о степени работоспособности установки.

Положительные результаты при диагностировании обычно получают там, где оказывается возможным применять непараметрические методы, осуществляющие принцип разделения объектов различных классов. Основная трудность при этом состоит в задании ограниченного множества поверхностей или их наборов, определяющих разделение. Такие методы наиболее эффективны в задачах, где есть числовые признаки объектов, состояния которых могут быть разделены поверхностями достаточно простого вида.

Все поставленные задачи обычно решаются при помощи формальных алгоритмов и моделей [1 – 4]. При этом возникают значительные трудности в определении дефектов, так как дефекты могут маски-

роваться под нормальное состояние, одинаковые дефекты могут проявляться по-разному, а дефекты разной степени значимости – давать одинаковые признаки. Кроме того, необходимо учитывать, что параметрическое и вибрационное состояние каждого изначально исправного двигателя является его индивидуальной характеристикой, базовой для формирования диагноза о техническом состоянии. Все это в целом затрудняет автоматизацию постановки достоверного диагноза. Вероятности неоправданного съема или пропуска дефекта в сложных системах, какими являются ГТД, не удовлетворяют требованиям современной практики.

Формулирование проблемы

Создание автоматической системы диагностики является достаточно сложной задачей, так как заменить человека, его опыт и знания формальным алгоритмом практически невозможно. Однако создание автоматизированной системы, которая по зарегистрированным данным автоматически выделит основные тенденции в изменении параметров, идентифицирует диагностические признаки, по их значениям классифицирует состояние объекта по уже известным категориям и в удобном виде представит оператору, т.е. обеспечит в сложных случаях информационную поддержку диагноста, целесообразно. Такая система значительно ускорит процесс принятия решения, при этом создаваемая система должна иметь гибкую структуру, позволяющую легко расширять ее функциональные возможности. Дополнительное требование к такой системе – это универсальность (алгоритмы и программное обеспечение) – возможность применять к разным типам двигателей и для разных методов диагностирования. При этом основным свойством системы должны стать простота перенастройка системы, возможность доработки в процессе эксплуатации под выявленные признаки, адаптация к новым методам диагностирования без изменения программного обеспечения.

В последние десятилетия в мире бурно развивается новая прикладная область математики, специализирующаяся на искусственных нейронных сетях (НС). Актуальность исследований в этом направлении подтверждается массой различных применений НС. Это автоматизация процессов распознавания образов, адаптивное управление, аппроксимация функционалов, прогнозирование, создание экспертных систем, организация ассоциативной памяти и многие другие приложения.

Предпринимаются попытки использования НС и для диагностики ГТД [5 – 9]. Однако до сих пор не сделан шаг в направлении обобщения имеющихся возможностей и построения единой унифицированной интеллектуальной структуры, на базе которой можно строить систему, независимую (или минимально зависимую) от деятельности человека. Широкий круг задач, которые необходимо решать при диагностировании ГТД с использованием НС, не позволяет в настоящее время создавать мощные универсальные сети, вынуждая разрабатывать специализированные НС, функционирующие по различным алгоритмам. Отдельной задачей в этом случае является организация совместной работы НС различного типа и архитектуры, их обучение и необходимая предварительная обработка исходных данных. Логически напрашивается своеобразная блочно-модульная конструкция, которая позволяет, как из кубиков, собирать и формировать системы любой сложности на основе базовых элементов. Подобный подход до настоящего времени не формализован и не использован при проектировании схем диагностики ГТД с использованием НС. Применительно к нейросетевым структурам такой блочно-модульной конструкцией будет являться ядерная нейронная сеть (ЯНС).

Совершенно естественно и целесообразно ряд диагностических задач, для которых существуют стандартные методы решения, исключить из класса интеллектуальных и решать стандартными, хорошо

отработанными алгоритмами, представляющими определенную последовательность элементарных операций, которая может быть легко реализована в виде программы для вычислительной машины.

В противоположность этому, для широкого класса интеллектуальных задач, таких, как распознавание образов, формальное разбиение процесса поиска решения на отдельные элементарные шаги часто оказывается весьма затруднительным, даже если само их решение несложно. Таким образом, можно перефразировать определение интеллекта как универсальный сверхалгоритм, который способен сам создавать алгоритмы решения конкретных задач.

При решении задачи диагностирования ГТД и, соответственно, в системе диагностики ГТД, имеются задачи обоих типов, поэтому система должна сочетать как стандартные алгоритмы обработки информации, так и элементы искусственного интеллекта. В данной статье рассмотрены проблемы построения такой системы диагностики.

Решение проблемы

Построение систем искусственного интеллекта в настоящее время зачастую идет путем моделирования структуры человеческого мозга. Одной из первых таких попыток был персептрон Розенблатта. Основной моделируемой структурной единицей в персептронах (как и в большинстве других вариантов моделирования мозга) является искусственный нейрон. Позднее возникли и другие модели, которые обычно известны под термином «нейронные сети» (НС). Эти модели различаются по строению отдельных нейронов, по топологии связей между ними и по алгоритмам обучения. Для моделей, построенных по мотивам человеческого мозга, характерна не слишком большая выразительность, легкое распараллеливание алгоритмов, и связанная с этим высокая производительность параллельно реализованных НС. Структура самих НС также универсальна за счёт построения их из типовых элементов – нейро-

нов. Нейрон выполняет в такой конструкции параметрическое нелинейное преобразование входного вектора в скалярную величину, которая передается на вход нейронов следующего слоя. Высокая производительность НС обеспечивается их внутренней архитектурой (внутренними связями между элементами) и распараллеливанием вычислений между нейронами. Для таких сетей также характерно одно свойство, которое очень сближает их с человеческим мозгом – нейронные сети работают даже при условии неполной информации об окружающей среде, то есть, как и человек, они могут отвечать на вопросы не только «да» и «нет», но и «не знаю точно, но скорее да».

Все указанные свойства НС делают их превосходным средством для построения интеллектуальной системы диагностики, наилучшим образом упрощающей работу инженера-диагноста и служащей базисом для дальнейшего развития в направлении создания автоматических систем с полной ответственностью.

С точки зрения технической реализации, искусственные нейронные сети – набор математических и алгоритмических методов для решения широкого круга задач. Уникальное свойство НС – универсальность. Несмотря на то, что НС проигрывают специализированным методам для конкретных задач, однако, благодаря универсальности, одни и те же подходы (НС одного типа и сходной архитектуры, одинаковая методология) могут использоваться при различных видах диагностирования ГТД – диагностирование по параметрам газозвдушного тракта двигателя, диагностирование по параметрам масляной и топливной систем, вибрационное диагностирование.

Характерные черты ИНС как универсального инструмента для решения задач, применительно к диагностированию ГТД:

1. Гибкая модель для нелинейной аппроксимации многомерных функций (исходное описание

технического состояния ГТД).

2. Средство прогнозирования во времени для процессов, зависящих от многих переменных (прогнозирование технического состояния ГТД).

3. Классификатор по многим признакам, дающий разбиение входного пространства на области (выявление дефектов по массивам диагностических признаков)

4. Средство распознавания образов (выявление дефектов по совокупностям диагностических признаков).

5. Инструмент для поиска по ассоциациям (выявление дефектов по совокупностям диагностических признаков).

6. Модель для поиска закономерностей в массивах данных (выявление диагностических признаков и взаимного влияния параметров).

Под ядерной нейронной сетью понимается объединение элементарных ядер в соответствии с определенной структурой. Каждое элементарное ядро представляет собой НС, настроенную (обученную) на решение определенной, узкоспециализированной задачи. Элементарные ядра в сети могут различаться по архитектуре НС и по их типу. Количество ядер в сети, решающей задачу диагностирования ГТД, зависит от конкретного перечня измеряемых параметров двигателя (типа двигателя) и типов решаемых задач (видов диагностирования).

Скорость выполнения вычислений в большой ЯНС (быстродействие сети) определяется скоростью вычисления элементарных ядер, входящих в ее состав.

Система диагностики ГТД, основанная на описанных выше принципах, сочетающая в себе как стандартные алгоритмы обработки информации, так и элементы искусственного интеллекта, также будет блочно-модульной конструкцией, основой для которой выступает ядерная нейронная сеть.

Основные требования к ядерной нейронной сети:

– сеть должна иметь гибкую архитектуру, позволяющую достаточно просто добавлять в базовую

сеть (базовую архитектуру) новые ядра, увеличивая функциональные способности всей сети;

– увеличение числа ядер (или уменьшение до базовой архитектуры) не должно негативно влиять на качество работы ЯНС и точность диагностирования ГТД;

– архитектура элементарных НС, составляющих ЯНС, должна быть простой и быстро обучаемой; оптимальным решением являются НС, которые автоматически формируют свою архитектуру в зависимости от входных / выходных параметров и обучающей выборки.

Основные задачи, решаемые элементарными НС в ядерной сети:

1. Описание исходных зависимостей параметров.

2. Расчет нерегистрируемых параметров ГТД, таких, как мощность (тяга) двигателя, температура газа перед турбиной, эффективный КПД двигателя, расходы воздуха или газа в заданном сечении и т. п.

3. Классификация неисправностей. Решение задачи классификации неисправностей может быть найдено как по конкретным значениям параметров двигателя, так и по вектору диагностических признаков. Классификация по вектору диагностических признаков является более простой и универсальной, чем классификация по конкретным значениям параметров, поэтому именно она будет использована в дальнейшем при рассмотрении работы ЯНС.

4. Прогнозирование технического состояния ГТД.

Все описанные задачи решаются НС благодаря предварительному обучению (настройке весовых коэффициентов) и внутренней структуре (архитектуре) самих НС, т.е. за счёт взаимосвязей между нейронами и значениями весовых коэффициентов этих связей.

Структура системы

Структура системы диагностики сочетает в себе объединение блоков элементарных ядер и блоков,

выполняющих стандартные вычислительные операции.

Каждый блок элементарных ядер представляет собой объединение нейронных сетей одинаковых типов и сходной архитектуры, с одинаковыми наборами входных данных и одинаковыми технологиями настройки (алгоритмами обучения).

Выполнение вычислений в каждом блоке может быть распараллелено, за исключением тех блоков, для которых набором выходных данных являются результаты вычислений в другом типовом блоке ядер. Каждый блок ядер осуществляет прием входных сигналов, и затем выполняются расчеты выходных значений всех ядер, входящих в состав блока, при этом процесс вычислений внутри блока может быть распараллелен.

После выполнения рабочего цикла каждой элементарной НС (каждым ядром) формируется общий выходной вектор блока.

Общая структурная схема ядерной нейронной сети, предназначенной для диагностирования ГТД, представлена на рис. 1.

Принципы работы системы диагностики ГТД на основе ядерной сети:

- из системы регистрации на входы ядерной сети поступают текущие параметры двигателя и проходят первичную обработку (преобразование числовых величин в значения из диапазонов, необходимых для корректной работы НС – обычно диапазон $[0;1]$). После первичной обработки параметры поступают на входы соответствующих ядер;

- в блоке ядер, реализующем описание исходных зависимостей, благодаря предварительному обучению каждое ядро настраивается на восстановление значения одного параметра по значениям нескольких других параметров (нелинейная аппроксимация многомерной функции). В процессе эксплуатации по текущим зарегистрированным параметрам производится восстановление исходных значений параметров, т. е. параметров исправного двигателя. Ко-

личество ядер определяется количеством регистрируемых параметров двигателя, требующим исходного описания;

- блок сравнения и формирования диагностических признаков отвечает за сравнение текущих зарегистрированных параметров с исходными значениями, восстановленными соответствующими ядрами сети, формирование массивов диагностических признаков (в зависимости от принятого кодирования входных сигналов для ядер, реализованных классифицирующими НС), формирование массивов относительных отклонений каждого параметра от исходных значений;

- в блоке классифицирующих ядер, благодаря предварительному обучению каждое ядро настраивается на соотнесение вектора входных данных с тем или иным классом (классификация или кластеризация), в процессе эксплуатации производится определение вида неисправности по совокупности выявленных диагностических признаков. Количество ядер в блоке зависит от видов диагностирования и конкретного перечня распознаваемых неисправностей. В качестве определяемых неисправностей могут выступать общие функциональные дефекты узлов или систем ГТД, такие, как, например, неисправность (ухудшение параметров) компрессоров или турбин и т. п. Могут использоваться и конкретные дефекты, получаемые в эксплуатации и определенные опытным путем, характеризующиеся определенным сочетанием диагностических признаков, таких, как засорение (загрязнение) компрессора, коррозия лопаток турбины, протечки воздуха за компрессором и т. п.;

- в блоке формирования временных выборок производится накопление данных (относительные отклонения параметров от исходных характеристик, текущие значения параметров при условии работы на одних режимах) за необходимый промежуток времени и их рециклическое обновление;

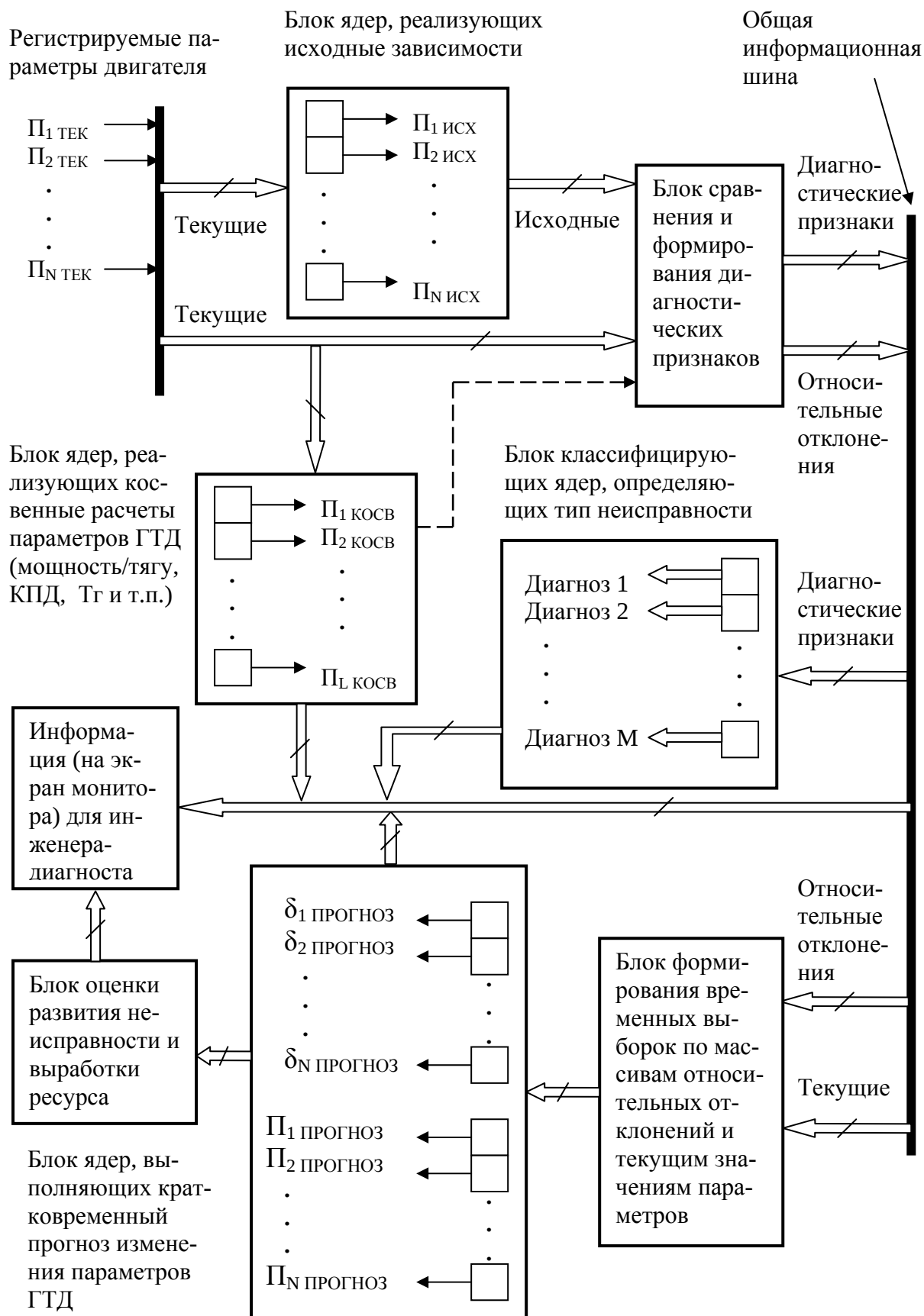


Рис. 1. Структурная схема ядерной нейронной сети для диагностирования ГТД

– в блоке ядер, выполняющих краткосрочное прогнозирование параметров каждым ядром, производится обучение (или дообучение) на основе массивов, сформированных в блоке формирования временных выборок, после чего выполняется прогнозирование одного следующего или нескольких следующих значений прогнозируемых параметров;

– в блоке ядер, выполняющем косвенные расчеты параметров двигателя, каждым ядром производится восстановление нерегистрируемого параметра двигателя (мощность на валу свободной турбины или тяга двигателя, расходы газа в сечениях, температура газа перед турбиной и т. п.) по совокупности других регистрируемых параметров, т. е. используется свойство НС выполнять нелинейную многомерную аппроксимацию данных.

Типы применяемых нейронных сетей и требования к их обучению

Для описания исходных зависимостей параметров ГТД, проведения косвенных расчетов параметров ГТД и краткосрочного прогнозирования изменения параметров ГТД могут использоваться как нейронные сети прямого распространения, так и рекурсивные нейронные сети, позволяющие расширять вектор входных сигналов за счёт подачи на вход сети её выходных сигналов, что увеличивает точность и качество обучения НС. Обучение может быть проведено по диагностическим признакам, полученным по результатам моделирования типовых неисправностей при помощи математических моделей, а также по диагностическим признакам, полученным на основе опытных данных о конкретных дефектах и неисправностях в ГТД по результатам стендовых приемо-сдаточных испытаний, либо результатам начального периода эксплуатации ГТД. Для обоих типов сетей алгоритмом обучения будет метод обратного распространения ошибки.

Требования к обучению ядер:

– для более качественной аппроксимации исходных зависимостей при обучении НС желательно

обеспечить равномерность распределения данных по основным режимам работы двигателей;

– в процессе обучения прогнозирующих НС по нескольким значениям временного ряда, НС «учится» предсказывать следующее значение, в качестве которого выступает одно из уже известных значений временного ряда. Формирование обучающих примеров осуществляется по принципу «движущегося окна». Таким образом, входной вектор и выходной сигнал меняются в процессе обучения и включают в себя все значения временного ряда до последнего известного. В соответствии с этим, размер временной выборки для каждого параметра должен быть как минимум в 2 раза больше, чем размер входного вектора (нескольких последних значений временного ряда), по которому осуществляется прогнозирование неизвестного значения;

– основным критерием обучения является точность восстановления параметров по всему массиву обучающей выборки.

Для классификации и определения вида неисправности могут использоваться как сети прямого распространения с алгоритмом обучения методом обратного распространения ошибки, так и сети Хэмминга (сеть с обратными связями). При этом применение сетей Хэмминга предпочтительнее в силу того, что она реализует ассоциативную память. Свойство ассоциативной памяти является определяющим при классификации и распознавании неисправностей, так как в эксплуатации в силу определенных причин (некорректное измерение параметра, одновременное проявление нескольких неисправностей, в том числе заранее не моделируемых и т. п.) диагностические признаки могут быть отличны от тех, что получены по результатам математического моделирования при имитации типовых неисправностей ГТД. Еще одно достоинство сети Хэмминга состоит в том, что архитектура сети определяется обучающим набором данных, поэтому процедура формирования сети может быть автоматизирована.

Выводы

1. Универсальность предложенной схемы ЯНС делает ее перспективной для реализации как в виде отдельного программного продукта для проведения опытной отработки ГТД, так и специализированной штатной системы диагностики, получающей входные данные от САУ двигателя.

2. Гибкая и адаптивная структура системы позволяет использовать ее для различных видов диагностики и любого типа ГТД, выполнять перенастройку системы в процессе эксплуатации двигателя, наращивать функциональные возможности системы без изменения базового шаблона или переобучения старых ядер в сети.

3. Для построения систем диагностирования с использованием ЯНС целесообразна разработка отдельной системы автоматизированного проектирования, которая будет включать в себя функции построения сети из типовых ядер и блоков обработки данных, формирование и хранение обучающих выборок, индивидуальных настроек всех нейронных сетей и формирование исполняемого файла.

Литература

1. Ахмедзянов А.И., Дубравский Н.Г., Тунаков А.П. Диагностика состояния ВРД по термогазодинамическим параметрам. – М.: Машиностроение, 1983. – 360 с.

2. Биргер И.А. Техническая диагностика. – М.: Машиностроение, 1978. – 460 с.

3. Дорошко С.М. Контроль и диагностирование технического состояния газотурбинных двигателей по вибрационным параметрам. – М.: Транспорт, 1984. – 320 с.

4. Жернаков С.В. Контроль и диагностика технического состояния ГТД с использованием пакета прикладных программ «Диагноз» // Контроль. Диагностика. – 2007. – № 1. – С. 48-53.

5. Кучер А.Г., Дмитриев С.А., Попов А.В. Определение технического состояния ТРДД по данным экспериментальных исследований с использованием нейронных сетей и методов распознавания образов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 10 (46). – С. 153-164.

6. Добродеев И.П., Чигрин В.С., Паламарь И.Н. Параметрическое диагностирование ГТД с использованием комплексного критерия и искусственных нейронных сетей // Проблемы исследования и проектирования машин: Материалы III международной научно-технической конференции. – Пенза. – 2007. – С. 45-48.

7. Жернаков С.В. Классификация режимов работы ГТД на основе нейронных сетей // Контроль. Диагностика. – 2006. – № 10. – С. 44-50.

8. Система диагностирования технического состояния авиационных ГТД с применением нечетко-нейронного подхода / А.М. Пашаев, Д.Д. Аскеров, Р.А. Садыхов, П.Ш. Абдуллаев // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 3. – С. 33-42.

9. Tan H.S. Fourier neural networks and generalized single hidden layer networks in aircraft engine fault diagnostics // ASME. J. Eng. Gas Turbines and Power. – 2006. – 128, № 4. – P. 773-782.

Поступила в редакцию 20.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Ю. Соколов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 621.452.3

В.М. ВЕРШИНА¹, В.А. СЕДРИСТЫЙ¹, А.А. ГОРЯЧИЙ², С.В. ЕПИФАНОВ²¹*ГП ЗМКБ «Прогресс» им. академика Ивченко, Запорожье, Украина*²*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

**РАЗРАБОТКА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО НАЗЕМНОГО КОМПЛЕКСА
ДИАГНОСТИРОВАНИЯ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ (НКДСУ)
ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАЗЕМНОГО КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО
СОСТОЯНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ТВЗ-117ВМА-СБМ1 НА САМОЛЕТЕ АН-140
ПО ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ПОЛЕТНОЙ ИНФОРМАЦИИ,
ЗАРЕГИСТРИРОВАННОЙ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЙ БОРТОВОЙ
НАКОПИТЕЛЬ, В ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПЕРЕВОДА ДВИГАТЕЛЯ
НА ЭКСПЛУАТАЦИЮ ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ СОСТОЯНИЮ**

Автоматизированный контроль технического состояния газотурбинного двигателя и его систем осуществляется бортовыми и наземными средствами контроля. Для повышения эксплуатационных качеств авиационных двигателей и обеспечения их эксплуатации по техническому состоянию они оснащаются эффективными бортовыми автоматизированными системами диагностического анализа параметров. В представленной работе рассмотрена реализация в эксплуатации программно-аппаратных средств наземной автоматизированной обработки полетных данных, с обязательным использованием трендового анализа.

бортовые устройства регистрации, газотурбинный двигатель, газо-воздушный тракт, автоматизированные системы контроля и диагностики

Введение и постановка задачи

Важнейшим условием обеспечения потребного уровня контролепригодности, перевода двигателя на эксплуатацию по техническому состоянию (ТС), а также повышения надежности авиационных ГТД является использование на всех этапах их жизненного цикла автоматизированных систем диагностирования, обеспечивающих анализ ТС двигателя, его узлов и систем, выявления причин дефектов и выдачи рекомендаций по их устранению, а также управлению и обслуживанию газотурбинным двигателем (ГТД).

Автоматизированный контроль технического состояния (ТС) двигателя и его систем осуществляется бортовыми и наземными средствами контроля.

К задачам контроля и диагностирования относятся:

1. Бортовой оперативный (параметрический) контроль текущего ТС двигателя с выдачей экипажу информации, необходимой для принятия решения и

выполнения необходимых действий, а также регистрации параметров и событий для их последующей наземной автоматизированной обработки.

2. Наземная диагностическая обработка записей бортовых устройств регистрации (БУР), ведение электронного журнала ТС каждого двигателя с учетом результатов диагностики, принятие решений по диагностическим сообщениям бортового контроля и выдача рекомендаций эксплуатирующим подразделениям.

Наземные средства и методы контроля ТС двигателя и его систем включают:

– автоматизированные (электронные) системы обработки, выдачи и хранения полетной информации, зарегистрированной в БУР, для оценки ТС двигателя и его систем наземным персоналом при выполнении технического обслуживания с применением специализированного программного обеспечения (СПО);

– периодический визуальный осмотр двигателя, агрегатов и коммуникаций систем для оценки их

состояния и оптико-визуальный осмотр газо-воздушного тракта (ГВТ);

- периодический отбор проб масла для определения его характеристик и наличия металлов в масле;
- автоматизированная система обработки для обеспечения принятия решения о дальнейшей эксплуатации двигателя.

На самолете Ан-140 информация о неисправностях, регистрируются в БУР, и после посадки самолета в кабине экипажа подсвечивается табло "Есть сообщение".

Наземный персонал путем подключения наземных средств может считать зарегистрированную информацию о неисправностях, а также обработать информацию по специальным алгоритмам (программам) для выдачи ее в требуемой форме отображения и анализа.

На самолете Ан-140 установлены следующие электронные средства обработки, сбора, и хранения информации:

- РЭД-2000, который принимает 24 параметра и 22 сигнала для использования в системе автоматического управления режимами и контроля двигателя;
- БУК-140, который принимает в кодовом виде информацию из РЭД-2000 для подсвечивания табло САС (система аварийной сигнализации);
- БУР, который регистрирует параметры и сигналы в эксплуатационный бортовой накопитель (ЭБН) для их последующей наземной расшифровки автоматизированными наземными средствами;
- аварийный регистратор (АР), конструктивно входящий в БУР, регистрирует 11 параметров и 20 сигналов, используемых при оценке аварийных ситуаций.

Результаты измерений контролируемых параметров и сигналов двигателя с помощью бортовых и наземных устройств преобразовываются в вид, допускающий ввод их в наземные системы автоматического контроля и обработки параметров.

Решение проблемы

По разработанному нашим предприятием техническому заданию (ТЗ) заказана ХАИ разработка наземного программного обеспечения, которое должно решать ряд следующих задач:

1. Обработка полетной информации (ПИ) посредством экспресс-анализа, с проверкой правильности результатов контроля двигателя по бортовым алгоритмам, реализованным в РЭД (с занесением ее и результатов обработки в базы данных (БД) по двигателю);

2. Углубленный контроль ТС двигателя и его систем, с использованием индивидуальных моделей их нормального состояния по следующим алгоритмам наземного анализа ПИ: контроль запуска; контроль маслосистемы; контроль топливной системы; контроль проточной части; контроль вибраций; контроль ограничителей РЭД; контроль механизации компрессора; анализ трендов и прогнозирование изменения контролируемых параметров по наработке; контроль выработки ресурса по малоцикловой усталости и длительной прочности основных деталей двигателя.

Основные функции программного комплекса: хранение информации, настройка (конфигурирование) алгоритмов контроля, алгоритмическая обработка информации (включающая два уровня обработки данных и идентификацию моделей), визуализация промежуточных и окончательных результатов работы комплекса.

Методы, предполагаемые для использования в НКДСУ, могут применяться как в оперативном режиме - т.е. в режиме реального времени на работающем двигателе, так и по информации, зарегистрированной в накопителе. Методы реализуются в виде диагностических алгоритмов. Алгоритмы подразделяются на: алгоритмы первичной обработки; алгоритмы диагностического анализа.

Алгоритмы первичной обработки формируют и накапливают промежуточные информационные срезы, на которых работают алгоритмы диагностического анализа.

Допусковый контроль параметров проточной части двигателя состоит в проверке нахождения отклонения параметра проточной части от его модели нормального состояния в пределах заданной нормы.

Классификация методов допускового контроля ГТД: на верхнем уровне классификации различают контроль по абсолютным предельным значениям параметров и контроль по отклонениям от номинальных значений. При контроле по отклонениям необходимо определять номинальные значения параметров.

Для трендового контроля, исходя из его задач, должны быть отобраны такие параметры, которые характеризуют техническое состояние двигателя в процессе его эксплуатации с целью анализа долгосрочного изменения этих параметров для оценки и продления ресурса.

Общим для реализованных автоматизированных систем контроля и диагностики (АСКД) с подсистемами трендового анализа является использование следующих групп параметров, характеризующих соответственно: температурный режим двигателя; вибросостояние двигателя и трансмиссии; частота вращения роторов двигателя (и винта); мощность (тяга, крутящий момент).

Именно такая совокупность параметров обеспечивает достоверность трендового контроля ТС турбовинтового двигателя (ТВД).

Базы данных полетной регистрации имеют значительный разброс параметров, что существенно снижает эффективность статистик тренда и вызывает недопустимые ложные срабатывания. Для снижения влияния указанного фактора в современных АСКД, дополнительно к формулам приведения, используют диагностические модели двигателей, построенные, либо по данным статистической обработки баз данных (регрессионные модели), либо на основе имитационных моделей.

Сопоставление данных имитационного моделирования с базами данных стендовых испытаний двигателя показывает высокую степень соответствия разработанной математической модели реальному поведению двигателя на установившихся и переходных режимах. Такое соответствие дает основа-

ние полагать, что ее уточнение с учетом изменения параметров двигателя по наработке будет давать такой же уровень соответствия данным реальной эксплуатации.

Заключение

Таким образом, реализация в эксплуатации программно-аппаратных средств наземной автоматизированной обработки полетных данных, с обязательным использованием трендового анализа и контроля ресурса основных деталей двигателя по малоцикловой усталости и длительной прочности позволяет осуществить:

- обнаружение и предупреждение об отказах двигателя для предотвращения катастрофических ситуаций, нелокализованных разрушений и пожаров по вине двигателя;
- обнаружение большинства неисправностей до того, как они приведут к отказу двигателя в целом;
- обнаружение места неисправности с точностью до съемного узла;
- прогнозирование состояния двигателя по наработке;
- оценку степени выработки ресурса в обобщенных полетных циклах и обеспечивает применение 2-й стратегии эксплуатации двигателя.

Литература

1. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, В.И. Кузнецов, И.И. Богаенко и др. – К.: Техника, 1998. – 312 с.
2. Миргород В.Ф., Ранченко Г.С. Особенности применения трендовых статистик при обработке данных в системах технической диагностики // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. – 2005. – № 4. – С. 25-27.

Поступила в редакцию 26.05.2008

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. Б.И. Кузнецов, Национальный технический университет «ХПИ», Харьков; ведущий конструктор по двигателю ТВ3-117ВМА-СБМ1 Г.А. Прочан, ГП ЗМКБ «Прогресс» им. академика Ивченко, Запорожье.

УДК 621.452.3.02:004.9:519.876.5

А.А. ОЛЕЙНИК

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

ПРИМЕНЕНИЕ АДАПТИВНЫХ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ КОНТРОЛЯ СИСТЕМ ГТД

Рассмотрены проблемы применения моделей нормального состояния при диагностировании систем ГТД. Приведены примеры снижения достоверности диагностирования в результате невозможности выполнения полной идентификации контролируемых технических объектов с использованием доступных эксплуатационных данных. Показана возможность и общие закономерности декомпозиции моделей нормального состояния на компоненты, оценивание параметров которых может выполняться отдельно, т.е. получения адаптивных многокомпонентных моделей. Приведены примеры их применения для преодоления указанных недостатков традиционных моделей нормального состояния.

адаптивная многокомпонентная модель, ГТД, идентификация, модель нормального состояния, программный синтез, структурно-параметрическая идентификация

Введение

Важным элементом современных стратегий эксплуатации ГТД является применение систем автоматизированного диагностирования для контроля технического состояния двигателя с использованием математических моделей нормального состояния систем ГТД.

Системы ГТД (проточная часть, системы смазки и суфлирования, подачи топлива, управления, механизации и др.) как сложные технические объекты обладают высокой индивидуальностью характеристик, что обуславливает применение методов параметрической идентификации для определения индивидуальных значений параметров моделей нормального состояния по измерениям параметров экземпляра технического объекта в период заведомо исправного функционирования.

Как правило, в системах диагностирования применяются упрощенные модели нормального состояния, описывающие зависимость контролируемых показателей технического объекта от влияющих факторов в виде статистических характеристик, применяемых, как правило, на установившихся режимах работы технического объекта:

$$y = f(\mathbf{x}, \mathbf{\theta}), \quad (1)$$

где y – контролируемый показатель (зависимая переменная модели);

f – структура модели нормального состояния;

$\mathbf{x}$ – вектор влияющих факторов;

$\mathbf{\theta}$ – вектор параметров модели.

1. Формулирование проблемы

Однако при разработке и применении моделей нормального состояния зачастую возникает проблема несоответствия доступных исходных данных требованиям оптимального планирования эксперимента. Некоторые факторы, например климатические, в период заведомо исправного функционирования изменяются недостаточно для достоверного определения параметров модели, описывающих их влияние. В то же время проведение специальных испытаний ГТД и его систем для формирования моделей нормального состояния в условиях эксплуатации весьма затруднительно. Эта проблема хорошо рассмотрена в [1], где даются некоторые рекомендации по ее преодолению, однако не позволяющие решать проблему в целом.

1.1. Модели систем ГТД. Описанную проблему удобно рассмотреть на примерах моделей нормального состояния систем ГТД.



Рис. 1. Модель проточной части ГТД с учетом влияния отборов воздуха из компрессора

На рис. 1 приведена контролируемая характеристика проточной части ГТД. Как правило, эти характеристики существенно изменяются при включении отборов воздуха из компрессора на нужды противообледенительной системы или для питания бортовых систем самолета. Для определения параметров модели проточной части ГТД, включающей поправку на влияние отбора воздуха из компрессора, требуются измерения параметров двигателя как с включенным, так и с выключенным отбором. Но поскольку в условиях эксплуатации наземного ГТД противообледенительная система включается автоматически в зависимости от температуры атмосферного воздуха, то в течение периода заведомо исправного функционирования она обычно находится только в одном состоянии – зимой включена, летом выключена. Поэтому измерения, собранные в летний период не позволяют определить параметры поправки на влияние отбора воздуха, а собранные в зимний – также и параметры основной характеристики. Таким образом, для полного определения параметров модели необходимо дожидаться изменения климатических условий, которое приведет к изменению состояния отбора воздуха из компрессора. В течение этого периода проточная часть двигателя не будет контролироваться системой диагностирования.

Сходные проблемы возникают при определении параметров модели программы регулирования ГТД на высоких режимах работы, для которых существу-

ет вероятность выхода двигателя на ограничения. Так двигатель Д-18Т, программа регулирования которого показана на рис. 2, в летний период выходит на ограничение по температуре газов при работе на взлетном режиме. Поэтому регистрируемые на этом режиме значения регулируемого параметра не пригодны для оценки высоты площадки взлетного режима (правый участок кривой на рис. 2). В зимний период на взлетном режиме возможен выход на ограничение по частоте вращения ротора. Аналогично приведенному выше примеру модели проточной части для полной идентификации программы регулирования по эксплуатационным данным необходимо дожидаться такого изменения климатических условий, при котором двигатель на взлетном режиме не будет выходить на ограничение, причем все это время контроль программы регулирования осуществляться не будет.



Рис. 2. Модель программы регулирования ГТД.

Для контроля вибрационного состояния при использовании низкочастотных датчиков вибрации зачастую применяются модели предельных уровней вибрации (рис. 3), т.к. применение аналитической модели в данном случае невозможно. Предельные уровни определяются для характерных этапов полета (взлет, набор высоты, полет на эшелоне, снижение и т.д.) по результатам измерения уровней вибрации на этих режимах в период заведомо исправного функционирования, при этом требуется накопление заданного количества измерений для каждого контролируемого этапа полета. Однако продолжительность работы двигателя на каждом этапе суще-

ственно различается, а также зависит от выполняемых полетных заданий. Поэтому необходимость накопления достаточного количества измерений на некоторых непродолжительных или редких этапах полета может задерживать начало диагностического контроля.

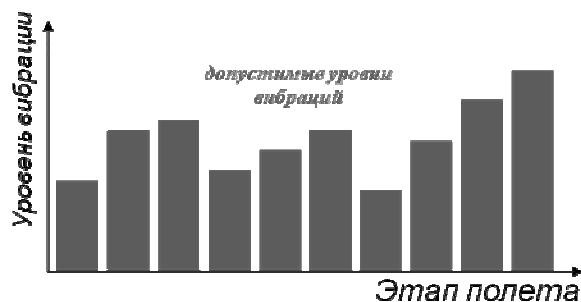


Рис. 3. Модель предельных уровней вибрации ротора ГТД

1.2. Пути решения проблемы. Методы оценивания параметров, применяемые для параметрической идентификации (определения параметров модели) контролируемых систем ГТД предполагают одновременное определение всех параметров модели. Если доступные исходные данные недостаточны для достоверного определения значения хотя бы одного из параметров, это приводит к невозможности выполнения идентификации, либо к определению этого параметра с грубой ошибкой. В тоже время, уточнение модели по вновь поступившим измерениям, приводит к изменению значений всех параметров модели, а не только тех, которые не могли быть определены ранее, что требует повторного выполнения контроля достоверности каждого параметра.

Достоверность идентификации может быть обеспечена за счет исключения факторов, влияние которых не может быть достоверно определено по доступным исходным данным. Однако это приводит к снижению достоверности диагностирования.

Другим решением является продление периода сбора исходных данных до накопления достаточно-го множества измерений, что также нежелательно, поскольку в этот период выполнение диагностиче-

ского контроля невозможно неисправностей. По мере увеличения периода сбора исходных данных возрастает и вероятность возникновения в этот период неисправностей, которые не могут быть обнаружены с использованием модели нормального состояния.

Нами предлагается совместить преимущества двух указанных подходов, по возможности преодолев их недостатки.

Доступные эксплуатационные данные за период заведомо исправного функционирования должны использоваться для определения параметров сокращенной (первоначальной) модели нормального состояния, из которой исключены влияющие факторы, которые недостаточно изменялись в этот период. Это позволяет оперативно начинать диагностический контроль, хотя и в относительно узкой области значений влияющих факторов. В ходе длительной эксплуатации технического объекта по мере изменения влияющих факторов и при подтверждении исправного состояния объекта, накопленное множество измерений должно использоваться для дополнения модели нормального состояния путем определения недостающих параметров. Дополнение модели позволит расширять область диагностического контроля. При этом ранее определенные параметры не должны изменяться.

2. Адаптивные многокомпонентные модели нормального состояния

Для обеспечения возможности выполнения неполной параметрической идентификации технического объекта и последующего дополнения модели по мере накопления достаточного множества измерений его параметров нами предложено производить декомпозицию моделей нормального состояния на компоненты. Компоненты модели являются самостоятельными математическими моделями, и их идентификация может выполняться отдельно в разное время и по различным исходным данным. Модели, полученные в результате такой декомпози-

ции, получили название адаптивных многокомпонентных моделей.

Нами была разработана информационная технология идентификации систем ГТД с использованием адаптивных многокомпонентных моделей [2]. Рассмотрим применение этой технологии для преодоления проблем идентификации систем ГТД, примеры моделей которых приведены выше.

Если период заведомо исправного функционирования проточной части наземного ГТД (рис. 1) выпадает на лето, когда выключен отбор воздуха из компрессора, то по измерениям параметров двигателя в этот период определяются параметры его базовой модели без учета влияния отбора. Этого вполне достаточно для начала диагностического контроля, который выполняется до тех пор, пока не будет включен отбор воздуха. После этого производится сбор измерений параметров двигателя с включенным отбором, на основании которых определяется величина поправки на влияние отбора воздуха. Полученная в результате такого дополнения модель пригодна для контроля двигателя как с включенным, так и выключенным отбором воздуха из компрессора.

Если же период заведомо исправного функционирования выпадает на зиму, по результатам регистрации параметров двигателя в этот период определяются параметры временной модели, описывающей контролируемую характеристику только при включенном отборе воздуха, которая используется в диагностическом контроле до выключения отборов. После этого производится сбор измерений параметров двигателя с выключенным отбором, на основании которых определяются параметры базовой модели, и с использованием измерений полученных в зимний период, определяется величина поправки на влияние отбора воздуха из компрессора.

Если в период заведомо исправного функционирования системы регулирования ГТД (рис. 2) двигатель выходит на ограничение на взлетном режиме, то модель программы регулирования определяется без площадки взлетного режима. Такая модель может использоваться для контроля на всех режимах, кроме взлетного. В дальнейшем, при получении измерений параметров двигателя на взлетном режиме без выхода на ограничение, эта модель дополняется площадкой взлетного режима, что позволяет обеспечить контроль на всех заданных режимах.

Уровни предельных вибраций (рис. 3) для различных этапов полета определяются независимо друг от друга по мере накопления заданного количества измерений на каждом этапе. При этом недостаточное количество измерений на одном из этапов не приводит к продлению периода сбора исходных данных для всей модели, из области контроля исключается только этот этап.

Литература

1. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С.В. Елифанов, Б.И. Кузнецов, И.М. Богаенко и др. – К.: Техника, 1998. – 312 с. – ISBN 966-575-121-2.
2. Олейник А.А. Методы автоматизации структурно-параметрической идентификации систем ГТД / Олейник А.А. //Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 9/45. – С. 184-188.

Поступила в редакцию 06.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Ю. Соколов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 681.518.54

В.Ф. МИРГОРОД¹, Г.С. РАНЧЕНКО¹, И.Ф. КРАВЧЕНКО²¹ОАО «Элемент», Одесса, Украина²ГП ЗМКБ «Ивченко – Прогресс», Запорожье, Украина

ПРИМЕНЕНИЕ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ И МЕТОДОВ ТРЕНДОВОГО АНАЛИЗА ДЛЯ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Предложены методики и программно-алгоритмические средства диагностирования технического состояния газотурбинных двигателей в составе силовых установок авиационного и наземного применения, основанные на полиномиальной регрессионной аппроксимации модели статистики и сингулярном трендовом анализе. Выполнена компьютерная реализация разработанных алгоритмов на основе сертифицированных программных средств LabVIEW фирмы National Instruments, США. Эффективность предложенных подходов и разработанных алгоритмов подтверждена решением ряда практических задач диагностирования, в частности, газотурбинного привода и авиационных газотурбинных двигателей.

техническая диагностика, регрессионная модель, методы трендового и сингулярного анализа

Введение

Проблемным вопросом продления жизненного цикла газотурбинных двигателей (ГТД) является достоверная оценка технического состояния по данным регистрации термогазодинамических и вибропараметров в течение эксплуатации. Переход к более совершенным стратегиям управления ресурсом ГТД требует разрешения ряда научных и прикладных задач, важнейшими из которых являются задачи построения адекватных диагностических моделей и методов оценки отклонений параметров ГТД в эксплуатации от номинального состояния.

1. Постановка проблемы и цель исследования

Наиболее совершенные диагностические модели ГТД [1 – 3] основаны на нелинейной, как правило, полиномиальной аппроксимации его характеристик и имеют высокий уровень соответствия двигателю-эталону. Предлагаемые и используемые [1, 2] методы оценки отклонений параметров ГТД основаны на разнообразных трендовых статистиках [1], в частности, Хальда-Аббе, кумулятивных сумм и других. Наиболее совершенными являются трендовые ста-

тистики в виде Ф-критерия [4].

В передовых АСД используются методы нелинейного представления характеристик, полиномиальная регрессионная аппроксимация трендов, прогнозирование на основе имитационных моделей [2]. Однако известные диагностические модели недостаточно учитывают индивидуальных различий двигателей, которые могут быть весьма существенными. Наиболее совершенные диагностические модели, предлагаемые в нормативных документах Разработки, в частности, в РЭ, являются, как правило, линейными, что существенно ограничивает область их применения. Предлагаемые трендовые статистики потенциально фиксируют лишь факт возникновения тренда, но не его характеристики. Уровень ложных срабатываний применяемых к выборкам данных трендовых статистик недопустимо высок, что ставит под сомнение достоверность статистических выводов. Таким образом, имеется необходимость усовершенствования известных диагностических моделей и методик их применения, а также разработки более совершенных методов и алгоритмов оценки отклонений параметров ГТД.

Целью настоящего исследования является усо-

вершенствования методик и диагностических моделей ГТД и разработка метода трендового анализа для оценки технического состояния двигателя в процессе эксплуатации.

2. Основные результаты исследований

2.1. Объект исследования и методика диагностирования. Объектом исследования являются базы данных регистрации основных термогазодинамических и вибропараметров ряда ГТД в составе авиационных силовых установок и газоперекачивающих агрегатов.

Применяемая методика диагностирования состоит из последовательно реализуемых следующих этапов:

- приведение термогазодинамических параметров ГТД к стандартным атмосферным условиям;
- построение диагностических моделей ГТД в виде нелинейных регрессионных зависимостей [3, 4];
- выделение трендов отклонений с учетом диагностических моделей [4, 5], а также трендов вибропараметров;
- сингулярный и факторный анализ [3, 5];
- применение трендовых статистик [4 – 6].

Существенными особенностями предлагаемой методики являются следующие отличия:

- нелинейная регрессионная диагностическая модель ГТД является индивидуализированной применительно к конкретному экземпляру двигателя;
- проводится не только трендовый контроль, но и углубленный трендовый анализ применительно к отклонениям параметров ГТД в процессе его эксплуатации от индивидуальной диагностической модели;
- применяется совокупность методов трендового анализа высокой эффективности, позволяющая разделить исследуемый временной ряд на трендовую, периодические и стохастическую компоненты.

Для реализации рассматриваемой методики применительно к конкретным задачам диагностирова-

ния разработано необходимое алгоритмическое и программное обеспечение.

Результативность и эффективность применяемой методики подтверждена успешным решением ряда прикладных задач диагностирования ГТД в составе авиационных силовых установок и газоперекачивающих агрегатов.

2.2. Диагностирование газотурбинного привода по регрессионной модели. Одной из первых задач диагностирования, для которой последовательно реализованы практически все необходимые этапы методики, является задача оценки технического состояния газотурбинного двигателя Д-336 в составе ГТП №336-1-01 в процессе нормальной эксплуатации длительностью ~18 мес. с наработкой 5650 часов [3].

Типовая методика диагностирования согласно РЭ разработчика двигателя заключается в приведении параметров к стандартным атмосферным условиям (с.а.у.) согласно известным формулам:

$$N_{ВДпр} = N_{ВДизм} \cdot \sqrt{288 / (T_{ex}^* + 273)}; \quad (1)$$

$$N_{НДпр} = N_{НДизм} \cdot \sqrt{288 / (T_{ex}^* + 273)}; \quad (2)$$

$$P_{КВДпр} = N_{КВДизм} \cdot \sqrt{760 / (P_{ex} + 101)}; \quad (3)$$

$$T_{ТНДпр}^* = \left[(T_{ТНДизм}^* + 273) \cdot \frac{288}{T_{ex}^* + 273} - 273 \right], \quad (4)$$

с последующим приведением параметров к базовому режиму

$$\Delta N_{ВДпр} = N_{ВДк} - N_{ВДпр}; \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} N_{НДпрк} &= N_{НДпр} - k_{НД} \cdot \Delta N_{ВДпр}; \\ P_{КВДпрк} &= P_{КВДпр} - k_P \cdot \Delta N_{ВДпр}; \\ T_{ТНДпрк}^* &= T_{ТНДпр}^* - k_T \cdot \Delta N_{ВДпр}, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

и вычислением отклонений от этого режима

$$\left. \begin{aligned} \Delta N_{НДпр} &= N_{НДпрф} - N_{НДпрк}; \\ \Delta P_{КВДпр} &= P_{КВДпрф} - P_{КВДпрк}; \\ \Delta T_{ТНДпр}^* &= T_{ТНДпрф}^* - T_{ТНДпрк}^*. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Весьма важным положительным моментом РЭ является тот факт, что в формулах (6) коэффициенты крутизны характеристик ГТД и формулярные параметры в (7) индивидуализированы применительно к конкретному экземпляру двигателя. Однако эти данные получены на этапе непродолжительных стендовых испытаний, в то время как в процессе эксплуатации двигателя имеется участок приработки, то есть установления параметров.

Контролю подлежит нахождение отклонений (7) в заданных допусках для N_{HD} , $P_{KBД}$ и $T_{ТНД}$.

Результаты обработки БД по типовой методике РЭ и их анализ дали основание предположить параметрический отказ ИК по $P_{KBД}$ и ненормальный режим ГТД на интервале (3560...4014) час. Следуя нормативным документам, двигатель подлежал снятию с эксплуатации на осмотр и промывку проточной части.

Несовершенство типовой модели (1) – (7) согласно РЭ заключается в приближенном учете хода дроссельных характеристик реального двигателя, путем их линейной аппроксимации согласно (6), справедливой только при малых отклонениях. Однако это условие не соблюдается для исследуемых данных регистрации.

Реально реализуемая зависимость

$$P_{KBДпрк} - P_{KBДпр} = f_P(\Delta N_{ВДпр}) \quad (8)$$

имеет существенно нелинейный характер. После исключения аномальных отклонений согласно [7] построена полиномиальная регрессионная модель (8) на основе МНК. Аналогичные модели построены для параметров N_{HD} и $T_{ТНД}$. После замены в (6) постоянных коэффициентов нелинейными функциями получены временные ряды отклонений, причем использование диагностических моделей существенно уменьшает разброс данных [4]. Предположение о ненормальном режиме ГТД, следующее из типовой методики диагностирования по РЭ может быть снято.

Таким образом, использование диагностической регрессионной нелинейной модели позволяет суще-

ственно уменьшить дисперсию остаточных отклонений и тем самым повысить надежность результатов диагностики.

Дальнейшее уменьшение дисперсии остаточных отклонений и идентификация состояния объекта за счет исключения не связанных с его состоянием факторов достигнуто на основе применения к выборке параметров регистрации метода факторного анализа (МФА).

Если полагать, что параметры регистрации образуют вектор

$$x^{(m)} = \text{col} \left(N_{ВДпр} P_{KBДпр} N_{HDпр} T_{ТНДпр}^* T_{ex}^* P_{ex} \right),$$

а их совокупность – матрицу наблюдений X , то строки этой матрицы можно полагать признаками объекта, а столбцы – его состояниями. Сингулярное разложение пхп матрицы наблюдений имеет вид [3, 5, 8]

$$X = USV^T = \sum_{i=1}^k \sigma_i u_i v_i^T, \quad (9)$$

где U , V – унитарные $m \times n$ матрицы, $S = \text{diag}(\sigma_1 \sigma_2 \dots \sigma_n 0 \dots 0)$, причем $\sigma_1 > \sigma_2 > \dots > \sigma_k$ – собственные числа матрицы XX^T , а матрица U составлена из ортонормированных собственных векторов. Следуя МФА, выполним следующее представление матрицы наблюдений

$$X = BF + N,$$

где F – матрица центрированных, независимых и нормированных факторных компонент; B – матрица факторных нагрузок; N – вектор остаточных несущественных факторов.

Компоненты матрицы F отыскиваются из выражения [9]

$$f^{(l)} = \frac{\sum_{i=1}^m u_i^{(l)} x_i}{\sqrt{\sum_{i,j=1}^m u_i^{(l)} u_j^{(l)} r_{ij}}}, \quad (11)$$

где $r_{ij} = \text{cor}(x_i, x_j)$; $u^{(l)} = \text{col}(u_1^{(l)} u_2^{(l)} \dots u_m^{(l)})$ – собственный вектор, отвечающий максимальному

собственному значению λ_l .

Результаты применения указанной процедуры МФА к матрице наблюдений, составленной из приведенных согласно (1)...(6) параметров ГТД и параметров T_{ex}^*, P_{ex} , после учета первых двух факторов, имеющих наибольшие дисперсии, дают существенное уменьшение остаточной дисперсии. Распределение остаточного отклонения $\delta P_{КВД}$ по критерию χ^2 полагается нормальным с доверительной вероятностью не менее 0,95. Характерным моментом для наземных силовых установок является наличие в данных регистрации циклических компонент, соответствующих изменениям атмосферных условий и сезонным изменениям.

Следовательно, применение МФА позволяет существенно повысить надежность диагностики состояния ГТД, учесть влияние изменяющихся условий эксплуатации. Отображение данных регистрации в плоскости первых двух факторов позволяет выделить группы аномальных отклонений и тем самым идентифицировать состояние объекта [9]. Вычислительная сложность алгоритмов МФА в настоящее время не является препятствием для их использования в АСД.

2.3. Диагностирование авиационной силовой установки по данным летной регистрации. Следующей задачей диагностирования, для которой последовательно реализованы все необходимые этапы методики, является задача оценки технического состояния ряда двухвальных газотурбинного двигателя тягой 14(16) т в составе авиационных силовых установок в процессе летной эксплуатации.

Такая задача была поставлена И.В. Егоровым (ЦИАМ) и решалась под его методическим руководством.

Наиболее представительные выборки содержат около 30 параметров летной регистрации, включая основные термогазодинамические параметры, обороты турбин и вибропараметры, для 350 полетных

циклов в трех режимах: взлетный, крейсерский и 0.5 номинала. Эксплуатация двигателя прекращена после помпажа на взлетном режиме, а при осмотре обнаружены серьезные механические повреждения лопаток КВД.

Для выделения трендов отклонений от регрессионных моделей использован сингулярный спектральный анализ [5, 10] SSA (Singular Spectrum Analysis), основанный на анализе сингулярного спектра - набора собственных чисел сингулярного разложения траекторной матрицы [10,11]. Под траекторной матрицей понимается матрица Ганкеля, составленная из элементов временного ряда

$$X = \begin{bmatrix} y_1 & y_2 & \dots & y_k \\ y_2 & y_3 & \dots & y_{k+1} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ y_m & y_{m+1} & \dots & y_n \end{bmatrix} = [X_1, X_2, \dots, X_k], \quad (12)$$

где m – длина окна; n – число членов ряда; $k = n - m$.

Указанное разложение траекторной матрицы (12) позволяет упорядочить ее структуру в виде (9).

На этапе восстановления выполняется группировка составляющих (9) на непересекающиеся подмножества с целью получения представления ряда в виде

$$Y = Y_{trend} + Y_{cycle} + Y_{noise},$$

то есть разложения на трендовую, периодические (циклические) составляющие и шум.

Результаты применения методики диагностирования иллюстрируют рис. 1 и 2, на которых представлены тренды отклонений по основным внутримоторным параметрам, а также рис. 3, характеризующий тренд вибропараметров.

На рис. 2 и 3 обозначены даты и номера полетных циклов, причем последняя точка соответствует аварийной ситуации.

Регрессионные модели построены непосредственно по данным регистрации после процедуры приведения к с.а.у. относительно параметра Nbd, по которому осуществляется регулирование двигателя.

Для остаточных отклонений выполнено статистическое оценивание характера распределения.

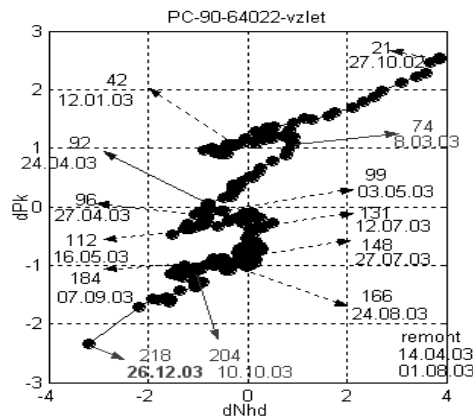


Рис. 1. Тренд отклонения по давлению

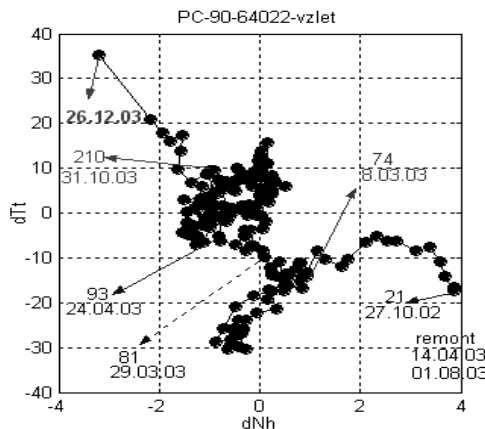


Рис. 2. Тренд отклонения по температуре

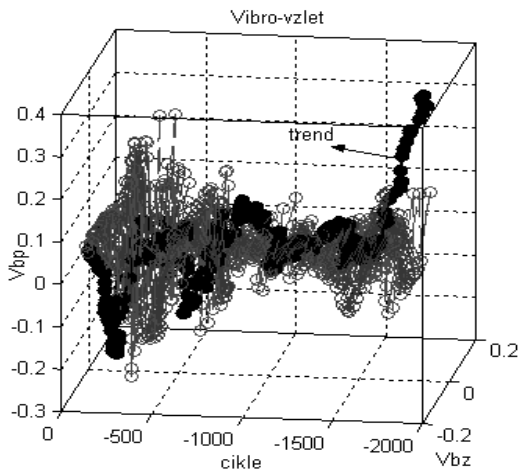


Рис. 3. Тренд по вибропараметрам

Проведенный согласно методике анализ позволил установить, что эксплуатационный период диагностируемого двигателя может быть разделен на ряд последовательных этапов, а именно:

- установление параметров;
- первый этап снижения режимных параметров;
- второй этап снижения режимных параметров с потерей запасов ГДУ;

– излом трендов отклонений параметров относительно диагностической модели и трендов вибропараметров и развитие предаварийной ситуации.

Известные трендовые статистики, в частности, Хальда-Аббе, применяемые непосредственно к выборкам, имеют низкую эффективность из-за большого числа ложных срабатываний, и напротив, их применение к выделенным трендовым компонентам позволяет установить отрыв трендов на 208 полетном цикле по Рквд и Нвен, то есть задолго до аварии. Для нормализованных вибропараметров срабатывание указанной статистики происходит на 211 цикле (за 24 дня) с доверительной вероятностью 0,99.

Тестирование методики диагностирования на данных регистрации двигателей, результат эксплуатации которых известен, не представляется достаточно убедительным. Поэтому весьма важными являются полученные результаты диагностирования трехвального авиационного двигателя тягой 7 т, находящегося в эксплуатации. В порядке авторского надзора и сопровождения в эксплуатации установленной на двигателе системы измерения давления разработки ОАО «Элемент» выполнялся анализ данных полетной регистрации для ряда полетных циклов. В процессе такого анализа, наряду с контролем функционирования собственного изделия, выполнен анализ технического состояния двигателя по приведенной методике. Компьютерная реализация имитационных и диагностических моделей двигателя выполнена на платформе NI и сертифицированных программных продуктов LabVIEW. Результатом такого анализа стало установление факта деградации КВД с образованием S-образного участка на его характеристике и потерей запасов ГДУ. Соответственно, установлен номер полетного цикла, после которого эксплуатацию двигателя следовало бы прекратить, о чем был информирован Разработчик двигателя. Серьезным подтверждением эффективности предложенных подходов и методик является тот факт, что Разработчик двигателя независимо пришел к аналогичным выводам и двигатель был снят с

эксплуатации именно с указанного полетного цикла. Его разборка показала наличие механических повреждений лопаток компрессора.

Заключение

Таким образом, в настоящее время имеются все необходимые предпосылки, методическое, алгоритмическое и программное обеспечение, для решения задачи повышения достоверности оценки технического состояния газотурбинных двигателей в составе авиационных и наземных силовых установок. Указанная цель может быть достигнута путем совершенствования применяемых методик диагностирования, в которых необходимо учитывать диагностические модели ГТД, полученные по данным стендовых испытаний и в процессе эксплуатации, а также современные методы трендового анализа. Технические средства АСД позволяют в настоящее время использовать более совершенное алгоритмическое и программное обеспечение на основе универсальных и сертифицированных программных продуктов. Актуальным вопросом является отработка соответствующих методик на экспериментальных данных достаточного объема и создание прикладного ПО, что и определяет перспективы дальнейших исследований.

Литература

1. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, В.И. Кузнецов, И.И. Богаенко и др. – К.: Техника, 1998. – 312 с.

2. Елисеев Ю.С., Добрянский Г.В., Дема Т.Ф. Статистические методы формирования алгоритмов вычисления в полете тяги и других основных параметров газотурбинного двигателя, критериев и признаков технического состояния его узлов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2003. – Вып. 6 (41). – С. 81-89.

3. Миргород В.Ф., Ранченко Г.С. Сравнительный анализ методов диагностирования технического состояния двигателя газотурбинного привода по данным регистрации // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2006. – № 2 (28). – С. 70-74.

4. Егоров И.В. Диагностирование технического состояния авиационных двигателей // *Труды ЦИАМ «Научный вклад в создание авиационных двигателей»*. – М.: Машиностроение. – 2000. – С. 651-688.

5. Миргород В.Ф., Ранченко Г.С. Сравнительный анализ эффективности критериев тренда в задачах диагностики ГТД // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – № 8 (24). – С. 190-194.

6. Миргород В.Ф., Ранченко Г.С. Вероятностные характеристики трендовой статистики Хальда-Аббе при обработке параметров регистрации ГТД // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – № 5 (21). – С. 38-142.

7. Новицкий П.В., Зограф И.А. Оценка погрешностей результатов измерений. – Л.: Энергоатомиздат, 1985. – 248 с.

8. Марпл мл. С.Л. Цифровой спектральный анализ и его приложения. – М.: Мир, 1990. – 584 с.

9. Прикладная статистика. Классификация и снижение размерности / С.А. Айвазян, В.М. Бухштабер, И.С. Енюков, Л.Д. Мешалкин. – М.: Финансы и статистика, 1989. – 607 с.

10. Elsner I.B., Tsonis A.A. Singular Spectrum Analysis: A New Tool in Time Series Analysis. – New York, London: Plenum Press, 1996. – 164 p.

11. Broomhead D., King G. Extracting qualitative from experimental data. // *Physica D*. – 1986. – V. 20 – P. 217-236.

Поступила в редакцию 21.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Н. Крылов, Одесский национальный политехнический университет, Одесса.

УДК 629.7.001.25(045)

М.С. КУЛИК, О.А. ТАМАРГАЗІН, І.І. ЛІННІК

Національний авіаційний університет, Київ, Україна

ПРОГНОЗУВАННЯ СТАНУ АВІАЦІЙНОГО ДВИГУНА В АВАРІЙНІЙ СИТУАЦІЇ

Велика кількість об'єктів керування математично описуються системами диференціальних рівнянь невисокого порядку і представляються відповідними наборами взаємозалежних лінійних і нелінійних динамічних ланок. Це задовольняє тим методам діагностування, які призначені визначати динамічну характеристику об'єкта і для яких носієм інформації є сигнал, що містить реакцію на внутрішню перешкоду. Такий підхід розглянуто у статті для розробки метода розрахунку динамічного стану авіаційного двигуна під час позаштатних ситуацій. Застосування розробленого методу дозволяє спрогнозувати технічний стан авіаційного газотурбінного двигуна при обриві лопаток компресора чи потраплянні сторонніх предметів у проточну частину двигуна зі злітної смуги.

авіаційний двигун, ушкодження, технічний стан, надійність

Вступ

Однією з характерних рис проблеми надійності є її комплексність, багатоплановість. Не можна, наприклад, забезпечити високу надійність авіаційних двигунів (АД) тільки розробкою вдалої її конструкції або тільки за рахунок високого рівня технології її виробництва [1]. Для того щоб промисловість випускала високонадійну продукцію, необхідно одночасне виконання цілої низки умов.

1. Формулювання проблеми

Аварійні ситуації, що відбуваються під час експлуатації АД роблять проблему прогнозування їхніх можливих наслідків надзвичайно актуальною. Найчастіше такі задачі зводяться до задач динамічної контактної взаємодії тіла з перешкодою. Існуючі моделі, побудовані на теорії механічного удару, досить складні в математичному плані і не завжди дозволяють врахувати весь набір параметрів, які цікавлять дослідника. Зазвичай ударні процеси досліджуються експериментально і, отже, є набір даних, який характеризує процес, на основі якого можливе формування розрахункових моделей, побудованих за допомогою теорії подоби і розмірностей.

Розглянемо АД як деяку систему, що перебуває в полі зовнішніх впливів. Фактори впливу позначимо

через f_i . Зазвичай є кілька класів систем, що відрізняються технічними характеристиками, тому введемо параметр p_j , що буде відображати властиві системі внутрішні особливості, які визначають відмінність конкретної системи від подібних їй систем. У нашому розпорядженні є набори: зовнішніх факторів (ЗФ) f_i , $i = \overline{1, n}$; параметрів p_j , $j = \overline{1, m}$; відгуків r_k , $k = \overline{1, l}$, які математично можуть бути зв'язані деякою функціональною залежністю:

$$\Phi(f_1, \dots, f_n, p_1, \dots, p_m, r_1, \dots, r_l) = 0.$$

На підставі теорії подоби і розмірностей, розмірності будь-яких механічних величин, виражаються у вигляді добутку розмірностей основних величин (кілограм – М, метр – L, секунда – T):

$$[A] = M^\alpha L^\beta T^\gamma.$$

Це дозволяє представити функціональну залежність не у вигляді залежності від конкретних параметрів, що характеризують вищезгадані набори, а у вигляді залежності від безрозмірних симплексів і комплексів:

$$\Pi(\pi_1, \dots, \pi_s) = 0.$$

2. Рішення проблеми

Тому що розглядається задача про контактну взаємодію АД із твердою перешкодою, тому вибе-

ремо наступні параметри: у якості ЗФ – швидкість V і кут α зустрічі з перешкодою; як параметри виро- бів – довжину l , діаметр d і масу m АД, а також час- тоту першого тону власних коливань конструкції v і координату виміру відгуку x ; як відгук системи – віброударне прискорення a .

Тому що в досліджуемій задачі розглядається ві- сім факторів, тому кожна π -змінна може бути пред- ставлена як їхній добуток, у якому кожний спів- множник буде зводитися в певний ступіні:

$$\pi = \prod_{i=1}^n f_i^{z_i} \times \prod_{j=n+1}^{n+m} p_j^{z_j} \times \prod_{k=n+m+1}^{n+m+l} r_k^{z_k}.$$

Підставивши конкретні значення n , m і l у цю фо- рмулу отримаємо:

$$\pi = \prod_{i=1}^2 f_i^{z_i} \times \prod_{j=3}^7 p_j^{z_j} \times \prod_{k=8}^8 r_k^{z_k}.$$

Замінивши співмножники на їхні розмірності одержимо:

$$\prod_{q=1}^8 \left[M^{\alpha_q} L^{\beta_q} T^{\gamma_q} \right]^{z_q} = M^0 L^0 T^0,$$

де α_q , β_q , γ_q – відомі числа.

Для дотримання цієї рівності ступінь z_q вибира- ють таким чином, щоб одночасно виконувалися співвідношення:

$$\sum_{q=1}^8 \alpha_q z_q = 0, \quad \sum_{q=1}^8 \beta_q z_q = 0, \quad \sum_{q=1}^8 \gamma_q z_q = 0.$$

При цьому очевидно, що кількість рівнянь дорів- нює кількості повторюваних змінних, а кількість невідомих – кількість істотних факторів.

У розглядаємому випадку:

$$V_\delta^{z_1} m^{z_2} l^{z_3} d^{z_4} v^{z_5} x^{z_6} a^{z_7} = 1;$$

$$\begin{aligned} & \left[M^0 L^1 T^{-1} \right]^{z_1} \times \left[M^1 L^0 T^0 \right]^{z_2} \times \left[M^0 L^1 T^0 \right]^{z_3} \times \\ & \times \left[M^0 L^1 T^0 \right]^{z_4} \times \left[M^0 L^0 T^{-1} \right]^{z_5} \times \left[M^0 L^1 T^0 \right]^{z_6} \times \\ & \times \left[M^0 L^1 T^{-2} \right]^{z_7} = M^0 L^0 T^0. \end{aligned}$$

Для того, щоб остання комбінація була безрозмі- рною, повинні одночасно задовольнятися рівняння: для розмірності M

$$0 + z_2 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 = 0;$$

для розмірності L

$$z_1 + 0 + z_3 + z_4 + 0 + z_6 + z_7 = 0;$$

для розмірності T

$$-z_1 + 0 + 0 + 0 - z_5 + 0 - 2z_7 = 0;$$

Тому що ранг матриці менше кількості невідо- мих, то система має рішення, відмінне від нульово- го. Так як $z_2 = 0$, тому досить розглянути систему:

$$\begin{cases} z_1 + z_3 + z_4 + z_6 + z_7 = 0; \\ -z_1 - z_5 - 2z_7 = 0. \end{cases}$$

Ця система буде мати фундаментальну систему рішень, яка складається із чотирьох рішень. Загаль- не рішенням системи має вигляд

$$\begin{cases} z_3 = -z_1 - z_4 - z_6 - z_7; \\ z_5 = -z_1 - 2z_7. \end{cases}$$

Сформуємо чотири π -змінних:

$$\pi_1 = V_\delta^0 m^0 l^{-1} d^0 v^{-2} x^0 a^1 = l^{-1} v^{-2} a^1;$$

$$\pi_2 = V_\delta^0 m^0 l^{-1} d^0 v^0 x^1 a^0 = l^{-1} x^1;$$

$$\pi_3 = V_\delta^0 m^0 l^{-1} d^1 v^0 x^0 a^0 = l^{-1} d^1;$$

$$\pi_4 = V_\delta^1 m^0 l^{-1} d^0 v^{-1} x^0 a^0 = V_\delta^1 l^{-1} v^{-1}.$$

Тоді:

$$\prod \left(l^{-1} v^{-2} a^1, (V \sin \delta)^1 l^{-1} v^{-1}, l^{-1} d^1, l^{-1} x \right) = 0.$$

Експериментальні дослідження процесів динаміч- ної контактної взаємодії дозволяють визначити рівень віброприсокрень у різних зонах досліджуваного об'єк- та. Тому останнє рівняння доцільно розв'язати щодо тієї π -змінної, яка містить зазначений параметр:

$$a = K \cdot (v \cdot V \sin \delta) \cdot \left(\frac{d}{l} \right) \cdot \left(\frac{x}{l} \right),$$

що скорочено можна записати як

$$a = K \cdot \pi_I \cdot \pi_{II},$$

де

$$\pi_I = v \cdot V \sin \delta \cdot d/l;$$

$$\pi_{II} = x/l.$$

Природно припустити, що отримані π -змінні є незалежними:

$$a = K \cdot a(\pi_I) \cdot a(\pi_{II}).$$

Отримана залежність, дозволяє прогнозувати рі- вень перевантажень у тій або іншій області АД при

заданих зовнішніх впливах. Складність застосування отриманої залежності полягає у визначенні значення коефіцієнта, що погодить, K і конкретної залежності для співмножників $a(\pi_i)$ і $a(\pi_{II})$.

Кожному значенню π -змінної відповідає тричотири значення відгуку. Модель регресійного аналізу припускає, що отримані в результаті серії експериментів значення відгуків a_{cp} можна розділити на дві частини: одна з них закономірно залежить від π , тобто визначається функціональною залежністю $a(\pi)$, інша частина – випадкова стосовно π і цю частину можна позначити через ε , причому ці величини є векторами. Модель може бути записана як:

$$a_{cp,i} = a_{cp}(\pi_i) + \varepsilon_i, \quad i = \overline{1, n}.$$

При виборі функції відгуку $a_{cp}(\pi)$ сама функція належить параметричному сімейству функцій $a_{cp}(\pi, \theta)$, де θ – параметр сімейства, що є, у загальному випадку, вектором. Зазначена функція може бути представлена як сума добутоків модельних функцій $\phi_j(\pi)$ і елементів вектора θ_j :

$$a_{cp,i}(\pi_i) \approx \sum_{j=1}^m \theta_j \phi_j(\pi_i), \quad i = \overline{1, n},$$

де i – порядковий номер пари "відгук-фактор"; n – кількість таких пар, наявних у нашому розпорядженні; j – порядковий номер модельної функції; m – кількість функцій, що беруть участь у формуванні моделі.

При виборі методів визначення параметрів регресійної моделі можна керуватися різними підходами. Один з найпоширеніших підходів полягає в тому, що при «правильному» виборі параметрів моделі компоненти вектора $[\theta]$ повинні бути підібрані таким чином, щоб вектор нев'язок прагнув до нуля на сукупності відомих точок:

$$a_{cp,i}(\pi_i) - (\theta_1 \pi_i^2 + \theta_2 \pi_i + \theta_3) \rightarrow 0, \quad i = \overline{1, n}.$$

Як міра прагнення до нуля нев'язок можна приймати різні співвідношення, наприклад, суму квадратів:

$$\sum_{i=1}^n [a_{cp,i} - \tilde{\theta}_1 \pi_i^2 - \tilde{\theta}_2 \pi_i - \tilde{\theta}_3]^2 \rightarrow \min_{\tilde{\theta}_1, \tilde{\theta}_2, \tilde{\theta}_3}.$$

Тоді

$$F(\tilde{\theta}_1, \tilde{\theta}_2, \tilde{\theta}_3) = \sum_{i=1}^n [a_{cp,i} - \tilde{\theta}_1 \pi_i^2 - \tilde{\theta}_2 \pi_i - \tilde{\theta}_3]^2.$$

Використовуючи необхідні умови екстремуму функції декількох змінних, одержуємо нормальну систему для визначення оцінок коефіцієнтів моделі:

$$\left. \begin{aligned} \tilde{\theta}_1 \sum_{i=1}^n \pi_i^4 + \tilde{\theta}_2 \sum_{i=1}^n \pi_i^3 + \tilde{\theta}_3 \sum_{i=1}^n \pi_i^2 &= \sum_{i=1}^n a_{cp,i} \pi_i^2; \\ \tilde{\theta}_1 \sum_{i=1}^n \pi_i^3 + \tilde{\theta}_2 \sum_{i=1}^n \pi_i^2 + \tilde{\theta}_3 \sum_{i=1}^n \pi_i &= \sum_{i=1}^n a_{cp,i} \pi_i; \\ \tilde{\theta}_1 \sum_{i=1}^n \pi_i^2 + \tilde{\theta}_2 \sum_{i=1}^n \pi_i + \tilde{\theta}_3 n &= \sum_{i=1}^n a_{cp,i}. \end{aligned} \right\}$$

Рішення цієї системи дає остаточні формули для визначення оцінок параметрів моделі.

Висновок

Розглянутий підхід до дослідження фізичних причин і картини виникнення і розвитку відмов у результаті потрапляння в проточну частину сторонніх предметів може бути використаний для прогнозування погіршення характеристик проточної частини двигуна в експлуатації. Зокрема, розглянутий підхід може бути також використаний для створення моделей абразивного та ерозійно-корозійного зношування елементів проточної частини авіаційних газотурбінних двигунів, що дозволить зменшити витрати на експериментальне доведення двигунів.

Література

1. Кулик Н.С., Тамаргазин А.А. Перспективные направления диагностирования авиационных двигателей // Авиационно-космична техніка і технології: Зб. наук. праць. – Х.: ХАІ, 2001. – Вип. 23. Теплові двигуни та енергоустановки. – С. 163-166.

Надійшла до редакції 23.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Г. Кучер, Національний авіаційний університет, Київ.

УДК 629.7.03.004.64

Р.А. САДЫХОВ, П.Ш. АБДУЛЛАЕВ, А.Д. МИРЗОЕВ

Национальная академия авиации, Азербайджан, Баку

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АВИАЦИОННОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ МЕТОДОВ SOFT COMPUTING

Предложена автоматизированная система диагностирования технического состояния авиационных газотурбинных двигателей, основанная на комплексном анализе термогазодинамических и механических параметров работы двигателя с применением различных методов. Рассмотрены основные этапы формирования нейро-статистической подсистемы предложенной автоматизированной системы диагностирования технического состояния авиационных газотурбинных двигателей. Приведены результаты экспериментов практической реализации предложенной методики на двигателях ПС-90-76SW, Д30КУ-154 и RB-211-534E.

авиационный газотурбинный двигатель, техническое состояние, автоматизированная система диагностирования, математическая статистика, нейронная сеть

Введение

Исследования в области создания автоматизированных систем диагностирования технического состояния (ТС) авиационных газотурбинных двигателей (АГТД) показывают на недостаточную обоснованность применения систем, основанных только на одном из известных методов диагностирования, так как ни один из методов не является универсальным и абсолютно надежным. Естественно, что подобные системы диагностирования, построенные на основе одного классификатора, не смогут в полной мере удовлетворить возрастающие требования, предъявляемые к диагностированию двигателей, как в онлайн-режиме (в режиме реального времени), так и в оффлайн-режиме [1].

Анализ последних исследований показывает, что системы диагностирования ТС АГТД, базирующиеся на комбинации различных методов, еще мало изучены и требуют тщательных исследований.

Цель и постановка задачи

Учитывая вышеприведенный анализ существующих работ, назрела острая необходимость в создании и применении комплексного подхода, с ис-

пользованием новой технологии Soft Computing, при диагностировании ТС АГТД с использованием Нечеткой Логике (НЛ) и Нейросетевых (НС) методов. Применение данного подхода требует устойчивого и эффективного использования ресурсов современной информационной технологии.

Предлагаемая АСД основана на Комплексном Анализе (КА) термогазодинамических и механических параметров работы АГТД с применением различных методов, приведенных на рис. 1. При этом методы Soft Computing применяются как в отдельности, так и в комбинации с другими (например, $M1 + M2 + КА$ и т.п., «+» – условный знак комбинирования), что позволяют производить поэтапную оценку ТС АГТД. Рассмотрим подсистему диагностирования с использованием $M2 + M5 + КА$ (рис. 2). Для реализации рассматриваемой подсистемы диагностирования АГТД проанализируем отдельные этапы ее формирования.

1. Методика оценки ТС АГТД с помощью математической статистики и нейронной сети

Подсистема комплексной системы диагностирования $M2 + M5 + КА$ технического состояния

АГТД позволяет производить многоэтапную он-лайн и оффлайновую оценку состояния дви-

гателя параметрами, зарегистрированными различными средствами.

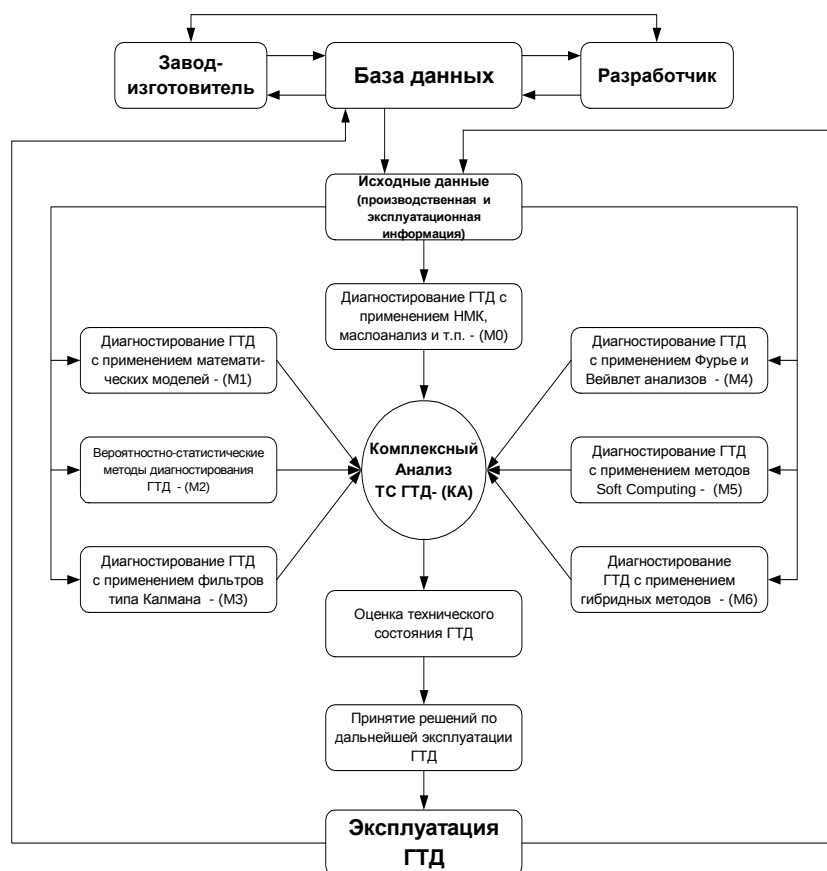


Рис. 1. Структура комплексной системы параметрического диагностирования авиационного ГТД



Рис. 2. Нейро-статическая подсистема диагностирования ТС АГТД (M2 + M5 + КА)

Первый этап предложенной комплексной системы диагностирования ТС АГТД позволяет выявить лишь тенденцию склонности двигателя к неисправному состоянию посредством нейростатистического подхода без локализации узла неисправности.

Статистическое обнаружение неисправности двигателя основывается на формировании гибких диапазонов регистрируемых параметров и сравнении их значений с расчетными верхними и нижними возможными границами, согласно формулам:

$$P_n^B = \overline{P}_n + K_{1,n} \sqrt{S_n^2};$$

$$P_n^H = \overline{P}_n - K_{1,n} \sqrt{S_n^2},$$

где $\overline{P}_n$ и S_n – среднее значение и среднее квадратичное отклонение параметров двигателей;

$K_{1,n}$ – толерантный коэффициент, зависящий от числа измерений n , принятого уровня значимости и доверительной вероятности.

Нейросетевой подход выявления неисправности базируется на формировании верхнего и нижнего порогов выходного (диагностируемого) параметра нейросетевой модели (НМ) двигателя соответствующие началу необратимого состояния АГТД.

Выходной диагностируемый параметр НМ двигателя уточняется на основе анализа динамики изменения основных характеристик распределений параметров ($A(P_i)$ и $E(P_i)$), которые позволяют сформировать пороги необратимого неисправного состояния двигателя по формулам:

$$U_{II}^B = P_n + \gamma_B,$$

$$\gamma_B = P_0 * \alpha_1;$$

$$U_{II}^H = P_n + \gamma_H, \gamma_H = P_0 * \alpha_2,$$

где P_n – значение выходного параметра последнего замера;

P_0 – базовое значение выходного параметра, определяемое как среднеарифметическое за три последовательных замера;

$\alpha_1 = 0,5 \div 0,6$ и $\alpha_2 = 0,1 \div 0,2$ – коэффициенты, полученные на основе исследований неисправностей двигателей ПС-90А-76SW, Д30КУ-154 и RB211-534E4.

Необходимо отметить, что основные этапы формирования методики нейросетевого обнаружения склонности двигателя к неисправному состоянию базируются на сравнении характера поведения основных характеристик распределения выходного параметра НМ двигателя в течении четырех последовательных замеров.

При этом идентификация текущего состояния АГТД ведется по предварительно сформированным классами, уточненным на основе анализа результатов нейро-статистического выявления тенденции неисправностей двигателя. Каждому классу, в зависимости от диагностических ситуаций, соответствует код сообщений, содержания которых предписывает мероприятия, необходимые для проведения работ на двигателе. Рекомендация о дальнейшей эксплуатации АГТД выдается логической моделью блока принятия решений путем сравнений результатов нейросетевого и статистического анализа текущего состояния двигателя.

Локализация неисправности до узла, базирующаяся на практическом и теоретическом подходах, является вторым этапом предложенной комплексной системы диагностирования ТС АГТД.

При практическом подходе локализации узлов неисправности АГТД определяется по таблице, сформированной на основе корреляционного и регрессионного анализов неисправностей двигателей. Для этого достаточно уточнить выходной (диагностируемый) параметр НМ двигателя и выявить степень интенсивности воздействующих на него параметров, характеризующих текущее состояние двигателя.

Формирование теоретического подхода локализации узла неисправности АГТД осуществляется идентификацией текущего состояния двигателя устойчиво обученной статической нейронной сети сгенерированными значениями параметров, которые характеризуют реальную неисправность двигателя. Реальным источником основного объема расчетных точек для обучения статической нейронной сети является банк значений параметров, характеризующие реальные неисправности однотипных двигателей, которые архивируются по мере эксплуатации парка двигателей.

Завершающим этапом предложенной комплексной оценки ТС АГТД является принятие уточненного решения о текущем состоянии двигателя путем

проверки теоретической гипотезы локализации узла неисправности. Проверка гипотезы базируется на сравнительном анализе комбинаций результатов практической и теоретической локализаций узла неисправности двигателя с помощью логической модели блока принятия решений.

При совпадении результатов теоретической и практической локализации, логическая модель имеет простую структуру, в противном случае за базовое решение принимается результат практической локализации, а узел, соответствующий результату теоретической идентификации, берется под особый контроль и без проведения наземного углубленного анализа двигатель к дальнейшей эксплуатации не допускается.

Практическая реализация рассматриваемой методики комплексной оценки ТС АГТД предписывает разработку и внедрение автоматизированной системы, основанной на соответствующем алгоритме обработки полетной информации [2]. Разработанный алгоритм обработки полетной информации, представленный в виде отдельных модулей позволяет сформировать быстро адаптируемую, для различных конфигураций средств регистрации и типов двигателей, автоматизированную систему оценки ТС АГТД.

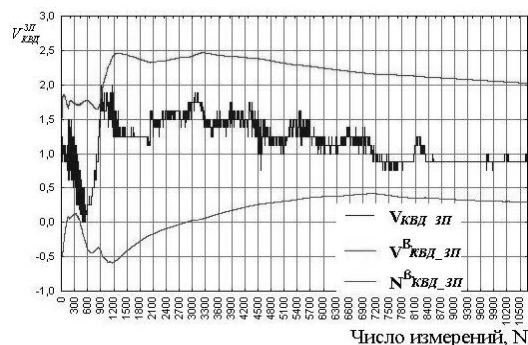
2. Эксперименты и результаты

Для экспериментальной проверки предложенной $M2+M5+KA$ системы комплексной оценки ТС АГТД были исследованы два реальных случая развития неисправности двигателей.

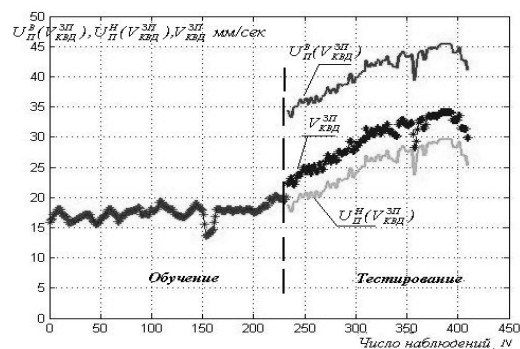
В первом случае, на двигателе ПС90А-76SW наблюдалось превышение допустимого значения виброскорости ротора компрессора высокого давления в зоне разделительного корпуса $V_{КВД}^{3П}$ на всех режимах полета с начала эксплуатации. Ряд мероприятий, проведенных на двигателе с целью выявления причины завышенной вибрации $V_{КВД}^{3П}$ и избежания

внеплановых простоев воздушного судна (ВС), не привело к удовлетворительным результатам.

Эффективность разработанной методики диагностирования ТС АГТД была подтверждена онлайн-новым исследованием полетной информации, зарегистрированной с помощью бортового накопителя РСМСИА карты и обработана согласно приведенной методики [3].



а



б

Рис. 3 Динамика изменения параметра $V_{КВД}^{3П}$ двигателя ПС90-76SW (статистический (а) и нейросетевой (б)): $V_{КВД_3П}^B$ и $N_{КВД_3П}^B$ – возможные верхние и нижние границы $V_{КВД_3П}^B$; $U_{П}^B(V_{КВД}^{3П})$ и $U_{П}^H(V_{КВД}^{3П})$ – верхний и нижний порог $V_{КВД}^{3П}$

Как видно из анализов результатов, приведенных на рис. 3 (а и б), комбинированный нейросетевой и статистический подходов позволили выявить склонность двигателя к неисправному состоянию по параметру – вибрация ротора $V_{КВД}^{3П}$ в начале полета осуществляющегося ВС из Баку в Багдад.

Дальнейшая обработка выходного параметра (диагностируемого) НМ двигателя, по методикам

практической и теоретической локализаций узла неисправности двигателя, выявила предполагаемую неисправность системы смазки и суфлирования двигателя ПС90А-76SW.

Записи причин снятия двигателя с эксплуатации, произведенные в формуляре двигателя ПС90А-76SW, подтверждают правильность определения адреса неисправности по разработанной методике.

Во втором случае, анализ иллюстрированных результатов (рис. 4, а и б) идентификации текущего состояния двигателя Д30КУ-154 позволили оценить состояние двигателя как неисправное по каналу предельной виброскорости задней опоры V_{30} с предположительным адресом дефекта – компрессор двигателя.

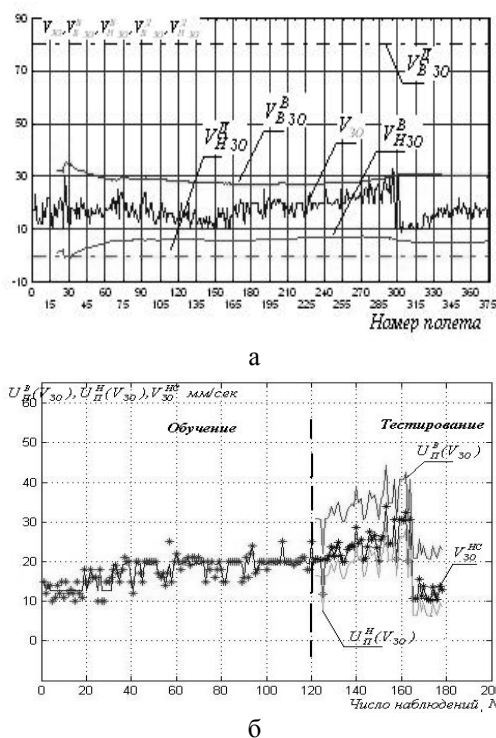


Рис. 4. Динамика изменения параметра V_{30} двигателя Д30КУ-154 (статистический (а) и нейросетевой (б)): V_{B-30}^B , V_{H-30}^B , V_{B-30}^D , V_{H-30}^D – возможные и допустимые верхние и нижние границы; $U_{\Pi}^B(V_{30})$, $U_{\Pi}^D(V_{30})$ – верхний и нижний порог V_{30}

Осмотром проточной части была обнаружена забоина на рабочей лопатке 1-й ступени компрессора низкого давления.

Разработанная система диагностирования ТС АГТД проходит практическую реализацию на двигателе RB-211-534E, где были получены устойчивые результаты.

Вывод

Анализ приведенных результатов показывает не только на эффективность разработанной системы диагностирования ТС АГТД, но и на чувствительность системы к начальной стадии развития неисправности двигателя.

Реализация данного подхода диагностирования ТС АГТД требует автоматизированной системы диагностирования базирующаяся на различные средства регистрации полетной информации.

Литература

1. Application Of Soft Computing Methods In Complex Condition Monitoring System For Aviation Gas Turbine Engines / M.G. Shaxtaxtinskiy, P.S. Abdullayev, A.C. Mirzoyev, A.S. Yakushenko, V.N. Oxmakevich // Матеріали 8 міжнародної науково – технічної конференції “АВІА. – К.: НАУ. – 2007. – Т. 2. – С. 31.14-31.17.
2. Мирзоев А.Д. Комплексная система диагностирования авиационных газотурбинных двигателей // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 6 (42). – С. 47-59.
3. Fuzzy Condition Monitoring System for Aviation Gas Turbine Engines / P.S. Abdullayev, A.M. Pashayev, R.A. Sadiqov, A.J. Mirzoyev // Proceeding of IMECE2007: ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, November 11-15, 2007, Seattle, Washington, Paper IMECE2007-43902. – 14 p.

Поступила в редакцию 27.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.М. Терещенко, Национальный авиационный университет, Киев.

УДК 004.032.26

Т.В. КИПРИЧ¹, В.Н. ХАРИТОНОВ¹, В.И. ДУБРОВИН²¹ГП ЗМКБ «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина²Запорожский национальный технический университет, Запорожье

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДОВ И МОДЕЛЕЙ ОБНАРУЖЕНИЯ ПОМПАЖНЫХ ЯВЛЕНИЙ В СИСТЕМЕ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ГТД

Для ранней диагностики развития помпажных явлений в турбокомпрессоре газотурбинного двигателя предложены методы и модели на основе вейвлет-анализа, S-дискриминанта и нейронных сетей. Представленная модификация S-дискриминанта позволяет применять данный подход при обнаружении срывных процессов. Кроме того, на основании метода искусственных нейронных сетей самоорганизующихся карт Кохонена предложена модель переходных процессов «стабильная работа двигателя – вращающийся срыв – помпаж». Проведен сравнительный анализ работы разработанных подходов и упрощенных моделей сигнализаторов помпажа типа ПС (ПС-2-7, ДОЛ).

помпаж, вращающийся срыв, ГТД, вейвлет-анализ, нейронные сети, газовоздушная неустойчивость

Введение

Необходимыми требованиями при создании электронных систем управления (ЭСУ) для защиты двигателя от помпажных явлений являются высокая надежность получаемых результатов и своевременное обнаружение источников газодинамической неустойчивости (ГДН) (табл. 1, тип. 5, 6), возникающих в газо-воздушном тракте двигателя. Работа противопомпажного модуля в ЭСУ двигателя основана на измерении избыточного давления за последней ступенью компрессора и преобразовании аналогового сигнала в электрический, который последовательно сравнивают с предварительно заданными критериями для помпажа и вращающегося срыва (табл. 1). Однако целью данных систем является автоматическое восстановление режима работы двигателя после устранения помпажа, а не на предотвращение ГДН в турбомашине [1].

Значительный вклад в развитие данной области внесли работы И.Л. Письменного, Dzu K. Le, J.V.R. Prasad, Yedidia Neumeier, Nikos Markopoulos [2 – 4]. Одним из подходов ранней диагностики развития срывных процессов стало использование ме-

тода вейвлет-анализа для обработки временных и амплитудных характеристик сигналов измерительных систем, определяющих устойчивость работы компрессора.

Таблица 1

Характеристика источников ГДН в турбомашине

№	Явление	Частота, Гц
1	вихревой сброс	10^4
2	волновой след	10^4
3	потенциальное полевое взаимодействие	10^4
4	искажение входа	5×10^3
5	вращающийся срыв	10^2
6	помпаж	10^1

Полученные ранее результаты [5] показали, что на определенных масштабах статистические моменты распределения вейвлет-коэффициентов (ВК) сигналов от датчиков давления, расположенных в компрессоре, заметно изменяются перед тем, как происходит резкая смена режима работы двигателя, часто приводящая к его разрушению. Однако данный подход имеет следующие недостатки:

– рассмотренные оценки распределения ВК относятся к диагностическим признакам, которые связаны с абсолютным значением характеристик измеряемого параметра, и поэтому не инвариантны.

– уровень разложения и тип вейвлета определяются эмпирическим путем, в то время как настройка параметров вейвлет-преобразования и выбор вейвлета непосредственно связана с физикой исследуемого процесса и во многом определяет эффективность применения вейвлет-технологии.

– при анализе процесса не учитываются такие важные показатели помпажных явлений, как давление воздуха на входе в компрессор, частота вращения двигателя.

Постановка задачи

Таким образом, необходима соответствующая разработка новых и модификация существующих методов для предотвращения возникновения помпажных явлений в компрессоре и реализации данного модуля в ЭСУ двигателем.

1. Исследование АЧХ вейвлетов

Знание диапазона возможных частот колебаний необходимо, прежде всего, для разработки и настройки средств защиты двигателей при помпаже и вращающемся срыве. В связи с этим возникает задача выбора наиболее эффективного метода обработки (фильтрации) сигнала, обладающего высоким быстродействием и избирательностью по частоте.

В данной статье были исследованы вейвлеты Добеши, Симлета, Койфлета, а также дискретный вейвлет Мейера.

Анализ фильтрующих свойств данных вейвлетов показал, что порядок вейвлета является эквивалентом характеристики затухания фильтра вне полосы пропускания. Однако при этом время обработки сигнала растет с уровнем вейвлет-разложения и порядком вейвлета.

Результаты обработки ВК (приведенных выше вейвлетов) сигнала $P_{квд}$ (время дискретизации 0.000047с) с помощью быстрого преобразования Фурье (БПФ) указывают на то, что лучше всех описывают физику помпажных процессов ‘db2’ и

‘sym2’ на 7-м уровне разложения, что объясняется совпадением Фурье-образов данных вейвлетов в частотной области.

2. Диагностирование помпажа на основании S-дискриминант и ВА

Для развязки ВК от абсолютных значений характеристик измеряемых параметров при обнаружении помпажных явлений в турбокомпрессоре предложен подход на основе S-дискриминант.

В работе используется наиболее простой и эффективный в реализации безразмерный амплитудный индекс превышения порога клиппирования P по “дисперсии” [6]:

$$I_d^{level} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (coef_i^{(t)} - P)^2 K^{(t)}}{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (coef_j^{(n)} - P)^2 K^{(n)}}, \quad (1)$$

где $coef_i^{(t)}$, $coef_j^{(n)}$ – коэффициенты вейвлет-разложения сигнала на уровне $level$ для текущего и эталонного состояния объекта соответственно;

$K^{(t)}$, $K^{(n)}$ – количество отсчетов амплитуд вейвлет-коэффициентов сигнала, которые превышают порог клиппирования P в текущем и эталонном состоянии;

N – число вейвлет-коэффициентов на уровне $level$;

P – порог клиппирования амплитуд вейвлет-коэффициентов сигнала на уровне $level$, который определяется следующим соотношением:

$$P = \lambda \delta_n, \quad (2)$$

где $\lambda = 1..3$ – коэффициент пропорциональности, определяющий чувствительность дискриминанта (чем выше порог, тем выше чувствительность дискриминанта);

σ_n – стандартное отклонение опорного распределения вейвлет-коэффициентов сигнала от среднего значения при нормальной работе двигателя.

Для формирования порога клиппирования P в соответствии с текущим состоянием системы была разработана процедура вычисления опорного сигнала. При этом, приведение объекта к эталонному со-

стоянию $x_j^{(n)}$ происходит по правилу коррекции синаптических весов нейронов самоорганизующихся карт Кохонена во время обучения. Коррекция векторов синаптических весов всех нейронов происходит в соответствии с выражением:

$$w_j(t+1) = w_j(t) + \eta h_{j,c}(t)(b - w_j(t)), \quad (3)$$

где b – выбранный с определенной вероятностью вектор из исходного множества данных;

$w_j(t)$ – весовое значение нейрона j в момент t ;

$w_j(t+1)$ – весовое значение нейрона j , после корректировки;

$\eta(t)$ – параметр скорости обучения;

$h_{j,c}(t)$ – функция окрестности с центром в победившем нейроне.

Поскольку нормальное распределение вейвлет-коэффициентов сигнала P_{kvd} характеризует беспомпажную работу двигателя, условие (4) будет указывать на эталонный режим функционирования компрессора:

$$|MO - coef_{i,level}^t| \leq a\delta, \quad (4)$$

где δ – стандартное отклонение $\{coef_{i,level}^{(t)}\}$;

a – настроечный параметр 1 – 3;

MO – математическое ожидание.

Поэтому, в качестве b в выражении (3) будем рассматривать математическое ожидание (МО) совокупности $\{x_i^{(t)}\}$. $w_j(t)$ – обозначает текущее распределение вейвлет-коэффициентов. $w_j(t+1)$ – откорректированное положение вейвлет-коэффициентов, которое по сравнению с $w_j(t)$, ближе к эталонному состоянию процесса.

Таким образом, метод формирования P сводится к следующим этапам:

1) вычислить значения MO и σ вейвлет-коэффициентов $coef_{j,level}^t$ сигнала на выбранном масштабе $level$;

2) задать начальные значения:

$coef_{j,level}^n = coef_{j,level}^t$, число вычислительных операций $inc = 1$;

3) проверить выполнение условия (4); если выполняется, перейти на этап 5, если нет смещение $coef_{j,level}^t$ происходит согласно (5) при (6), и согласно (7), если выполняется (8):

$$coef_{j,level}^n > MO + \delta a; \quad (5)$$

$$coef_{j,level}^n = MO + a\delta(1 - \eta); \quad (6)$$

$$coef_{j,level}^n = MO - a\delta(1 - \eta); \quad (7)$$

$$coef_{j,level}^n < MO - \delta a, \quad (8)$$

где, $\eta = 0,1e^{-\frac{inc}{1000}}$;

4) $inc = inc + 1$; MO и δ пересчитываются при новых значениях $coef_{j,level}^n$ и перейти на этап 3;

5) $\delta_n = \delta(coef_{j,level}^n)$ и $P = \lambda\delta_n$.

В результате значительное превышение индекса порога клиппирования P по дисперсии единичного значения указывает на то, что процесс не соответствует нормальному функционированию оборудования.

3. Построение модели процесса ГДН

Для анализа текущего газодинамического состояния двигателя и увеличения эффективности обнаружения предвестников помпажных явлений был выбран метод искусственных нейронных сетей самоорганизующихся карт Кохонена (СОК). При выборе данного метода, прежде всего, учитывалось то, что вращающийся срыв не всегда переходит в помпаж и сформировать правило такого перехода нельзя. Принципы обучения СОК позволяют анализировать те состояния систем и процессов, которые затруднительно определить или интерпретировать стандартными средствами математической статистики [7].

В данной работе на основе СОК разработана модель переходных процессов двигателя: «нормальное состояние – вращающийся срыв – помпаж». Входными параметрами данной модели были выбраны параметры I_d для ВК $P_{k\theta d}$ и σ для ВК следующих сигналов:

- 1) давления воздуха на входе в компрессор $P_{вх}$;
- 2) частота вращения роторов низкого давления $n_{вд}$;
- 3) частота вращения роторов высокого давления $n_{вд}$.

Для сигналов $P_{вх}$, $n_{вд}$, $n_{вд}$ в качестве оценочного параметра была принята величина среднеквадратического отклонения σ .

На выходе модели снимается информация о газодинамическом состоянии двигателя: 0 – нормальный режим работы; 2 – вращающийся срыв, 1 – помпаж.

В результате обучения на СОК формируются зоны, соответствующие переходным процессам «нормальный режим работы – вращающийся срыв – помпаж» (рис. 1).



Рис. 1. Слежение за траекторией рабочей точки процесса ГДН

4. Экспериментальные результаты

В табл. 2 приведены результаты сравнительного анализа работы упрощенных моделей стандартных датчиков давления ДОЛ, ПС, ПС-2-7 и методов на основе ВА при обнаружении предвестников срывных процессов. Из табл. 2 следует, что раньше всех начало развития предпомпажных явлений фиксирует метод на основе вычисления S-дискриминанта и ВА.

В качестве данных для обучения СОК, были выбраны параметры σ для детализирующих ВК сигналов $P_{вх}$, $n_{вд}$, $n_{вд}$ (ширина временного окна 0,23 с,

смещение 0,047 с) на тех уровнях разложения, на которых они предварительно принимали максимальные значения при возникновении помпажных процессов. Проведенные исследования показали, что для наглядного описания помпажных процессов достаточным является уровень разложения 10.

Таблица 2
Результаты обнаружения помпажа

№	Модель/метод	Параметры	$T_{\phi} - T_m$, с
1	ДОЛ	$\frac{P_{квд2} - P_{квд1}}{P_{квд2}}$	$\geq 0,55$ 0,0097
2	ПС		$\geq 0,4$ 0,01
3	ПС-2-7		$\geq 0,6$ 0,0093
4	db8	M2-M4 для ВК сигнала $P_{квд}$ на 9 уровне	0,0165
5	db2, sym2	S-дискриминант для ВК сигнала $P_{квд}$ на 7-м уровне	0,06с

Примечание: T_{ϕ} , T_m – фактическое и модельное время обнаружения помпажных явлений; M2, M3, M4 – статистические моменты

На рис. 1 приведен пример слежения за траекторией рабочей точки процесса по картам, соответствующим изменению параметра σ для ВК сигнала $P_{вх}$ (Std_wc_Pvx) и состояния процесса ГДН (surge/stall). При попадании рабочей точки в область вращающегося срыва можно говорить о начале помпажных явлений ГТД.

В случае, когда обучающая выборка не включает измерения, описывающие ошибочные ситуации, пространство состояний на карте соответствует нормальному функционированию системы. В дальнейшем произошедший сбой может быть определен, исходя из мониторинга погрешности аппроксимации СОК [2]. Большое значение данного параметра, превышающее определенный порог, укажет, что процесс вышел из нормального состояния. На рис. 2 представлена кривая изменения погрешности аппроксимации MSE для данных по стендовым испытаниям ГТД. Карта обучалась только на тех примерах, для которых было характерно отсутствие состояния помпажа. Из рис. 2 следует, что увеличение исследуемой величины происходит на 205-м измерении и постепенно возрастает. Сопоставление дан-

ных результатов с реальными значениями показывает, что с 210-го образца в выборке присутствовал сигнал об обнаружении помпажа.



Рис. 2. Диагностика состояний процесса с помощью MSE

Заключение

В работе исследованы методы и модели обнаружения помпажных явлений на основе моделей типа ДОЛ, статистических характеристик распределения вейвлет-коэффициентов сигнала давления воздуха за компрессором и самоорганизующихся карт Кохонена. Сравнительный анализ приведенных методик показал, что раньше всех фиксирует начало срывных процессов метод на основе вычисления S-дискриминанта для вейвлет-коэффициентов ('db2', 'sym2') сигнала $P_{квод}$.

Полученная, в результате обучения СОК, модель процесса ГДН позволяет определить возникновение опасной ситуации типа помпаж при приближении рабочей точки к границе области вращающегося срыва. Кроме того, с помощью параметра MSE начало помпажных явлений было зафиксировано на 0,23 с раньше, чем поступил сигнал от стандартного сигнализатора помпажа типа ДОЛ.

Литература

1. Близнюков Л.Г., Жигунов М.М., Кессельман М.Г. и др. Способ защиты газотурбинного двигателя и устройство для его осуществления (варианты), Ru 2295654 С1, 19.07.2005.
2. Письменный И.Л. Многочастотные нелинейные колебания в газотурбинном тракте двигателя. – М.: Машиностроение, 1987. – 127 с.
3. Prasad J.V.R. Active control of compressor flow dynamics Mite Workshop on Goals and Technologies for Future Gas Turbine Engines, Atlanta, December 4-5, 2000 [Электронный ресурс]. – <http://stinet.dtic.mil/cgi-bin/GetTRDoc?AD=ADP011154&Location=U2&doc=GetTRDoc.pdf>
4. Dzu K. Le Wavelet Methods Developed to Detect and Control Compressor Stall [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.grc.nasa.gov/WWW/RT1996/4000/41101.htm>.
5. Дремин И.М., Иванов О.В., Нечитайло В.А. Вейвлеты и их использование // Успехи физических наук. – 2001. – Т. 171, № 5. – С. 493-495.
6. Sokolova A.G., Pichugin K. Dimensionless Machine Vibration S-Discriminants as a Mean to Improve Monitoring and Get Fault Detection [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.ultrasonic.de/article/ecndt2006/doc/P82.pdf>.
7. Саймон Хайкин Нейронные сети: полный курс / 2-е издание; Пер. с англ. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2006. – 1104 с.

Поступила в редакцию 16.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. О.Я. Качан, Запорожский национальный технический университет, Запорожье.

УДК 629.7.036.001

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

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ
ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ
НА ВЫРАБОТКУ ЕГО РЕСУРСА В СОСТАВЕ
ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА**

Обработкой результатов регистрации параметров 4-х газотурбинных двигателей газоперекачивающих агрегатов получены их характеристики в виде зависимостей приведенных параметров от приведенной нагрузки. Показано, что наблюдаемое отклонение характеристик от номинальных приводит более чем к двукратному отклонению долговечности рабочих лопаток турбины турбокомпрессора и темпа выработки ресурса у отдельных двигателей. Делается вывод о целесообразности введения эксплуатационного мониторинга характеристик и коррекции регистрируемой выработки ресурсов двигателей.

газотурбинный двигатель, газоперекачивающий агрегат, лопатка турбины, ресурс

Введение

Газотурбинные двигатели (ГТД) компрессоров газоперекачивающих агрегатов (ГПА) обычно, по соображениям экономического порядка, проектируются на ресурс 50 – 100 тысяч часов. Это исключает возможность подтверждения ресурса двигателей путем испытания отдельных экземпляров на полный ресурс, так как требует неадекватно больших затрат времени.

В настоящее время принято подтверждать ресурс ГТД ГПА путем проведения расчетов объемно-напряженного и деформированного состояния критических деталей с использованием трехмерных моделей формы, и расчетов долговечности по известным моделям предельных состояний вследствие ползучести, малоциклового усталости и других факторов [1, 2].

Ресурс вращающихся деталей горячей части двигателя, особенно рабочих лопаток турбины, весьма чувствителен к температуре и частоте вращения. Поэтому изменение эксплуатационных и климатических характеристик двигателя существенно сказывается на темпе выработки его ресурса [3, 4]. Аналогично влияние и отличий характеристик у однотипных двигателей, эксплуатирующихся в сходных условиях.

Расчет ресурса по номинальным характеристикам приводит к пребыванию в эксплуатации двигателей с повышенной вероятностью отказов из-за более высокого у них темпа выработки ресурса.

Расчет ресурса по условиям «красной линии», наихудшего для ресурса отклонения характеристик, или с учетом вероятного разброса характеристик, приводит к преждевременному снятию с эксплуатации двигателей, фактический ресурс которых не выработан.

Очевидно, что для повышения экономической эффективности эксплуатации двигателей желательна корректировка ресурса отдельных экземпляров двигателей исходя из их индивидуальных характеристик.

Цель работы – оценка влияния наблюдаемых отличий характеристик ГТД ГПА на темп выработки ресурса рабочих лопаток 1-й ступени турбины турбокомпрессора.

Объекты исследования – 4 ГПА мощностью 12,5 МВт с турбовальными двигателями со свободной турбиной и одновальным турбокомпрессором. Двигатели, нумеруемые далее 1, 3, 4 установлены на одной компрессорной станции, 2 – на другой.

В качестве исходной информации использовались результаты регистрации в течение 2000 – 4000 часов с

интервалом в 1 час частоты вращения ротора турбокомпрессора n , температуры за компрессором T_K , температуры за турбиной турбокомпрессора T_{TK} , температуры и давления воздуха на входе в двигатель T_H и P_H и др. Использовались также данные об эффективной мощности N_e , рассчитываемые в системе управления. Для построения индивидуальных характеристик двигателей было выполнено приведение результатов регистрации к стандартным атмосферным условиям путем расчета приведенных значений температур, частоты вращения и эффективной мощности по формулам:

$$n_{np} = n \sqrt{\frac{288}{T_H}}; T_{K_{np}} = T_K \frac{288}{T_H}; T_{TK_{np}} = T_{TK} \frac{288}{T_H};$$

$$N_{enp} = N_e \frac{101325}{P_H} \sqrt{\frac{288}{T_H}}.$$

Характеристики двигателей в виде зависимости приведенных температур и частоты вращения от мощности были получены статистической обработкой результатов по каждому двигателю отдельно и обработкой всех результатов для исследуемой группы двигателей (рис. 1).

В дальнейшем анализе как условная номинальная характеристика использовалась линия регрессии всей совокупности результатов приведения соответствующего параметра. Характеристики отдельных двигателей (регрессии их параметров) практически эквидистантны относительно принятой номинальной характеристики.

Систематическое отклонение индивидуальных характеристик от номинальной характеристики составило: для частоты вращения +160 –80 об/мин, температуры за компрессором +15 –8 К, температуры за турбокомпрессором +35 –15 К (табл. 1).

Так как на температуру лопатки существенно влияют температурные условия, была проведена оценка температуры торможения перед турбиной, исходя из равенства работ турбины и компрессора

$$T_T = T_{TK} + \frac{1}{(1 + \bar{G}_T) \eta_m} (T_K - T_H),$$

где $\bar{G}_T$ – отношение массовых расходов топливного

газа и воздуха; η_m – к.п.д. трансмиссии турбокомпрессора.

Таблица 1

Средние значения систематического отклонения параметров

№ ДВИГАТЕЛЯ	Δn_{np} , об/мин	$\Delta T_{K_{np}}$, К	$\Delta T_{TK_{np}}$, К
1	–50	–6	–5
2	+160	+5	–10
3	+40	+15	+35
4	–80	–8	–11

Это позволяет оценивать систематическое отклонение приведенной температуры перед турбиной по формуле

$$\Delta T_{T_{np}} = \Delta T_{TK_{np}} + \frac{1}{(1 + \bar{G}_T) \eta_m} \Delta T_{K_{np}}. \quad (1)$$

Для оценки температуры лопатки используем выражение [5]:

$$T_{л_{np}} = T_{T_{np}} - \Theta (T_{T_{np}} - T_{K_{np}}), \quad (2)$$

где Θ – постоянная величина, характеризующая систему охлаждения лопатки.

Из выражения (2) следует формула систематического отклонения приведенной температуры лопатки от номинального приведенного значения:

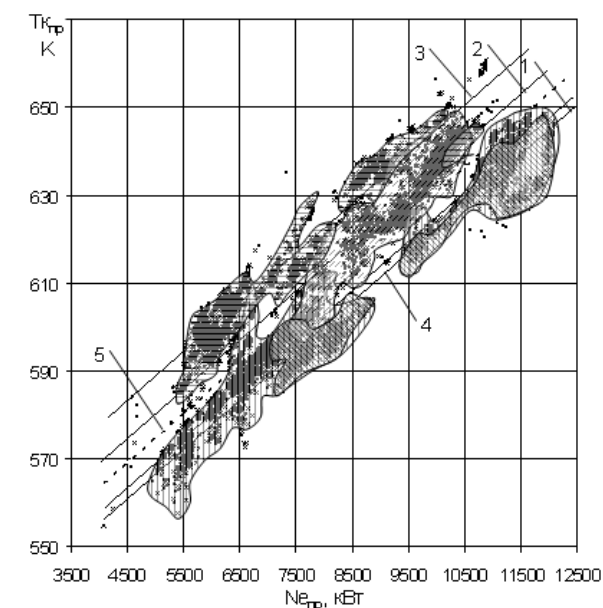
$$\Delta T_{л_{np}} = (1 - \Theta) \Delta T_{T_{np}} + \Theta \Delta T_{K_{np}}. \quad (3)$$

По формулам (1) – (3) при оценочных значениях входящих в них коэффициентов ($\eta_m = 0,99$, $\bar{G}_T \approx 0,014$, $\Theta \approx 0,35$) получены оценки температуры лопаток (рис. 2) и относительного значения ее систематического отклонения $\delta T_{л}$ от номинального значения (табл. 2).

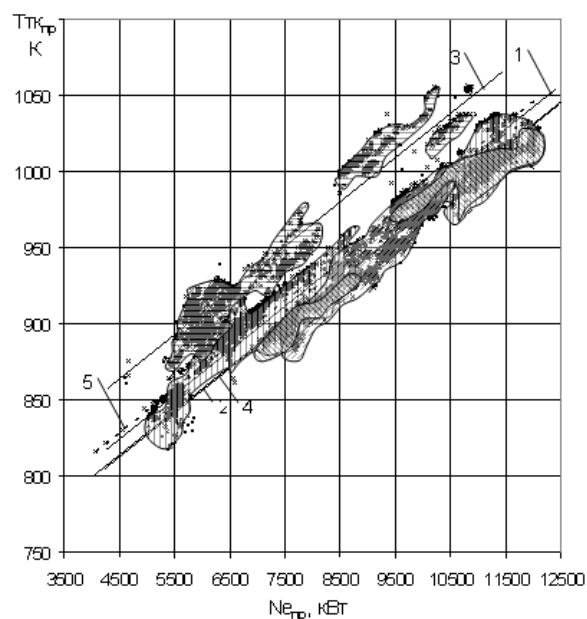
Для оценки долговечности лопаток при длительном статическом нагружении можно воспользоваться формулой Ларсона-Миллера

$$\lg \tau_p = \frac{P(\sigma)}{T} - 20, \quad (4)$$

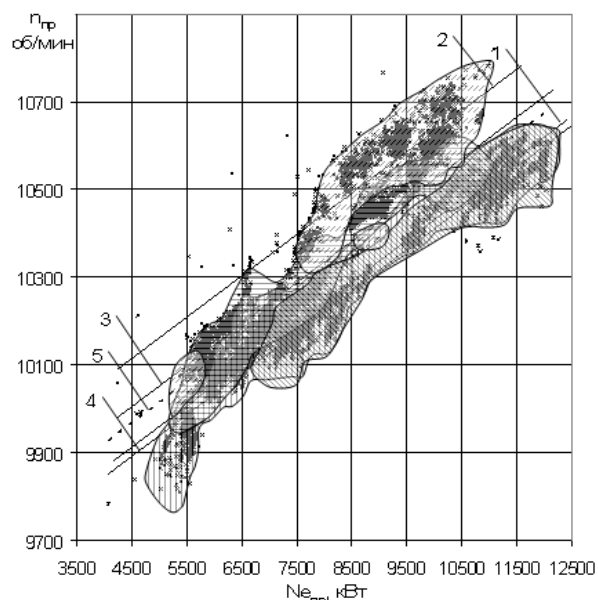
где τ_p – время нагружения до разрушения, ч; T – температура, К; $P(\sigma)$ – экспериментальная функция нагружения.



а



б



в

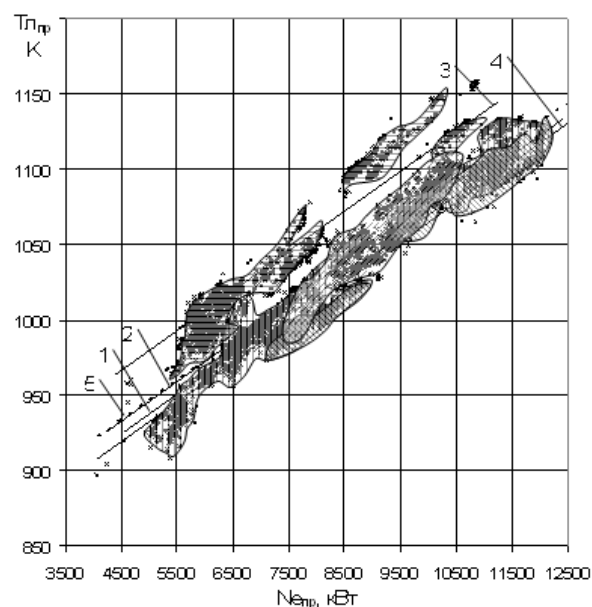


Рис. 1. Характеристики двигателей (а, б, в):
1, 2, 3, 4 – индивидуальные; 5 – номинальные.
Области рассеивания параметров двигателей:

▨ – №1 ▨ – №2 ▨ – №3 ▨ – №4

Рис. 2. Приведенная температура лопаток:
1, 2, 3, 4 – двигателей; 5 – номинальная.
Области рассеивания в двигателях:

▨ – №1 ▨ – №2 ▨ – №3 ▨ – №4

Относя долговечность лопатки к ее долговечности в двигателе с номинальными характеристиками, можно получить выражение для относительной долговечности. При малых относительных отклонениях параметров двигателя будем иметь:

$$\eta = \frac{\tau_p}{\tau_p^0} = 10^{\frac{P^0}{T^0}(\delta P - \delta T)},$$

где $\delta P = \Delta P(\sigma) / P(\sigma^0)$; $\delta T_{л} = \Delta T_{лпр} / T_{лпр}^0$ – относительные отклонения параметра Ларсона-Миллера и температуры лопатки; индекс 0 отмечает значения величин, в двигателе с такой же нагрузкой N_e и номинальных характеристиках.

Величину δP можно выразить через отклонение напряжений, а воспользовавшись пропорционально-

стью напряжений в лопатке и квадрата частоты вращения, – через относительное отклонение частоты вращения:

$$\delta P = \frac{\sigma^\circ}{P(\sigma^\circ)} \frac{\partial P}{\partial \sigma} \bigg|_{\sigma=\sigma^\circ} \delta \sigma \approx \frac{2\sigma^\circ}{P(\sigma^\circ)} \frac{\partial P}{\partial \sigma} \bigg|_{\sigma=\sigma^\circ} \delta n. \quad (5)$$

Таблица 2
Относительные значения систематических отклонений параметров и темпа выработки ресурса

№ ДВИГАТЕЛЯ	$\delta T_{Л}, \%$	$\delta \sigma, \%$	η_r
1	-1,0	-1,1	0,64
2	0,1	2,8	1,16
3	3,2	0,7	3,8
4	-1,4	-1,6	0,54

При выводе использовано свойство, вытекающее из близости режимов и малости относительных отклонений:

$$\delta \sigma = \frac{n_{np}^2 - n^{\circ 2}}{n^{\circ 2}} \approx 2 \frac{\Delta n}{n^{\circ}} = 2 \delta n.$$

Для лопаток из сплава ЖС6-К в области значений $\tau_p \approx 50\,000$ ч, $T_{Лnp} \approx 1070$ К, что дает $\sigma^\circ \approx 300$ МПа, $P(\sigma^\circ) \approx 26400$, из формул (4), (5) следует $\eta = 1,08^{-\delta\% \sigma} \cdot 1,5^{-\delta\% T_{Л}} = 1,15^{-\delta\% n} \cdot 1,5^{-\delta\% T_{Л}}$, (6)

где $\delta\%$ – значение относительного отклонения в %.

Для отдельного двигателя величину $\eta_r = 1/\eta$, обратную η :

$$\eta_r = 1,15^{\delta\% n} \cdot 1,5^{\delta\% T_{Л}}, \quad (7)$$

можно рассматривать как относительный (к двигателю с номинальными характеристиками) темп выработки ресурса.

Формулы (6), (7) указывают на относительно большее влияние отклонений температуры на долговечность лопаток, по сравнению с напряжением или частотой вращения. Однопроцентное (~10К) отклонение температуры приводит к полуторакратному изменению долговечности и, следовательно, темпа выработки ресурса, такое же отклонение частоты вращения – к 15-и процентному.

Результаты расчетов относительного темпа вы-

работки ресурса для четырех исследуемых двигателей приведены в табл. 2. Они указывают на более чем двукратное отклонение темпа выработки ресурса у отдельных двигателей при допустимых отклонениях их характеристик.

Очевидна целесообразность введения эксплуатационного мониторинга двигателей ГПА с целью непрерывного контроля их характеристик и коррекции по ним выработки ресурсов двигателей. Простейшей формой такой коррекции может быть коррекция регистрируемой наработки двигателей коэффициентом η_r .

Литература

1. Лебедев А.С., Симин Н.О. Стратегия ресурсного проектирования новой энергетической установки ГТЭ-180 // Механика материалов и конструкций: Труды СПбГПУ. – С.-Пб. – 2004. – № 489. – С. 184-191.
2. Михайлов А.Л., Волгин А.В. Особенности проектирования диска ГТД средствами ANSYS // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2005. – № 9 (25). – С. 52-55.
3. Олейник А.В. Сравнительная оценка погрешностей методов мониторинга выработки ресурсов авиационных газотурбинных двигателей // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 8 (24). – С. 40-44.
4. Маравилла Херрера К. Мониторинг выработки ресурса газотурбинного двигателя газоперекачивающей станции // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 9 (45). – С. 226-227.
5. Основы проектирования турбин авиадвигателей / А.В. Деревянко, В.А. Журавлев, В.В. Зикеев и др.; Под ред. С.З. Копелева. – М.: Машиностроение, 1988. – 328 с.

Поступила в редакцию 16.05.2008

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

УДК 534.23

Я.А. КУМЧЕНКО*НПП «КАШТУЛ», Днепропетровск, Украина*

РЕЗОНАТОРНАЯ МОДЕЛЬ ГАШЕНИЯ АКУСТИЧЕСКОЙ НЕУСТОЙЧИВОСТИ В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ ДВС, ГТУ И ЖРД С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НИЗКОКИПАЩИХ ПРИСАДОК К ОСНОВНЫМ ТОПЛИВАМ

Предложена резонаторная физическая модель гашения акустической неустойчивости в камерах сгорания различных теплоэнергетических устройств. Предложение реализуется путем внедрения низкокипящих топлив, микрообъемы которых отождествляются с микрорезонаторами. Показаны преимущества низкокипящих добавок к основному топливу, заключающиеся в том, что они «взрываясь» значительно улучшают распыл основного жидкого топлива в камерах сгорания, улучшая при этом полноту его возгорания. Сам же механизм гашения акустических колебаний выражается во «всасывании» волновой энергии в микрообъем пузырьков-добавок при его резонансном режиме.

резонаторная модель, поглощение акустической энергии, микрорезонаторы, уширение спектров

1. Постановка задачи и аналитический обзор

В работе [1] показано, что неустойчивость процесса горения в камерах сгорания ДВС и ЖРД носит идентичный характер. Поэтому те мероприятия, о которых будет идти речь в данной работе, относятся ко всем тепловым двигателям (ДВС, ГТУ, ЖРД и т.д.).

Акустическая устойчивость ракетного двигателя или другой динамической системы может быть определена с помощью баланса притока акустической энергии от различных источников и ее потерь (поглощения) в ней. Если приток волновой энергии превосходит потери, то система будет неустойчивой. При полном поглощении (гашении) акустической энергии поглотителем работа ДВС, ЖРД и т.д. будет стабильной [2, 3]. В этих работах указано на то, что акустическая реакция на колебания скорости в камерах сгорания (к/с) имеет очень важное значение с точки зрения акустической устойчивости. Здесь же экспериментальным путем было установлено, что данные по реакции на акустическое давление и скорость в совокупности с данными по акустическим потерям в двигателе могут позволить оценить возможность возникновения акустической неустойчи-

вости в данном натурном двигателе.

Подводя итог приведенному в [1] и особенно в [2, 3] можно утверждать, что работу камер сгорания тепловых двигателей всех модификаций нужно организовать так, чтобы все акустические возмущения, как давления так и скорости были подавлены (погашены). Только в этом случае и будет реализована их устойчивая работа.

Отметим здесь, что во всех (за малым исключением) многочисленных исследованиях по устойчивой работе тепловых двигателей, на наш взгляд, не выдвигались конкретные физические модели процессов их бездетонационной работы. То есть анализ работы (устойчивой или с наличием детонационных волн) проводился на основе экспериментально-статистических данных.

2. Резонаторная модель гашения акустической неустойчивости в камере сгорания тепловых двигателей

Так как устойчивость (неустойчивость) работы, например, ДВС всецело определяется соотношением между притоком акустической энергии в камеру сгорания и ее поглощением, то вполне естественным является поиск надежного поглотителя волновой

энергии, находящегося внутри динамической системы. Общеизвестно, что такими поглотителями могут быть только резонаторы.

Итак, предлагаемая автором физическая модель акустических колебаний в камерах сгорания ДВС, ГТУ, ЖРД и т.д. состоит в следующем [5]:

1. В топливо (керосин, бензин, биотопливо, окислитель + горючее (ЖРД), газовое топливо, тяжелые углеводороды и т.д.) вводятся низкокипящие присадки (добавки), которые выступают в роли микрорезонаторов – поглотителей притекающей в результате работы двигателя акустической энергии.

2. Размеры таких микрорезонаторов-поглотителей должны иметь резонансный размер, при котором частота их пульсаций совпадает с частотой притекающей акустической энергии. Только в этом случае [6] вся волновая энергия поглотится микрорезонаторами.

3. Концентрация низкокипящих присадок должна, по возможности, быть такой, чтобы вся притекающая в процессе работы двигателя акустическая энергия была поглощена микрорезонаторами.

4. Для работы ЖРД такие добавки можно вводить как в горючее, так и окислитель.

5. Такими присадками (добавками) должны быть горючие вещества, не снижающие энергетическую эффективность работы теплового двигателя.

3. Работа предлагаемой резонаторной модели

Работоспособность модели рассмотрим на примере пульсации пузырьков воздуха в воде. Правомочность такой аналогии объясняется тем, что низкокипящее топливо сразу при входе в камеру сгорания выделяется в виде пузырьков газа, находящихся в жидкой среде основного топлива (аналог вода + пузырьки воздуха).

В работе [7] был рассмотрен процесс усиления акустических волн в среде, состоящей из воды с пу-

зырьками воздуха, которая обладает дисперсностью и нелинейностью.

На рис. 1 приведена зависимость дисперсности волнового процесса в рассматриваемой среде в координатах $1/c^2$ и $\omega_{см}$, где c – скорость звука в смеси, ω – круговая частота акустического сигнала.

Из [6] известно, что именно при резонансной частоте $\omega_{рез}$ микрорезонаторы, не взаимодействуя друг с другом (не схлопываясь), всасывают акустическую энергию из потока жидкости. Этот процесс поглощения акустической энергии согласно предложенной здесь модели и соответствует устойчивому режиму теплового двигателя.

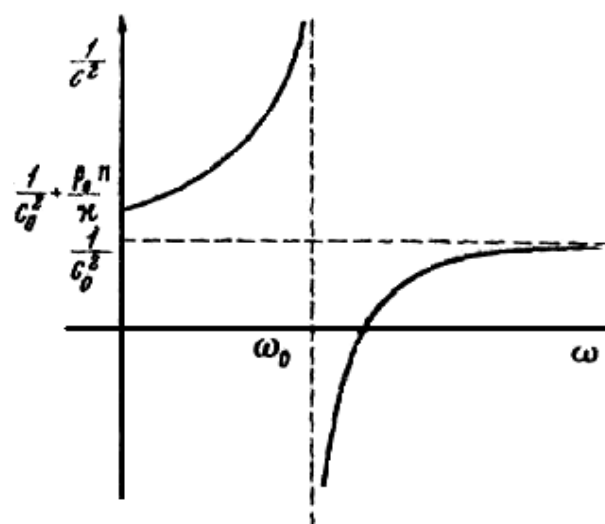


Рис. 1. Дисперсионная зависимость рассматриваемого волнового процесса

Согласно [7]

$$\frac{1}{c_{см}^2} = \frac{1}{c^2} + \rho n / \gamma \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{рез}^2} \right), \quad (1)$$

где $c_{см}$, c – скорость звука в смеси и в чистой воде;

ρ – плотность воды;

n – концентрация пузырьков;

ω и $\omega_{рез}$ – частота акустического сигнала;

$\omega_{рез}$ – резонансная частота пульсаций пузырька;

$\gamma = c_p / c_v \cdot p_n / V_n$;

p_n – давление в пузырьке;

V_n – его объем.

Резонансная чистота (собственная частота пузырька) при этом:

$$\omega_{рез}^2 = \frac{c_p / c_v p_n}{0,33 \rho V_n^{2/3}}, \quad (2)$$

где p_n – давление в пузырьке;

V_n – его объем;

ρ – плотность жидкости (в нашем случае основного топлива).

Подчеркнем, что рис. 1 тождественен рис. 1 нашей работы [6]. Отличие рис. 1 (см [6], стр. 42) заключается в том, что там указывается на то, что при $\omega < \omega_{рез}$, пузырьки будут расходиться, а при $\omega > \omega_{рез}$ они схлопываются, а при $\omega = \omega_{рез}$, они вообще не взаимодействуют.

Отметим, что нужно выбирать последний вариант, так как пузырьки-резонаторы не исчезают при схлопывании, а «работают» на всасывание в себя акустической энергии от динамического потока, движущегося в камере сгорания.

Таким образом, анализируя формулы (1) и (2) и варьируя приведенными в них параметрами можно выбрать необходимый бездетонационный режим работы двигателя путем незначительных низкокипящих добавок в основные топлива при их резонансном режиме поглощения акустической энергии извне.

Дополнительно обоснуем предлагаемую резонаторную модель бездетонационной работы двигателей с учетом экспериментов.

На рис. 2 приведена осциллограмма нормального и детонационного горения. Видны острые всплески импульсов узкой ширины. Естественно предложить, что если бы удалось эти всплески расширить, то их амплитуда наверняка уменьшилась бы.

В работах [8 – 10] на примере работы резонатора, в миллиметровом диапазоне СВЧ в присутствии неоднородностей в виде случайно расположенной спрессованной пенопластовой крошки показано, что присутствие неоднородностей в резонаторе приводит к хаотизации его спектра. Установлено, что не-

однородности вызывают уширение резонансных линий, которые происходят за счет межмодового рассеивания. Это рассеивание аналогично поглощению акустической энергии от внешнего источника.

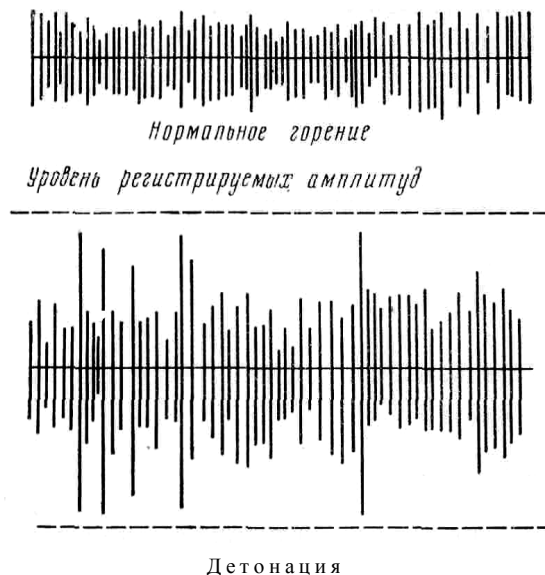


Рис. 2. Осциллограмма импульсов при нормальном горении и детонации.

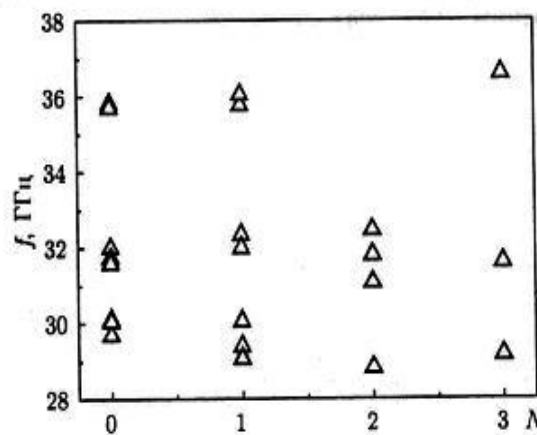


Рис. 3. Частоты генерации в зависимости от количества неоднородностей N .

Пустой резонатор ($N = 0$), резонатор на четверть заполненный неоднородностями ($N = 1$), наполовину ($N = 2$) и полностью заполненный ($N = 3$)

В предложенной здесь модели бездетонационной работы ДВС, ГТУ, ЖРД и т.д. аналогами объемных неоднородностей являются микрорезонаторы при добавках к основному топливу горючих низкокипящих веществ.

На рис. 3 [8] представлены частоты генерации в зависимости от количества неоднородностей.

Еще раз подчеркиваем, что в предлагаемой здесь резонансно-резонаторной модели бездетонационной работы тепловых двигателей аналогом рассмотренных в [8] объемных неоднородностей являются микрообъемы добавок к основным топливам. Из рис. 3 видно, что случайные неоднородности (микрообъемы-резонаторы) приводят к уширению резонансных линий и разрежению густоты спектра.

Выводы

Предлагаемая автором физическая резонаторно-резонансная модель гашения акустических колебаний позволяет строго рассчитывать режимы бездетонационной работы тепловых двигателей.

Литература

1. Лернер М.О. Регулирование процесса горения в двигателях с искровым зажиганием. – М., 1972. – С. 44-45.
2. Степ Е.Е. Влияние акустического давления и скорости на низкочастотную неустойчивость // Ракетная техника и космонавтика. – 1967. – Т. 5, № 5. – С. 144-149.
3. Bird J.F., Hart R.W. Erosion mechanism for nonlinear instability in the axial of solid propellant rocket motors // ARS J.32. – 1962. – P. 374-378.
4. Bird J.F., Hart R.W. Finet acoustic oscillations and erosive burning in solid fuel rockets // Tech. Memo. – T 6-335-16.1965.
5. Кумченко Я.А. Перспектива применения низкокипящих присадок к основным топливам с целью повышения эффективности тепловых энергоустановок // Вестник двигателестроителя. – 2007. – № 3. – С. 140-142.
6. Кумченко Я.А. Резонаторная природа взаимодействия между аэрозольными частицами. Формирование акустической потенциальной ямы // Физика аэродисперсных систем. – Одесса. – 2002. – Вып. 39. – С. 40-50.
7. Заболотская Е.А. Об одной возможности усиления акустических волн / Ак. ж. – 1963. – Т. 1, вып. 2. – С. 296-299.
8. Ганапольский Е.М., Еременок З.Е., Тарасов Ю.В. Моделирование активной наноэлектронной системы со случайными неоднородностями в миллиметровом диапазоне // Док. НАНУ. – 2006. – № 10. – С. 78-84.
9. Ганапольский Е.М., Еременко З.Е. «Квантовый хаос» в 3-D электромагнитной СВЧ системе с конфигурацией бильярда Бунимовича // Док. НАНУ. – 2000. – № 12. – С. 93-98.
10. Chaotic dynamics in a three – dimensional superconducting microwave billiard / Alt H. Graf H.D. et. al. // Phys. Rev. E. – 1995. – 52. – P. 1146-1155.

Поступила в редакцию 29.05.2008

Рецензент: д-р ф-м. наук, проф. Е.Г. Попов, Днепропетровский государственный аграрный университет, Днепропетровск.

УДК 621.45.00.11

В.Б. КОРОТКОВ, Д.А. ИОНОВ**ФГУП ММПП «Салют», Москва, Россия****КОНТРОЛЬ ВИБРОСОСТОЯНИЯ ДВИГАТЕЛЯ МАНЕВРЕННОГО САМОЛЁТА**

Характерной особенностью двигателей маневренных самолётов является частая смена режимов от малого газа до форсажного. Для такой сложной ситуации решена задача контроля вибросостояния двигателя при его работе на земле и в полёте. Распознавание нештатной ситуации выполняется в полёте и на земле несколькими методами: контролем за непревышением предельного значения виброскорости, краткосрочным тренд-анализом текущих значений виброскорости на кратковременных установившихся режимах работы двигателя, контролем за отклонениями текущих значений виброскорости от базовых зависимостей, снятых на земле и в полёте при поступлении двигателя в эксплуатацию. (Предложен метод выделения зон работы двигателя, подозрительных с точки зрения появления неисправности).

техническое состояние, газотурбинный двигатель, диагностика, виброскорость**Введение**

Известно, что эффективная эксплуатация авиационных двигателей и повышение безопасности полётов во многом зависят от возможностей автоматизированных систем контроля и диагностирования их технического состояния. В России успешно эксплуатируется целый ряд таких систем, предназначенных для двигателей, установленных на больших гражданских самолётах. Но для двигателей маневренных самолётов систем, которые бы в таком объёме, как системы гражданских самолётов, оценивали текущее техническое состояние двигателей, не существует.

Изложение материалов исследования

В настоящее время в опытном агрегатном конструкторском бюро «ТЕМП» федерального предприятия «САЛЮТ» разрабатывается система контроля и диагностирования технического состояния для двигателя маневренного самолёта. Система определяет техническое состояние двигателя и вырабатывает рекомендации в минимальном объёме лётчику для успешного завершения полёта и в полном объёме для наземного обслуживающего персонала.

Разрабатываемая система предусматривает как обычный набор функций контроля (допусковый

контроль, тренд – анализ, прогнозирование поведения параметров всех систем и узлов двигателя), так и по данным измерений рассчитывает текущие характеристики основных узлов двигателя с целью обеспечения его эксплуатации по фактическому техническому состоянию.

Составной частью этой системы, во многом определяющей безопасность полёта, является блок контроля вибросостояния двигателя, описанию которого посвящена настоящая работа.

Методическое обеспечение контроля вибросостояния двигателя разрабатывалось с учётом опыта эксплуатации отечественных систем контроля и диагностирования авиационных двигателей, опыта, накопленного на предприятии «САЛЮТ», и характерной особенности эксплуатации двигателя маневренного самолёта в полёте – частой (почти непрерывной) сменой режимов его работы в довольно широких пределах (от малого газа до форсажа).

Основное назначение блока контроля вибросостояния – распознавание неисправностей, вызывающих изменение этого состояния, на ранней стадии их развития, и своевременная выдача рекомендаций лётчику в случае, если текущее вибросостояние требует принятия мер по изменению режима работы двигателя, а также формирование информации для обслуживающего персонала.

Исходными данными для сравнения являются две базовые зависимости виброскорости от частоты вращения ротора высокого давления двигателя. Первая базовая зависимость снимается на земле после установки двигателя в самолёт, для построе-

ния второй используются данные, зарегистрированные в первых трёх полётах.

Использование двух базовых зависимостей обусловливается существенными отличиями в нагрузках на самолёт на земле и в полёте (рис. 1).

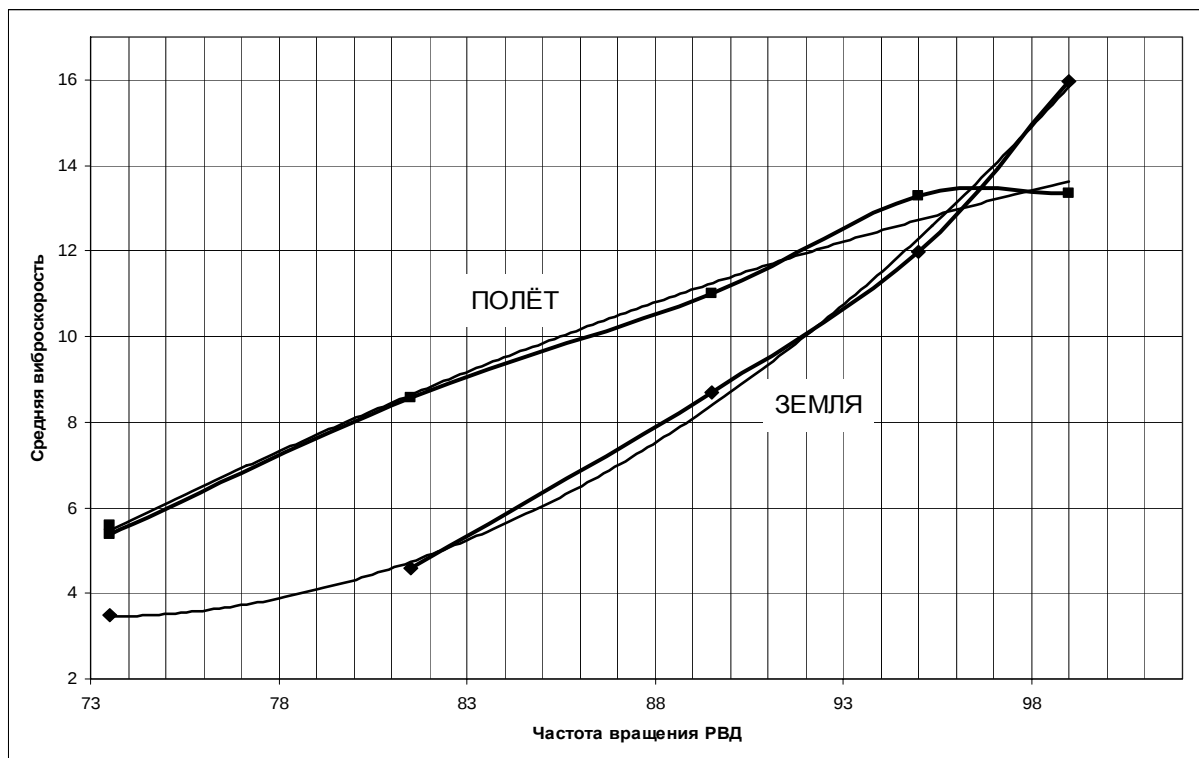


Рис.1. Базовые зависимости виброскорости (полетная и земная).

Накопление данных и аппроксимация базовых зависимостей выполняется автоматически на борту. Данные измерений аппроксимируются полиномами первого – третьего порядков. Степень полинома зависит от индивидуальных особенностей двигателей. Оптимальным полиномом является полином, имеющий наименьшее среднее квадратическое отклонение, причём более высокая степень полинома выбирается, если этот полином существенно понижает дисперсию аппроксимации по сравнению с полиномом с более низкой степенью (критерий Фишера).

В процессе работы двигателя в полёте и на земле с базовыми зависимостями каждую секунду сравниваются скользящие средние значения виброскорости.

Осреднение ведётся по 3 секундам работы двигателя для уменьшения влияния случайности. Для детального анализа выходов отклонения вибрации от базового значения система формирует необходимую информацию о параметрах двигателя за 10 секунд до события и до времени понижения вибрации.

Помимо контроля отклонений виброскорости от базовых зависимостей в блоке контроля вибросостояния двигателя используются краткосрочные (внутри полёта) и долгосрочные (за серию полётов) тренды отклонений виброскоростей, и контроль за непревышением предельной допустимой величины виброскорости.

Система отслеживает превышение предельной допустимой величины виброскорости на всех режи-

мах работы двигателя: переходных и установившихся, простым сравнением текущего значения вибрации с предельным значением. Как и в случае повышенного отклонения виброскорости от базовой характеристики, здесь формируется вся необходимая информация для анализа на земле и рекомендация лётчику по изменению режима работы двигателя [1].

Краткосрочные тренды виброскорости контролируются в процессе полёта только на установившихся режимах работы двигателя. Подсчитывается модуль суммы разностей последующих и предыдущих величин виброскоростей за определённый интервал времени и сравнивается с допустимой величиной. При удовлетворительном сравнении система переходит к следующему интервалу времени.

В последующем краткосрочный тренд-анализ предполагается усложнить. Ряд значений виброскорости в определённом промежутке времени должен аппроксимироваться линейной зависимостью. В случае значимости линейного коэффициента его величина укажет на скорость изменения виброскорости с хорошей нивелировкой случайно выпавших значений.

Долгосрочный тренд используется при анализе отклонений виброскорости от базовой характеристики. Метод определения аналогичен предыдущему методу тренд анализа с использованием линейной зависимости.

Иногда, уже в процессе развития неисправности, может возникнуть ситуация, когда изменение вибросостояния двигателя началось, но применяемая система допустимых значений ещё не позволяет установить этого факта [2]. При автоматизированной обработке информации для выделения временных зон, в которых возможно появление неисправностей, предлагается новый метод непрерывного отслеживания за скользящим коэффициентом корреляции между частотой вращения ротора высокого давления и виброскоростью.

В целом изменение коэффициента корреляции от полёта к полёту несёт мало информации. Полёты

с мало изменяемыми режимами работы двигателя дадут малое значение коэффициента корреляции. Так же мало отразится на коэффициенте корреляции, вычисленном за весь полёт, неисправность, проявившаяся в малом промежутке времени. Чтобы не пропустить такую неисправность, необходимо подобрать такую величину выборок виброскорости и частоты вращения ротора высокого давления, чтобы имевшее место изменение коэффициента корреляции между этими выборками при возникновении неисправности достаточно надёжно указывало на её наличие и время её появления.

При большом объёме информации, а значит, потребности большого времени для её просмотра, участки полёта с большим отрицательным коэффициентом корреляции, укажут на промежутки времени, в которых могла возникнуть неисправность.

Алгоритм определения «подозрительных» зон с отрицательными коэффициентами корреляции ниже критического уровня описан ниже.

После набора n измерений каждого из двух параметров (виброскорости и частоты вращения ротора высокого давления) формируется первая выборка параметров $1, 2, \dots, n$, после набора $n + 1$ измерений формируется вторая выборка $2, 3, \dots, (n + 1)$, после набора $n + 2$ – третья выборка $3, 4, 5, \dots, n + 2$ и т.д.... В каждой выборке определяется коэффициент корреляции между параметрами. При отрицательном коэффициенте корреляции проводится сравнение его с критическим уровнем. При выполнении неравенства $r > r_{1-\frac{P}{2}}$ три раза подряд и более формируется диагностическое сообщение «Зона возможной неисправности» с указанием времени (начала и конца) существования события.

Величина n определяется опытным путём для каждого типа двигателя. С целью предварительной оценки возможной величины n для одного из двигателей, находящихся в эксплуатации, вычислены коэффициенты корреляции (не скользящие, как требует алгоритм), а в выборках по 100, 50 и 30 измере-

ний, следующих одна за другой. Наиболее чувствителен к изменению оказался коэффициент корреляции, вычисленный по выборке из 30 измерений.

На графике, построенном по реальным полётным данным серийного двигателя (рис. 2), отмечает-

ся зона (в правой части графика), в которой виброскорость резко уменьшается с 17 до 6 мм/с при увеличении режима работы двигателя (с 85 до 97%).

В этой зоне коэффициент корреляции принимает отрицательное значение.

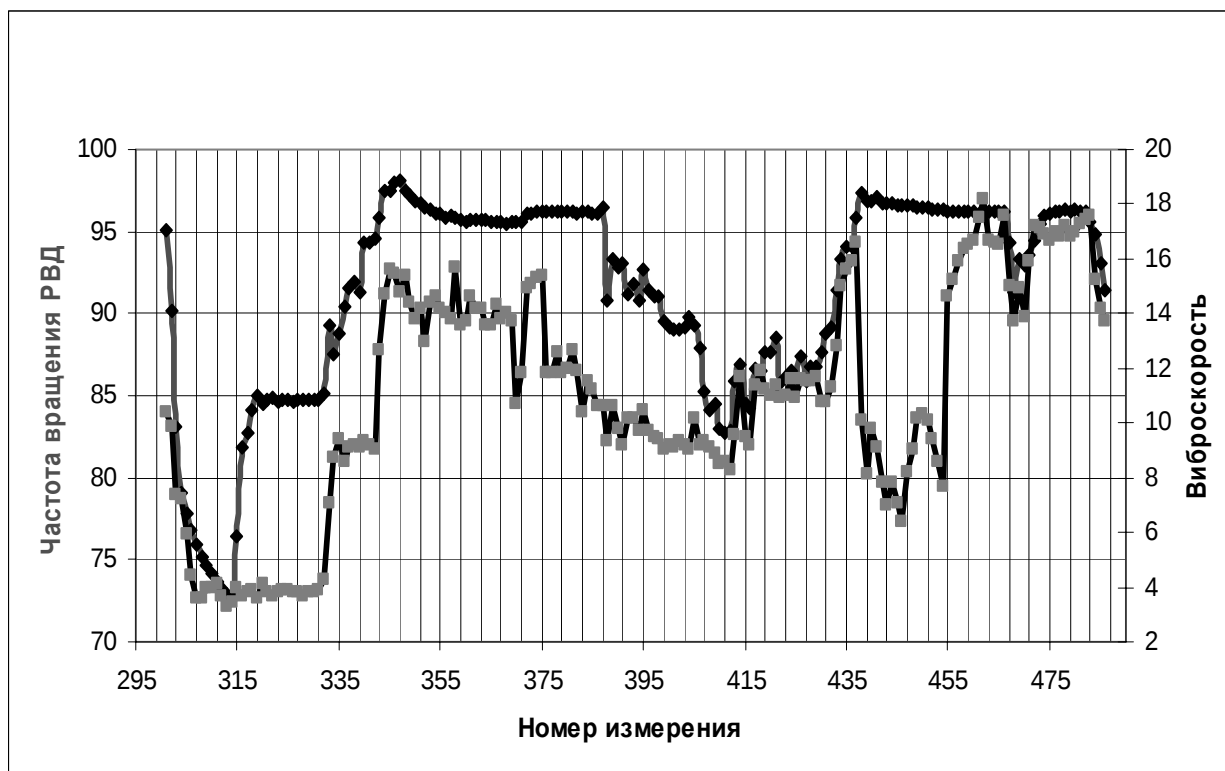


Рис.2. Изменение виброскорости и частоты вращения по времени полета

Выводы

В заключение следует отметить, что представленные алгоритмы оценки текущего вибросостояния двигателя ориентированы на существующую систему измерений конкретного двигателя. Увеличение числа датчиков измерения виброскорости позволит расширить возможности системы, в частности, использовать корреляционный анализ между виброскоростями, измеряемыми этими датчиками.

Литература

1. Автоматизированная система управления процессом испытаний ГТД на стендах ОКБ серийных и

ремонтных заводах / В.Буковский, Г.В. Добрянский, Д. Барышников, Г. Полетов // Двигатель: – 2002. – № 4. – С. 6-8.

2. Новиков А.С., Пайкин А.Г., Сиротин Н.Н. Контроль и диагностика технического состояния газотурбинных двигателей. – М.: Наука, 2007. – 467 с.

Поступила в редакцию 20.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.И. Зазулов, ФГУП ММП «Салют», Москва, Россия.

УДК 697.34

Ю.Н. ХАРИТОНОВ

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина

РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМОВ РЕШЕНИЯ МИКРО- И МАКРООПТИМИЗАЦИОННЫХ ЗАДАЧ РЕКОНСТРУКЦИИ

Разработана структурно-логическая схема обобщенной математической модели и предложен алгоритм решения микро- и макрооптимизационных задач организации и управления проектами реконструкции систем теплоснабжения различного целевого назначения. Определено функциональное назначение и основные задачи блоков и элементов структурно-логической схемы. Рассмотрены алгоритмические связи блоков: формирования массивов исходных данных, генерации параметров и индикаторов системы теплоснабжения, управления проектом реконструкции, микрооптимизации параметров элементов системы теплоснабжения.

энергетика, управление проектами, реконструкция, система теплоснабжения

1. Постановка проблемы

Разрабатываемые программы реконструкции систем теплоснабжения городов Украины представляют собой скоординированные по ресурсам и срокам решения задач, направленных, в конечном счете, на реализацию эффективных системных мероприятий по устранению существующих проблем развития муниципальной энергетики.

Обзор публикаций и выделение нерешенных проблем. В основе реализации системных решений проблем реконструкции сложных технических систем, к которым относятся системы теплоснабжения муниципальных образований, лежат методы математического моделирования [1 – 3 и др.]. Анализ выполненных исследований [4 – 6 и др.] показал, что в настоящее время отсутствуют обобщенные математические модели и алгоритмы для решения микро- и макрооптимизационных задач организации и управления проектами реконструкции систем теплоснабжения.

Цель исследований. Разработка алгоритмов решения микро- и макрооптимизационных задач организации и управления проектами реконструкции систем теплоснабжения.

2. Решение проблемы

Сформулированные принципы построения экспертных систем и известные основные элементы

синтез-модели системы теплоснабжения позволили разработать структурно-логическую схему и алгоритмы решения микро- и макрооптимизационных задач организации и управления проектами реконструкции систем теплоснабжения (рис. 1).

Основными задачами блоков **А**, **Б**, **В** и **С** являются:

блок А – обработка мониторинговой информации; генерация текущих и граничных значений индикаторов реконструкции; определение видов и объемов регламентных работ; формирование глобального критерия для проекта реконструкции; анализ проекта на артефактность;

блок Б – синтезирование новой технологической схемы системы и ее подсистем; определение технических характеристик синтезируемой системы; расчет планового отпуска тепловой энергии потребителям по источникам энергии; определение экономических показателей синтезируемой системы; определение параметров проекта реконструкции системы; формирование стратегии выполнения проекта;

блок В – документальное обеспечение выполнения проекта; контроль за выполнением проекта; оценка последствий отклонений параметров реализации проекта от выбранной стратегии; анализ результатов проекта;

блок С – моделирование структурных элементов источника энергии, транспорта энергии и потребителей; расчет параметров надежности, экологичности и т.д.

для синтезируемого проекта и элементов; прогнозирование технического состояния элементов системы; расчет технико-экономических показателей элементов систем.

Предложенный алгоритм микро- и макрооптимизации задач реконструкции работает следующим образом.

В модуле 1 блока А происходит сбор мониторинговых данных о текущем состоянии СТС и ее структурных элементов, о параметрах систем высшего иерархического уровня и других воздействующих факторах, существенно влияющих на СТС. Здесь же происходит первичная обработка и преобразование информации к виду, в котором она может быть использована на последующих этапах реализации проекта реконструкции.

В модуле 2 блока А информация, из модуля 1, обрабатывается с целью получения текущих значений параметрических и структурных индикаторов действующей системы. Также в этом модуле для текущих условий определяются граничные значения индикаторов, происходит их сопоставление с индикаторами системы. По результатам этого сопоставления в соответствии с принятой шкалой важности делается вывод о необходимости реконструкции («Да») или о продолжении дальнейшей эксплуатации системы («Нет»).

Если в реконструкции нет необходимости, то информация о значениях индикаторов поступает в модуль 3, где на основании этих индикаторов делается вывод о необходимости проведения того или иного вида регламентных работ или организационно-экономических изменений, которые обеспечат эффективную эксплуатацию системы в дальнейшем. Для определения объемов регламентных работ к модулю 3 подключены соответствующие модули и базы данных.

Если сделан вывод о необходимости реконструкции, то информация передается в модуль 4, который на основании параметров системы, внешних факторов, прогнозных данных формирует ограничения, накладываемые на проект. Для формирования ограничений к модулю 4 подключены необходимые модули и модели: топологическая модель местности; графоаналитическая модель системы; модель энергоснабжения региона; различные прогнозные модели.

После формирования ограничений информация поступает в модуль 5, где происходит назначение глобального критерия для генерируемого проекта реконструкции. Для его назначения модуль 5 использует текущие параметры действующей СТС и те же модели, что и модуль 4.

В модуле 6 происходит сравнение требуемых характеристик и параметров проекта с уже разработанным для чего к модулю 6 подключен модуль «Матрица артефактных проектов реконструкции», содержащий данные о реализованных проектах. В случае если подобные проекты существуют, то они извлекаются из баз данных и осуществляется переход к реализации проекта в блок В.

Если артефактный проект отсутствует, то осуществляется переход к блоку Б в модуль 7 и начинается генерация новой структурно-технологической схемы системы теплоснабжения. Для этого модуль 7 обращается к блоку С, который включает в себя комплексы моделей по источнику энергии, транспортной системе и установкам потребителей. В блоке С, с учетом уже имеющихся ограничений и текущих структурно-параметрических показателей существующей системы, осуществляется подбор оборудования для синтезируемого проекта на основании выполняемых микрооптимизационных расчетов. Данные по сформированной в блоке С новой системе передаются в модуль 7, который рассчитывает ее технико-экономические показатели.

При взаимодействии модуля 7 и блока С происходит оптимизация синтезируемой системы. После получения оптимальной структуры осуществляется переход к модулю 8, где определяются основные параметры проекта реконструкции.

Затем в модуле 9 формируется стратегия выполнения проекта и основные контрольные показатели. После этого осуществляется переход к реализации проекта и его управлению.

В модуле 10 производится планирование и распределение работ, обеспечение поставок и получения ресурсов, составление отчетной документации. Результаты выполнения работ поступают из модуля

10 в модуль 11, который осуществляет контроль за ходом выполнения проекта реконструкции. Для этого к нему подключены модули, обеспечивающие все виды контроля. В модуле 11 осуществляется сравнение плановых показателей выполнения проекта с текущими, на основании которого делается вывод «Да» – проект выполняется в соответствии с плановыми показателями, или «Нет» – плановые показатели нарушены. Если плановые показатели нарушены, то выполняется оценка существенности отклонения текущих показателей от плановых. Если отклонения не существенны – «Да», то реализация проекта продолжается. Если отклонения существенны – «Нет», то реализация проекта прекращается и осуществляется переход к модулю 1 Блока А для начала генерации нового проекта реконструкции.

Если в модуле 11 сделан вывод о том, что показатели реализации проекта не нарушены, то определяется временная стадия выполнения проекта: «Нет» – проект не завершен, «Да» – проект завершен. Если проект не завершен, то его реализация продолжается и осуществляется переход к модулю 10. Если проект завершен, выполняется переход к модулю 12, где определяются результаты выполнения проекта, текущие показатели системы, делается вывод об адекватности использованных моделей. Далее проект реконструкции оформляется как артефактный.

Таким образом, разработанный алгоритм позволяет решать задачи микрооптимизации параметров обеспечивающих систем, источника тепловой энергии, систем транспортирования и потребления тепловой энергии, а также задачи макрооптимизации – обеспечение максимальной эффективности выполнения проектов реконструкции систем теплоснабжения.

Выводы

1. Определены функциональные назначения и основные задачи блоков и элементов структурно-логической схемы, установлены алгоритмические связи элементов модели реконструкции сложных технических систем.

2. Разработанный алгоритм позволяет решать микро- и макрооптимизационные задачи организации и

управления проектами реконструкции систем теплоснабжения.

Литература

1. Сеннова Е.В., Сидлер В.Г. Математическое моделирование и оптимизация развивающихся теплоснабжающих систем. – Новосибирск: Наука, 1987. – 291 с.
2. Волкова В.Н., Денисов А.А. Основы теории систем и системного анализа. – С.-Пб.: СПбГТУ, 1999. – 512 с.
3. Методы исследования и управления системами энергетики / Л.С. Беляев, Н.И. Воропай и др. – Новосибирск: Наука, 1987. – 374 с.
4. Дормачев Д.Б. Исследование энергетической эффективности систем централизованного теплоснабжения как единого комплекса: Дис. ... канд. техн. наук: 05.23.03. – Иркутск: РГБ, 2005. – 186 с.
5. Ладейщикова Е.Н. Стохастические методы экономического обоснования вариантов развития современных систем централизованного теплообеспечения. Дис. ... канд. эконом. наук: 08.00.13. – Ростов, 2000. – 190 с.
6. Семенов Б.А. Оптимизация параметров теплоиспользования в системах централизованного теплоснабжения городов: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.14.01. – М.: РГБ, 2005. – 250 с.
7. Дилигенский Н.В., Дымова Л.Г., Севастьянов П.В. Нечеткое моделирование и многокритериальная оптимизация производственных систем в условиях неопределенности: технология, экономика, экология. – М.: Машиностроение, 2004. – 340 с.
8. Серебренников Г.Г. Структурный анализ производственных систем: принципы, элементы и методы; Монография. – Тамбов: ТГТУ, 2006. – 240 с.

Поступила в редакцию 29.05.2008

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

АННОТАЦИИ

УДК 621.7.044

Зорік В.Я., Третьак В.В., Комаров О.Ю. Проблемы совершенства технологического проектирования импульсного штампования за рахунок використання спеціальних прийомів // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 8-14.

Стаття присвячена проблемам вдосконалення методів проектування імпульсного штампування. Розглядаються проблеми використання спеціальних прийомів в питаннях математичного моделювання, динамічної поведінки заготовки, а також методів розпізнавання образів, які забезпечують ухвалення рішень на верхніх рівнях деталізації технологічних процесів. Запропоновані новатії можна використовувати при призначенні режимів обробки; адаптації розроблених теоретичних основ, прикладних програм. Дана методика може бути адаптований для методів одноінструментального штампування; розробці принципово нових методів виготовлення листових деталей, у тому числі при поєднанні методів одноінструментального і двоінструментального штампування, а також при поєднанні операцій на одному штампі.

Ключові слова: імпульсне штампування, методи проектування, спеціальні прийоми, поєднання операцій, математичне моделювання.

Лл. 4. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 621.7.044

Борисевич В.К., Невешкин Ю.О. Визначення особливостей формування зовнішнього навантаження на заготовку при об'ємному штампуванні вибухом // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 15-17.

Задача формування зовнішнього навантаження підводного вибуху в обмеженому об'ємі рідини ще далека від свого рішення. Труднощі аналітичного рішення цієї задачі зв'язані з багатофакторністю і багатоетапністю характеру навантажень від вибуху усередині басейну. Практично всі дослідники обмежуються якісним розглядом картини на рівні припущень і експериментальних результатів зважаючи на складність побудови математичної моделі, що відображає істинний механізм впливу вибухового навантаження. Зроблена спроба розгляду явищ впливаючих на формування зовнішнього навантаження для визначення можливості управління нею. Виключаючи розповсюдження хвиль розвантаження, є можливість управляти величиною зовнішнього навантаження в широкому діапазоні.

Ключові слова: басейн, об'ємне штампування, вибух, ударна хвиля, гідропоток, газовий міхур, віддзеркалення, схлопування, кавітація.

Бібліогр.: 5 назв.

UDC 621.7.044

Zorik V., Tretyak V., Komarov A. Problems of perfection of the technological planning of the impulsive stamping due to the use of the special receptions // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 8-14.

The article is devoted to the problems of perfection of methods of planning of the impulsive stamping. The problems of the use of the special receptions in the questions of mathematical design, dynamic conduct of purveyance, and also methods of pattern recognition, which provide acceptance of decisions at the overhead level of working of technological processes out in detail are considered. Offered novatsii can be used for setting of the modes of treatment; adaptation of the developed theoretical bases, application programs. The given method can be adapted for the methods of the odnoinstrumentalnoy stamping; to development of principle new methods of making of sheet details, including at combination of methods of the odnoinstrumentalnoy and twoinstrumental stamping, and also at combination of operations on one stamp.

Key words: impulsive stamping, methods of planning, special receptions, combination of operations, mathematical design.

Fig. 4. Ref.: 7 items.

UDC 621.7.044

Borisevich V., Neveshkin Y. Determination of features of forming of the external loading on a purveyance at by a volume stamping by the explosion // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 15-17.

The task of forming of the external loading of submarine explosion in the limited volume of liquid is still distant from the decision. Difficulties of analytical decision of this task are linked from the mnogofaktornostyu and mnogoetapnostyu character of loading from the explosion into a pool. Practically all researchers are limited by high-quality consideration of picture at the level of suppositions and experimental results because of complication of postroeniya mathematical model reflecting the veritable mechanism of the vozdeystviya explosive loading. An attempt is done of consideration of the phenomena of affecting forming of the external loading for determination of possibility of management by it. Eliminating distribution of waves of unloading, is present possibility to handle the size of the external loading in a wide range.

Key words: pool, by a volume stamping, explosion, shock wave, gidropotok, gas bubble, reflection, shlopivanie, kavitatsiya.

Ref.: 5 items.

УДК 629.7.054

Карачун В.В., Мельник В.М. Нелінійні коливання циклічно деформуємих оболонкових фрагментів в акустичному середовищі // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 18-21.

Будується аналітична модель пружно-податливих оболонкових фрагментів двигунів, які навантажені акустичним впливом високої інтенсивності. Оболонки обрані довільної геометрії окреслення утворюючої, що дозволяє розв'язання задач пружності у самому загальному вигляді з наступними науково обґрунтованими рекомендаціями прогнозування питань надійності та довговічності конструкції. Створюється теоретичний фундамент обґрунтування структури високочастотних циклічних випробувань матеріалу в акустичному середовищі, а також окреслюється ступінь відповідності стендових випробувань з натурним функціонуванням.

Ключові слова: координатні функції, оболонка, циклічне навантаження, акустичне середовище, проникаюче акустичне випромінювання, площина шпангоута, паралель, протяжність.

Бібліогр.: 3 назви.

УДК 536.5.08

Симбірський Р.Д., Завалій А.А., Симбірський Д.Ф., Скрипка О.І. Експериментальні дослідження температурних полів високотемпературних газових потоків // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 22-26.

Наведений контактний метод вимірювання високих температур газових потоків і результати його практичного застосування при дослідженнях температурних полів продуктів згоряння гасу у діапазоні до 2100 °С. Метод полягає у розрахунку (відновленні) значення температури газу на вході в інтенсивно охолоджуваний канал по безпосередньо вимірюваних температурах газового потоку у двох перетинах каналу і температурі стінки. Метод реалізований у вигляді інтелектуальної вимірювальної системи, що адаптується до умов вимірювань. Наводяться результати успішного його вживання при стендових випробуваннях експериментальних кільцевих камер згоряє і двох типів газових пальників, у тому числі для надзвукового різака.

Ключові слова: вимірювальна система, камера згоряє, пальник, поля, висока температура, адаптація, редукція.

Л. 6. Бібліогр.: 3 назви.

УДК 629.7.03.036.3.001.42

Олійник О.В., Шимановська Н.А. Ідентифікація динаміки температурного стану деталей для систем моніторингу виробітку ресурсу ГТД // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 27-30.

Показано, що перехідні характеристики температурного стану деталей двигунів можуть бути подані у вигляді експоненційних рядів. Для опису перехідної характеристики с точністю порядку 3 °С відносно

UDC 629.7.054

Karachun V., Mel'nick V. Nonlinear vibrations cyclic deformed of thecal fragments in the acoustic environment // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 18-21.

The analytical model of resiliently pliable thecal fragments of engines is built, loaded with acoustic influence of high intensity. Shells are select arbitrary geometry of outline formative, that allows the decision of tasks of resiliency in a general view with the next scientifically grounded recommendations of prognostication of questions of reliability and longevity of construction. Theoretical foundation of ground of structure of high-frequency cyclic tests of material is created in an acoustic environment, and also the degree of accordance of stand tests and model functioning is outlined.

Key words: coordinate functions, shell, cyclic loading, acoustic environment, penetrable acoustic radiation, plane of шпангоута, parallel, extent.

Ref.: 3 items.

UDC 536.5.08

Simbirskiy G., Zavaliy A., Simbirskiy D., Skripka A. Experimental research of the temperature fields of high temperature gas flow // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 22-26.

The contact method of measuring of gas flow high temperatures and results of it practical application for research of the temperature fields of kerosene combustion materials in a range to 2100 °C is presented. The method contains calculation (renewal) of gas temperature on the entrance in the intensively cooled channel using directly measured temperatures of gas flow in two sections of channel and temperature of wall. The method is realized as intellectual measuring system adapted to the measuring conditions. Results of successful application of the method for the development testing of experimental annular combustion chambers and two types of gas burners are presented, including a supersonic cutter.

Key words: measuring system, combustion chamber, gas-ring, fields, high temperature, adaptation, reduction.

Fig. 6. Ref.: 3 items.

UDC 629.7.03.036.3.001.42

Oleynik A., Shimanovskaya N. Identification of gas turbine engines components temperature state dynamics for resource exhaust monitoring systems // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 27-30.

It is shown, that transient characteristics of the engines components temperature state can be presented in the form of exponential serieses. It is enough three-four terms of an exponential series for a transient character-

кінцево-елементних моделей достатньо трьох-чотирьох членів експоненційного ряду. Запропоновано метод ідентифікації температурного стану деталей двигуна по кінцево-елементних моделях, який полягає у послідовному оцінюванні коефіцієнтів експоненційних рядів, описуючих перехідні характеристики, починаючи з їх заключних ділянок.

Ключові слова: температура деталі, перехідна характеристика, простір станів, ідентифікація.

Іл. 2. Бібліогр.: 6 назв.

УДК 535(023)

Толмачов М.Г. Граничні термодинамічні умови перетворень у бі-речовині // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 31-34.

Запропоновано модель визначення термодинамічних параметрів, тобто максимально припустимого тиску й мінімально прийнятної температури, при яких можливий процес перетворення баріонних квантів бі-речовини. Такі значення тиску й температури знайдено за критерієм граничного збереження вихідної теплоємності вихідною речовиною. Задачу вирішено із залученням енергетичних моделей бі-речовини, що дозволило ідентифікувати отримані результати як граничні значення тисків і температур існування старих і виникнення нових баріонних квантів бі-речовини. Розрахункові значення атомних мас, зіставлені з фізичними параметрами елементів періодичної таблиці. Крім того, запропонована модель дозволила виявити шістнадцять нових атомних мас, що вимагають ідентифікації й дозволила на основі єдиного підходу уточнити значення атомних мас таких елементів, як Менделєєвій, Нобелій, Борггій і т.і.

Ключові слова: бі-речовина, баріонний і тахіонний кванти, тиски й температури перетворення.

Табл. 2. Іл. 1. Бібліогр.: 6 назв.

УДК 629.5:621.436

Тимошевський Б.Г., Ткач М.Р. Ефективність комбінованих установок з ДВЗ та елементами прямого перетворення енергії // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 35-38.

Розглянуті перспективи, проблеми та раціональні шляхи використання вугілля у якості палива для двигунів внутрішнього згоряння. Встановлено, що одним з ефективних напрямів є внутрициклова газифікація цього виду органічної сировини з отриманням синтез-газу, багатого воднем. Досягнення високої ефективності енергетичної установки у цілому можливо за рахунок використання синтез-газу в комбінованій установці, у складі якої, крім двигуна внутрішнього згоряння, входить повітряно-водневий паливний елемент, що має високий ККД. Наведена принципова схема комбінованої енергетичної установки та виконаний загальний аналіз її ефективності.

Ключові слова: ДВЗ, комбінована установка, паливо, парова конверсія, каталізатор, водень, паливний елемент, ефективність.

Іл. 2. Бібліогр.: 13 назв.

istic specification with exactitude of the order 3 °C concerning finite-element models. The method of a temperature state identification of the engines components on the finite-element models is offered. It represents a sequential estimation of factors of the exponential serieses presenting transient characteristics, since their closing sections.

Key words: temperature of detail, transitional description, space of problems, authentication.

Fig. 2. Ref.: 6 items.

UDC 535(023)

Tolmachev N. Threshold thermodynamic conditions of transformations in b-substance // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 31-34.

The model of definition of thermodynamic parameters, i.e. maximum allowable pressure and minimal acceptable temperature, at which process of transformation of baryon quanta of b-substance is possible, is suggested. Such values of pressure and temperature are found by criterion of limiting preservation of an initial thermal capacity by initial substance. The problem has been solved using power models of b-substance, that allowed to identify the obtained results as threshold values of pressure and temperature of existence of old and occurrence of new baryon quanta of b-substance. Estimated values of atomic masses are compared to physical parameters of elements of periodic table. Besides, the suggested model has allowed to discover sixteen new atomic masses, which call identification, and has allowed to refine values of atomic masses of such elements, as Mendeleviy, Nobeliy, Borggiy, etc. on the basis of the uniform approach.

Key words: b-substance, baryon and tachyon quanta, pressure and temperatures of transformation.

Tabl. 2. Fig. 1. Ref.: 6 items.

UDC 629.5:621.436

Tymoshevskyy B., Tkach M. Efficacy of the combined power plants containing internal combustion engines and direct energy transformation elements // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 35-38.

Future perspectives, problems and rational ways for coal utilization as a fuel for internal combustion engines are discussed. It was determined, that intra-cycle gasification of this type of organic fuel resulting in syngas rich with hydrogen is very effective. Using syngas in the combined power plant allows reaching high efficacy of energy production facility. Such combined power plant contains air-hydrogen fuel cell with high efficacy coefficient along with the internal combustion engine itself. Principal scheme of the described combined power plant and initial analysis of its efficacy is provided.

Key words: ICE, combined power plant, steam conversion, catalyst, hydrogen, fuel cell, efficiency.

Fig. 2. Ref.: 13 items.

УДК 629.7.087:538.4:001.2

Дронь М.М., Кондратьев О.И., Хитко А.В., Хоролський П.Г. **Концепція використання електроракетних двигунів на мікросупутниках** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 39-43.

У статті представлена концепція використання електроракетних двигунів малої потужності для маневрування мікросупутників. Для ряду космічних завдань визначена доцільність використання ЕРДМП із обліком енергетичних, тягових і масових характеристик. Визначено типи ЕРД які можуть бути застосовані на МС. Розрахунковим шляхом визначені необхідні параметри ДУ для завдань корекції й переведення на геостационарну орбіту. Сформульовано вимоги до ДУ для польотів до планет Сонячної системи. Проведено аналіз необхідної енергооснащеності МС для кожного завдання. Апарати мікро класу з масою від десяти до ста кілограм й їхні угруповання в найближчому майбутньому знайдуть широке застосування при рішенні завдань забезпечення зв'язку, телебачення і радіомовлення, навігації, метеорології, вивчення природних ресурсів і моніторингу земної поверхні.

Ключові слова: електроракетний двигун, мікро супутник, геостационарна орбіта.

Бібліогр.: 6 назв.

УДК 533.9.07

Лоян А.В., Максименко Т.О., Подгорний В.О. **Експериментальне дослідження ресурсних характеристик МСПД** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 44-47.

Наведено результати експериментальних досліджень ерозії ізоляторів розрядної камери стаціонарного плазмового двигуна малої потужності. Показано характер зношування ізоляторів, відмічено наявність зон нормальної та «аномальної» ерозії. Наведено результати порівняльного аналізу ерозії ізоляторів, визначеної за допомогою вагового метода та оптичної емісійної спектроскопії. Показано, що дані отримані за ерозією за допомогою ОЕС корелюють здебільшого з ерозією внутрішнього ізолятора, що є наслідком різних умов збудження атомів алюмінію, які уходять із зовнішнього та внутрішнього ізоляторів, через відмінність концентрації електронів в центральній та периферійній зонах факела.

Ключові слова: стаціонарний плазмовий двигун, ерозія, оптична емісійна спектроскопія.

Іл. 5. Бібліогр.: 6 назв.

УДК 629.7:621.3

Іванова Т.Ю., Губін С.В. **Розвиток гіпотези фрактальності поверхні електроду електрохімічного акумулятора** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 48-51.

Проаналізована необхідність чисельного моделювання хімічних і фізичних процесів що проходять в речовині активної маси електродів електрохімічних

UDC 629.7.087:538.4:001.2

Dron N., Kondratev A., Khitko A., Khorolskij P. **The concept of use of electrical rocket propulsion on micro satellites** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 39-43.

In the article the concept of use of electrical rocket propellers of low power for maneuvering of micro satellites is presented. For a number of space problems the expediency of use ERPLP taking into account power, thrust and mass characteristics is determined. Be determined types of electrical jet engines which can be applied on the small companion. Computational demanded parameters of a propulsion system for correction and transfer problems into a geostationary orbit are by determined. Demands to a propulsion system for flights to planets of Solar system are formulated. The analysis of demanded power-to-weight ratio of the small companion for each problem is carried out. The vehicles of the micro-class with weight from ten to hundred kilograms and their groups will find in the near future wide application at a problem solving of maintenance of communication, a TV and radio broadcasting, a shipping season, meteorology, studying of natural resources and monitoring of an earth surface.

Key words: electrical rocket propulsion, micro satellite, geostationary orbit.

Ref.: 6 items.

UDC 533.9.07

Loyan A., Maksymenko T., Podgorny V. **Experimental investigation of lifetime characteristics of low-power SPT** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 44-47.

Results of the erosion experimental investigation of the low-power stationary plasma thruster discharge chamber isolator are represented. Isolator deterioration character is shown. Presence of normal and "abnormal" erosion zones is signed. Comparative analysis results of erosion determined with weight method and optical emission spectroscopy are represented. It is shown that erosion data determined with OES in the most correlate with inside isolator erosion. It is sequent of different aluminium atoms excitation conditions, which sputtered from inner and outer isolator, due to different electron density in central and periphery plume zones.

Key words: stationary plasma thruster, erosion, optical emission spectroscopy.

Fig. 5. Ref.: 6 items.

UDC 629.7:621.3

Ivanova T., Gubin S. **The evolution of fractal hypothesis of electrochemical accumulator electrode surface** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 48-51.

There was analysed the necessity of mathematical modeling of chemical and physical processes passing in the active mass of electrodes of electrochemical ac-

аккумуляторів в рамках загального завдання діагностики, контролю і прогнозування основних параметрів електроживлення систем гарантованого енергопостачання космічних ракетних комплексів (СТЕП КРК). Проаналізована структура поверхні електроду аккумулятора. Як математичний засіб опису структури поверхні запропонована фрактальна геометрія, і відповідно до вибраного математичного апарату, методологія отримання і обробки експериментальних даних.

Ключові слова: система гарантованого енергопостачання, космічний ракетний комплекс, електрохімічний аккумулятор, поверхня електроду, активна маса, фрактальна геометрія, розмірність, коефіцієнт форми, ентропія.

Лл. 4. Бібліогр.: 8 назв.

УДК 621.51.226.2.53

Хоріков А.О., Данілін С.Ю., Мазікіна Т.І., Чистякова Є.М. Дослідження коливань широкохордних робочих лопаток компресорів в умовах зривного обтікання // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 52-57.

Стосовно широкохордних лопаток компресорів і вентиляторів виконано порівняльний аналіз аеропружних характеристик і діагностичних ознак гратчастого флаттеру і зривних коливань. Показано, що зривне обтікання і коливання лопаток, що викликаються ним, породжують в потоці окружну нерівномірність потоку, що обертається, яка в результаті перетворень Фур'є і Галілея в сигналах з датчиків пульсацій може трактуватися як бегучі хвилі деформації за діаметральних форм коливань системи диск-лопатки-потік. Запропоновано математичну модель діагностики зривних коливань за сигналами з датчиків пульсацій статичного тиску.

Ключові слова: широкохордні лопатки, зривні коливання, флаттер, хвилі деформацій, діагноста, пульсації тиску.

Лл. 7. Бібліогр.: 3 назви.

УДК 629.7.03.018

Колотников М.С., Макаров П.В., Сачин В.М. Дослідження динамічної напруженості робочих коліс широкохордного вентилятора при стендових випробовуваннях // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 58-64.

Пред'явлені результати експериментального дослідження динамічної напруженості робочих коліс вентилятора ТРДДФ з широкохордними лопатками при стендових випробовуваннях. Був використаний комплекс методів та діагностичних ознак флатера, багаторазово верифіцируваних при довідних випробовуваннях ряду авіадвигунів поколінь 4 і 4+. Одержані нові експериментальні дані про фізичні особливості флатера, які можуть бути використані для верифікації методів його розрахункового прогнозування. Показана необхідність розробки нових критеріїв прогнозування флатера коліс сучасних широкохордних вентиляторів авіаційних ГТД, до яких пред'являються протирічні вимоги що до покращення

cumulators within the framework of general task of diagnostics, control and forecasting of assured power supply systems basic parameters of space rocket complexes (APSS SRC). The accumulator electrode surface structure is analysed. As a mathematical mean of surface structure description the fractal geometry is offered, and in accordance with the chosen mathematical mean, the methodology of gathering and processing of experimental data is described.

Key words: system of the assured energy supply, space rocket complex, electrochemical accumulator, surface of electrode, active mass, fractal geometry, dimension, coefficient of form, entropy.

Fig. 4. Ref.: 8 items.

UDC 621.51.226.2.53

Khorikov A., Danilkin S., Mazikina T., Chistyakova E. Research of fluctuations of wide chord compressors blades in conditions of a burbling flow // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 52-57.

With reference to wide chord blades of compressors and fans the comparative analysis of aeroelastic characteristics and diagnostic attributes of a cascade flutter and burbling fluctuations is executed. It is shown, that the burbling flow and fluctuations of blades caused by it generate in a stream rotating peripheral non-uniformity of a stream which as a result of Fourier and Galilee transforms in signals from sensors of pulsations can be interpret as running waves of deformation under diametrical forms of fluctuations of system a disk – blades – a stream. The mathematical model of burbling fluctuations diagnostics on signals from sensors of static pressure pulsations is offered.

Key words: wide chord blades, burbling fluctuations, a flutter, waves of deformations, diagnostics, pulsations of pressure.

Fig. 7. Ref.: 3 items.

UDC 629.7.03.018

Kolotnikov M., Makarov P., Sachyn V. Research of dynamic stresses in fan's wide chord blades under rig testing // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 58-64.

The article represents the results of experimental investigation of dynamic stresses of wide chord fan's blades under the conditions of rig testing. For modern fans of aviation engine with wide chord blades the contrary requirements exist. From one side modern fans have to have high aerodynamic parameters, high lifetime and durability. From other side these fans have to have low weight. In order to identify flutter of fan's blades during that rig testing the traditional methods and criterias were used. These methods and diagnostic criterias have been used many time earlier for analysis of experimental data during the development process engines 4 and 4+ generation. The new experimental data about physical features of flutter have been obtained during this

щення параметрів з одного боку, та зниження питомої ваги і збільшення ресурсних показників з іншого боку.

Ключові слова: вентилятор, робочі колеса, блиск (вентилятор, у якого диск та робочі лопатки виготовлені як одне ціле), лопатки, флатер, діагностика, прогнозування.

Іл. 8. Бібліогр.: 9 назв.

УДК 629.7.03.018

Коровін Б.Б., Билінкіна О.Н., Бричова К.В. **Прогнозування вібронавантаження лопатей КНТ ТРДДФ за результатами випробовувань на стенді з висувним інтерцептором** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 9 (56). – С. 65-71.

На основі спільного аналізу матеріалів динамічного тензометрування лопатей вентилятора сучасного ТРДДФ і параметрів турбулентного потоку перед ним на стендах з висувним інтерцептором і лемніскачним входом, а також в стартових умовах роботи в компоновці літака оцінена віброочутливість до турбулентності. Надається прогноз вібронавантаження робочих лопатей всіх чотирьох ступенів вентилятора при їх випадкових коливаннях, викликаних цим типом збурення в польоті. Показана можливість взаємного перерахування коефіцієнтів віброочутливості лопатей і їх вібронавантаження для різноманітних місць замірів перемінних напруженностей.

Ключові слова: лопаті вентилятора, КНД, вібронавантаження, віброочутливість, висувний інтерцептор, турбулентність потоку, понадзвуковий повітрозабірник, стенд, прогноз.

Табл. 2. Іл. 6. Бібліогр.: 6 назв.

УДК 621.01:621.833:24

Поклад В.О., Яковлев В.О., Дорофеев В.Л. **Забезпечення працездатності центрального приводу двигунів в умовах підвищених вібрацій** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 9 (56). – С. 72-75.

Розглянуті питання проектування зубчатих передач за допомогою програми ASGEARS, що дозволяє моделювати роботу зубчатих передач з урахуванням умов зміни умов експлуатації. Показано, що при зміні міжосьової відстані, викликаній вібраціями, може відбуватися порушення умов існування зубчатої передачі: коефіцієнт перекриття може стати менше одиниці. Запропоновано змінити геометричні параметри так, щоб за будь-яких умов необхідні умови зачеплення зберігалися. Якість роботи центрального приводу двигунів, що працюють в умовах вібрацій, можна істотно підвищити шляхом вибору параметрів зачеплення і призначенням модифікації профілів зубів методом комп'ютерного моделювання за допомогою програми ASGEARS.

Ключові слова: колеса зубчаті, коефіцієнт перекриття, ФГУП «ММПП «САЛЮТ», модифікація, міцність, ASGEARS, CAD.

Іл. 9. Бібліогр.: 3 назви.

investigation. These data may be used to verify calculated methods of flutter prediction. The article shows the need of development of new criterias for flutter working wheel's prediction for modern fans with wide chord blades of contemporary aviation engine.

Key words: fan, working wheel, blisk, blades, flutter, diagnostics, prediction.

Fig. 8. Ref.: 9 items.

UDC 629.7.03.018

Korovin B., Bylinkina O., Brycheva E. **Prediction of LPC moving blade dynamic loading for afterburning turbofan resting on the results of ground engine testing with the inlet flow turbulence simulation** // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 9 (56). – P. 65-71.

LPC moving blade vibration sensitivities to turbulence have been defined resting on the ground engine testing results on test bench with the lemniscate inlet, on the bench with the spoiler inlet flow turbulence simulation and in condition of joint operation engine with supersonic air intake. Blade dynamic loading prediction in flight condition have been made for the all stages of LPC. The possibilities of mutual recount for values from one place to another have been shown for both: blade dynamic loading and blade vibration sensitivity coefficients to turbulence.

Key words: fan blades, LPC, dynamic loading, vibration sensitivities, movable spoiler, flow turbulence, supersonic air intake, bench, prediction.

Tabl. 2. Fig. 6. Ref.: 6 items.

UDC 621.01:621.833:24

Poklad V., Yakovlev V., Dorofeyev V. **Ensuring the engine central drive gear working capacity when subjected to adverse vibration** // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 9 (56). – P. 72-75.

The paper focuses on the development of gear transmissions using the ASGEARS program to simulate the gearing behavior in varying operating conditions. It has been demonstrated that changes in the interaxial distance, caused by vibrations, may lead to the disruption of viable gearing operating conditions because of the engagement factor tending to lower below 1. The proposed solution consists in modifying geometric parameters so as the required engagement conditions could be maintained throughout. The performance of the engine central drive gear, subjected to vibrations, can be significantly enhanced by selecting the engagement parameters and undertaking the teeth profile modification based on computer simulation using the ASGEARS program.

Key words: gear wheels, engagement factor, FSUE "MMPP "Salut", modification, strength, ASGEARS, CAD.

Fig. 9. Ref.: 3 items.

УДК 621.165

Боришанський К.М., Григорьев Б.С., Григорьев С.Ю., Груздев А.В., Івахов М.М., Наумов О.В. **Вібраційний стан лопаток та валопроводу потужної парової турбіни при скиданні навантаження** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 9 (56). – С. 76-80.

Розглянуто особливості вібраційного стану робочих лопаток та валопроводу потужної парової турбіни при скиданні навантаження. Показано, що скидання навантаження супроводжується появою інтенсивних крутильних коливань валопроводу та практично повною відсутністю додаткових динамічних напружень в лопатках. Визначено вплив похибок вимірів, що викликані нестабільністю кутової швидкості ротора, на точність визначення вібраційного стану лопаток за допомогою дискретно-фазового методу. Рекомендовано зміну методики вимірів, яка усуває вплив цих похибок.

Ключові слова: турбіна, робоча лопатка, датчик, дискретно-фазовий метод, резонансні коливання, автоколивання, вібраційний стан.

Іл. 8. Бібліогр.: 4 назви.

УДК 629.7.02: 620.191.3.001.57

Кучер О.Г., Харитон В.В., Лане Ж.-П., Тоувезез Ф. **Модель динамічного відгуку лопатки з тріщиною** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 9 (56). – С. 81-88.

Представлено моделювання динамічного відгуку лопатки з тріщиною на періодичне зовнішнє навантаження. Нелінійність, що виникає внаслідок наявності тріщини, змодельована із застосуванням елементів контактної взаємодії між берегами тріщини. Такий підхід дозволяє достатньо точно представити процес «дыхання» тріщини. Нелінійна задача розв'язана за допомогою метода гармонічного балансу. Відносні переміщення між берегами тріщини були використані як нелінійні степені свободи, що значно скорочує час обчислення при реалізації нелінійної постановки задачі.

Ключові слова: лопатка з тріщиною, власна частота, метод гармонічного балансу, амплітудно-частотна характеристика.

Табл. 1. Іл. 7. Бібліогр.: 12 назв.

УДК 539.3.621

Єршов В.І., Єршова З.Г., Григоренко А.В. **Коливання гнучкого валу, з розрахунком зміщення** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 9 (56). – С. 89-91.

Розглянуто коливання обертового валу з дисками. При виводі динамічних рівнянь використовується співвідношення теорії пружності Тимошенко С.П. (з урахуванням зсуву). Враховується вплив гіроскопічних моментів. Як приклад розглянуто коливання обертового гнучкого валу, закріпленого на пружних опорах, з диском на кінці валу. Визначено власні частоти коливань валу. Наведено порівняння з результатами, здобутими іншими авторами з використанням обчислювальних комплексів, побудованих на методі скінченних елементів.

UDC 621.165

Borishanskiy K., Grigoriev B., Grigoriev S., Gruzdev A., Ivahov M., Naumov A. **Vibration behavior of the steam turbine blades and shafting during quick load reset** // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 9 (56). – P. 76-80.

Peculiarities of vibration behavior of steam turbine blades and shafting during quick load reset are discussed. It is shown, that quick turbine load reset results in intensive torsional vibration of shafting which does not lead to additional vibration stresses of blades. Errors of discrete phase method, caused by fluctuations of rotor speed, are evaluated. Modification of measurement method to eliminate the errors is suggested.

Key words: turbine, blade, gauge, discrete-phase method, resonant vibration, flutter, vibration behavior.

Fig. 8. Ref.: 4 items.

УДК 629.7.02: 620.191.3.001.57

Кучер А.Г., Харитон В.В., Ланэ Ж.-П., Тоувезез Ф. **Модель динамического отклика лопатки с трещиной** // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2008. – № 9 (56). – С. 81-88.

Представлено моделирование динамического отклика лопатки с трещиной на периодическое внешнее возбуждение. Нелинейность, возникающая вследствие наличия трещины, смоделирована с применением элементов контактного взаимодействия между берегами трещины. Данный подход позволяет достаточно точно представить процесс «дыхания» трещины. Нелинейная задача решена при помощи метода гармонического баланса. Относительные перемещения между берегами трещины были использованы как нелинейные степени свободы, что значительно сокращает время вычисления при реализации нелинейной постановки задачи.

Ключевые слова: лопатка с трещиной, собственная частота, метод гармонического баланса, амплитудно-частотная характеристика.

Табл. 1. Ил. 7. Библиогр: 12 наим.

UDC 539.3.621

Ershov V., Ershova Z., Grigorenko A. **Flexible rotor fluctuation with shift taken into account** // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 9 (56). – P. 89-91.

Fluctuations of a rotating rotor provided with disks are considered. S.P Timoshenko's theory of elasticity ratio (with shift taken into account) is used when deducing dynamic equations. Gyroscopic moment influence is taken into account. Fluctuations of a rotating flexible rotor fixed on elastic bearings with a disk at the end of the rotor are given as an example. The rotor natural frequencies are defined. Comparison is made with the results obtained by other authors by using computer complexes based on the final elements method.

Key words: fluctuations, the gyroscopic moments, a

Ключові слова: коливання, гіроскопічні моменти, ротор, зсув, власні частоти, метод скінченних елементів.
Табл. 1. Іл. 1. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 629.7.036:539.4

Придорожний Р.П., Шереметьєв О.В., Зінковський А.П., Якушев Ю.В. **Оцінка ефективності демпферів сухого тертя для зниження вібронапруженості охолоджуваних турбінних лопаток** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 9 (56). – С. 92-97.

У роботі проведено дослідження ефективності застосування демпферів сухого тертя для зниження вібронапруженості у високонавантажених охолоджуваних лопатках турбін високого тиску малорозмірних газотурбінних двигунів. Результати проведених розрахункових досліджень і натурних іспитів показують, що одним з ефективних способів забезпечення вібраційної міцності розглянутих лопаток є використання вставних демпферів сухого тертя. На основі проведених розрахунково-експериментальних досліджень були запропоновані рекомендації, що дозволяють у кожному конкретному випадку вибрати оптимальну форму і параметри демпфера сухого тертя й істотно скоротити об'єм подальших робіт із проектування і доведення як лопатки, так і демпфера.

Ключові слова: охолоджувана робоча лопатка, резонансний режим, вібронапруженість лопатки, скінченноелементна модель, фрикційний контакт, демпфер сухого тертя.

Табл. 1. Іл. 4. Бібліогр.: 10 назв.

УДК 539.4:621.165

Воробйов Ю.С., Жондковські Р., Чугай М.О. **Особливості коливань елементів лопаткового апарату з пошкодженнями** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 9 (56). – С. 98-101.

В роботі проведено аналіз коливань елементів лопаткового апарату турбомашин з пошкодженнями. Моделювання об'єктів проводилось на підставі тривимірного підходу методу скінченних елементів з використанням спеціальних скінченних елементів навколо вершини пошкодження. Ці елементи відображають особливості напружено-деформованого стану в околі вершини тріщини. Проаналізовано вплив різної глибини та місця розташування пошкодження на власні частоти, форми коливань і розподіл вібраційних напружень системи.

Ключові слова: лопатковий апарат, пошкодження, спеціальні вібраційні характеристики, форми коливань, локалізація напружень, метод скінченних елементів.

Іл. 3. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 621.438:621.822

Мот С.В. **Застосування модифікованої моделі для розрахунку критичних швидкостей обертання збірного валопроводу** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 9 (56). – С. 102-104.

В цій статті автор розглядає проблему аналізу динамічних характеристик збірних валопроводів газотурбінних агрегатів. Запропоновано підхід для оцінки впливу

rotor, shift, natural frequencies, the final elements method.

Tabl. 1. Fig. 1. Ref.: 7 items.

UDC 629.7.036:539.4

Pridorozhny R., Sheremetyev A., Zinkovskii A., Yakushev U. **Estimation of efficiency of dry-friction dampers for decrease of vibration stress intensity of cooled turbine blades** // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 9 (56). – P. 92-97.

The problem of preventing fatigue failures of turbomachinery rotary blades is very actual one, especially for aircraft gas turbine engines. Therefore one of main tasks for its solving is preventing the possibility for arising dangerous vibration stresses, for ensuring resistance to high-cycle fatigue. Thus, for ensuring vibration strength of high pressure turbine rotor blades of small-size gas turbine engines reliable damping of oscillations of rotor blades is required. For solving this task it is necessary in each concrete case to carry out a special package of computational and experimental activities for selecting optimal parameters of the damper both at the designing stage and at the stage of engine development. The developed measures allowed us to increase the effectiveness of using damping inserts, and to ensure reliable operation both of damping inserts and rotor blades during the required service life.

Key words: cooled turbine blade, operational resonance modes, vibration stress intensity of blade, finite-element model, frictional contact, dry-friction damper.

Tabl. 1. Fig. 4. Ref.: 10 items.

UDC 539.4:621.165

Vorobyov Yu., Rzadkowski R., Chugay M. **Vibration peculiarities of blading elements with damages** // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 9 (56). – P. 98-101.

The work presents an analysis of vibrations of turbomachine blading elements with damages. The modeling of objects was spent on the basis of the three-dimensional approach of a finite elements method using the special finite elements near the crack tip. These elements reflect the peculiarities of the stress-strain state near the crack tip. The influence of the different depth and locations of cracks on the natural frequencies, mode shape and distributions of vibration stresses of the system is analyzed.

Key words: blading, damages, the special finite elements, vibration characteristics, mode shape, stress localization, finite elements method.

Fig. 3. Ref.: 5 items.

UDC 621.438:621.822

Mot S. **Using modified model to calculate critical speed of rotation the lead drive-shafting** // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 9 (56). – P. 102-104.

Author consider problem response test the lead drive-shafting of gas-turbine plant in this article. He is pose method define quantity of effect flange connection and

ву фланцевого з'єднання та визначення необхідної жорсткості фланцевої ділянки елементів що з'єднуються на етапі проектування валопроводу агрегату. Стаття орієнтована на спеціалістів в області динаміки роторів, а також буде корисна для студентів і аспірантів відповідних спеціальностей, що використовують математичне моделювання на основі методу кінцевих елементів в задачах інженерного аналізу.

Ключові слова: збірний валопровід, критична швидкість обертання, резонансна область, деформування, контактна жорсткість, метод кінцевих елементів.

Іл. 2. Бібліогр.: 3 назви.

УДК 539.3

Веремєєнко І.С., Кантор Б.Я., Медведовська Т.Ф., Ржевська І.С., Андрющенко С.О. **Визначення міцнісних і динамічних характеристик циклічно симетричних конструкцій гідротурбін** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 105-109.

Розроблено методики уточненого розрахунку статичної й динаміки циклічно симетричних конструкцій для різноманітного проектування корпусів і кришок гідротурбін. Виконано розрахунок статичної міцності корпусу робочого колеса поворотно-лопатевої гідротурбіни під дією тиску відцентрової системи «лопата – цапфа – важіль» і вертикальних реакцій на зовнішній і внутрішній опорах цапфи. Проведено аналіз міцності й оцінка ресурсу кришки гідротурбіни з урахуванням умов експлуатації. Прикладні методики й програми розрахунків статичної, динамічної й ресурсу впроваджені при створенні унікального устаткування ГЕС.

Ключові слова: гідротурбіна, метод скінчених елементів, міцність, динаміка, ресурс.

Табл. 1. Іл. 11. Бібліогр.: 3 назви.

УДК 620.179.1

Карускевич М.В., Корчук Е.Ю., Маслак Т.П., Пантелеєв В.М. **Структурная поврежденность и разрушение образцов-свидетелей усталостного повреждения** // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 9 (56). – С. 110-114.

Проведен сравнительный анализ существующих конструкций сенсоров усталостного повреждения. Определена геометрия нового образца-свидетеля с эффектом усиления деформации и учетом возможности его установки на нагруженном элементе конструкции самолета. Экспериментально доказано, что предложенная конструкция обеспечивает передачу деформации от конструктивного элемента к образцу-свидетелю, что приводит к формированию и эволюции на поверхности образца-свидетеля деформационного рельефа в процессе циклического нагружения и разрушения. Показано, что для количественной оценки деформационного рельефа может быть применен компьютеризированный оптический метод исследования деформационного рельефа с использованием аппарата фрактальной геометрии.

Ключевые слова: образец-свидетель, усталостное повреждение, оптический контроль, деформационный рельеф, фрактальная геометрия.

Іл. 5. Бібліогр.: 12 назв.

define required quantity stiffness the part of flange connection between the elements shaft in step of design the drive-shafting of plant. Solution was achievement on basis of finite-element method (FEM). Article assigned for engineers in the field of rotary dynamics, and it will be beneficial for students and post-graduates specialty profession, who use mathematical modeling on basis of FEM for problem reverse engineering.

Key words: collapsible shafting, stalling speed of rotation, resonance area, inflexibility of deformation, contact inflexibility, method of eventual elements.

Fig. 2. Ref.: 3 items.

UDC 539.3

Veremeenko I., Kantor B., Medvedovskaya T., Rzhetskaja I., Andrushenko S.A. **Determination of hydraulic turbines cyclosymmetrical structures strength and dynamical characteristics** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 105-109.

Methods of refined calculation of cyclosymmetrical structures statics and dynamics for hydraulic turbines casings and covers multivariant design work are developed. Calculation of Kaplan hydraulic turbine impeller casing static strength under pressure of the centrifugal system "blade – pivot – lever" and vertical reactions on external and internal pin supports is carried out. Strength analysis and life assessment of the hydraulic turbine cover taking operation conditions into account are conducted. Applied techniques and software for calculation of statics, dynamics and life are introduced during design work of novel hydraulic electric power stations equipment.

Key words: hydraulic turbine, finite element method, strength, dynamics, life.

Tabl. 1. Fig. 11. Ref.: 3 items.

UDC 620.179.1

Karuskevich M., Korchuk O., Maslak T., Panteleev V. **The damage of structure and failure of the fatigue damage specimen-witness** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 110-114.

The comparative analysis of existing designs of fatigue damage sensors has been conducted. The geometry of fatigue damage specimen witness with strain multiplication has been determined. The possibility of the specimen-witness installation on the bearing components of the regional airplane is considered. It was experimentally proved that proposed design ensures transmission of the deformation from the structure component to the specimen-witness. It leads to the formation and evolution of the deformation relief on the surface of the specimen-witness under the cyclic loading and failure. Methods of the specimen-witness surface state investigations are described. It is shown, that for the quantitative estimation of the deformation relief computer-aided optical method of the investigation and fractal analysis can be implied.

Key words: specimen-witness, fatigue damage, optical diagnostic, deformation relief, fractal geometry.

Fig. 5. Ref.: 12 items.

УДК 621.577

Радченко А.М. **Тепловикористовуючі кондиціюючі та опріснювальні установки на базі суднових ДВЗ** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 9 (56). – С. 115-119.

Проаналізована доцільність застосування турбодетандерних установок кондиціонування повітря, що працюють на надлишку наддувного повітря понад його кількість, необхідну для наддуву ДВЗ. Надлишок наддувного повітря утворюється при навантаженнях ДВЗ понад 50 % і завдяки високій ефективності сучасних турбонаддувних агрегатів. Запропоновані схемні рішення тепловикористовуючих установок кондиціонування повітря, одержані шляхом трансформації існуючих систем охолодження наддувного повітря суднових ДВЗ. Показана доцільність застосування таких установок для одержання прісної води.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, турбодетандер, кондиціонування повітря, низькокипляче робоче тіло, тепловикористовуюча холодильна машина, наддувне повітря, конденсат.

Лл. 3. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 621.577

Радченко М.І., Андрєєв А.А. **Тепловикористовуюча система охолодження наддувного повітря суднових МОД** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 9 (56). – С. 120-124.

Проаналізовано вплив температур навколишнього повітря й охолоджуючої води на температуру наддувного повітря й ефективність роботи сучасних суднових малооборотових дизелів з високоефективними турбонаддувними агрегатами. Показано, що питомі витрати палива можуть бути значно зменшені за рахунок охолодження наддувного повітря. Запропоновано схемне рішення системи охолодження наддувного повітря в холодильній машині та визначені її раціональні параметри.

Ключові слова: малооборотовий дизель, наддувне повітря, турбоагнітак, низькокипляче робоче тіло, тепловикористовуюча холодильна машина, ежектор.

Лл. 4. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 621.436

Шпаковський В.В., Лінков О.Ю., Осейчук В.В. **Електрети у двигунах внутрішнього згоряння** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 9 (56). – С. 125-128.

Розглянуто модель процесу згоряння у двигуні з поверхневим шаром корундового електрету на денці поршня. Результати експериментальних досліджень не відкидають гіпотезу про вплив корундового електрету на процес згоряння палива у двигунах внутрішнього згоряння й зниження питомої ефективної витрати палива. Отримано результати, що дозволяють оцінити ступінь впливу корундового електрету на техніко-економічні показники роботи двигунів Д240Л, Д65НТ1 й інших. Для оцінки впливу електретного ефекту на показники робочого процесу варто провести дослідження з іншими теплоізолюючими матеріа-

UDC 621.577

Radchenko A. **Waste heat recovery air conditioning and fresh water generating systems on the base of marine ICE** // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 9 (56). – P. 115-119.

The expediency of application of turboexpander air conditioning systems, using the surplus charge air exceeding the amount of air needed for scavenging ICE has been analyzed. The surplus charge air exists at power loads upon ICE exceeding 50 % of the engine full load and due to high efficiency of modern turbochargers. The schemes of waste heat recovery air conditioning systems, developed by transforming the existing charge air cooling systems for marine ICE are proposed. The expediency of application of such systems for producing fresh water has been shown.

Key words: internal combustion engine, turboexpander, air conditioning, low boiling working fluid, waste heat recovery refrigeration machine, charge air, condensate.

Fig. 3. Ref.: 5 items.

UDC 621.577

Radchenko N., Andreev A. **Waste heat recovery charge air cooling system in marine LSDE** // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 9 (56). – P. 120-124.

Influence of ambient air intake and cooling water temperatures on charge air temperature and the efficiency of modern low speed diesel engines with high effective turbocharging was analyzed. It is shown that specific fuel consumption can be greatly reduced due to charge air cooling in waste heat recovery ejector refrigeration machine. Scheme solution of charge air cooling system in the waste heat recovery refrigeration machine and its rational operation are offered.

Key words: low speed diesel engine, charge air, turbocharger, cooling, low boiling working fluid, waste heat recovery refrigeration machine, ejector.

Fig. 4. Ref.: 7 items.

UDC 621.436

Shpakovsky V., Linkov O., Oseychuk V. **Electrets in internal combustion engines** // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 9 (56). – P. 125-128.

Surveyed model of a combustion process in a drive with a surface stratum corundum an electret on bedplate of the piston. Results of experimental researches do not spurn a hypothesis about effect corundum an electret on a combustion process of fuel in internal combustion engines and lowering of a specific effective fuel rate. The results are obtained, allowing to estimate extent of effect by corundum an electret on technical-and-economic indexes of operation of engines D240L, D65NT1 and others. For an estimation of electretic effect on indexes of working process it is necessary to lead researches with others hotresistants materials hav-

лами що мають і не мають електретного ефекту.

Ключові слова: двигун, згоряння, корунд, поршень, показники, електрети, дизель.

Бібліогр.: 7 назв.

УДК 621.577

Радченко М.І., Сапармамедов А.Н., Іваненко С.В. **Енергозберігаючий судновий кондиціонер на базі газотурбогенератора** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 129-132.

Проаналізована ефективність застосування ежекторної установки кондиціювання, яка використовує теплоту відхідних газів і стисненого повітря після компресора низького тиску газотурбогенератора, для попереднього охолодження циклового повітря судового газотурбогенератора та повітря загальносуднової системи кондиціювання. Показано, що застосування установки забезпечує зниження температури циклового повітря на 20...30 °С і скорочення витрати палива газотурбогенератора на 2...3%. Запропоновано схемне рішення ежекторної тепловикористовуючої установки кондиціювання циклового повітря на вході судового газотурбогенератора.

Ключові слова: газотурбогенератор, охолодження повітря, низькокипляче робоче тіло, тепловикористовуюча холодильна машина, відхідні гази.

Іл. 2. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 681.5

Волков Д.І., Грудінкін В.М., Качура В.А., Разладський О.О. **Стенди-імітатори та їх застосування на різних стадіях життєвого циклу систем управління газотурбінних двигунів** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 133-137.

Виконано аналіз існуючих апаратних та програмних рішень в галузі побудови стендів-імітаторів, а також їх застосування на стадіях розробки та налагодження, дослідної експлуатації, серійного виробництва та експлуатації систем управління газотурбінних двигунів. Розглянуті підходи до розробки та налагодження алгоритмів контролю із застосуванням стендів-імітаторів, побудованих на базі індивідуальної квазілінійної динамічної моделі. Також частково підняти питання використання стендів-імітаторів у суміжних галузях проектування та випробування авіаційних двигунів. Показана роль стендів-імітаторів у зростанні з одного боку економічної ефективності виробництва, а з другого – надійності вироблених систем управління газотурбінних двигунів.

Ключові слова: стенд-імітатор, система автоматичного управління, індивідуальна математична модель алгоритми контролю та управління.

Іл. 3. Бібліогр.: 3 назви.

УДК 629.7.03

Китайчук І.Є., Міхеев В.С., Модієвський Є.О., Шийка А.М. **Визначення коефіцієнтів ПД-закона управління дозатором палива зі складу САУ ГТД** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 138-142.

ing and not having electretic effect.

Key words: engine, combustion, corundum, piston, indexes, electrets, diesel.

Ref.: 7 items.

UDC 621.577

Radchenko N., Saparmamedov A., Ivanenko S. **Energy saving marine conditioner on the base of gas turbogenerator** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 129-132.

The efficiency of the application of ejector conditioning plant recovering the heat of exhaust gases and compressed air after the low pressure compressor of gas turbogenerator for precooling the cyclic air of marine gas turbogenerator and the air in ship conditioning system has been analyzed. It was shown that the application of such plant provides a decrease in cyclic air temperature by 20...30 °C and reduction of specific fuel consumption of gas turbogenerator by 2...3%. The scheme decision of ejector waste heat recovery plants for conditioning the cyclic air at the inlet of marine gas turbogenerator and the air in ship conditioning system is proposed.

Key words: gas turbogenerator, cooling of air, low boiling working fluid, waste heat recovery refrigeration machine, exhaust gases.

Fig. 2. Ref.: 7 items.

UDC 681.5

Volkov D., Grudinkin V., Kachura V., Razladsky A. **Stands-simulators and their application at various stages of operating time control of engines of gas-turbines systems** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 133-137.

It is analyzed existing hardware and program decisions in the field of construction stands-simulators, and also their application at stages of development and debugging, pre-production operation, serial manufacture and operation of control systems for gas turbine engines. Approaches to development and debugging of control algorithms over application of the stands-simulators constructed on the basis of individual quasilinear dynamic model are considered. Also questions of stands-simulators use are mentioned for adjacent areas of designing and test of aviation engines. The stands-simulators role for improvement of economical production efficiency from one side and reliability of producible control systems and gas turbine engines from the other side is shown.

Key words: stand-simulator, system of automatic control, individual mathematical model, algorithms of the control and management.

Fig. 3. Ref.: 3 items.

UDC 629.7.03

Kitaychuk I., Mikheyev V., Modievsky Ye., Shyika A. **Finding the factors for PD-law of fuel metering device control, the device being a component of a gas-turbine engine automatic control system** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 138-142.

Описується методика наближеного аналітичного визначення коефіцієнтів дискретного пропорційно-диференційного закону управління дозатором палива, зі складу САУ газотурбінного двигуна. Розглянута методика базується на складанні різницевого кінематичного рівняння поведінки моделі цього дозатора, яка спрощено представлена у вигляді послідовного з'єднання ланки із запізнюванням, пропорційної ланки і інтегруючої ланки. Наводяться результати уточнення значень коефіцієнтів закону управління, які отримані при математичному і натурному моделюванні.

Ключові слова: ПД-закон, ПД-регулятор, дискретна автоматична система, дозатор палива, дозуюча голка, модель дозатора палива, різницеве рівняння, коефіцієнти закону управління.

Іл. 3. Бібліогр.: 8 назв.

УДК 629.124.74

Тарасенко О.І. **Нелінійна динамічна модель суднового газотурбінного двигуна складної схеми** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 9 (56). – С. 143-146.

Розглядається газотурбінний двигун складної схеми, тобто, газотурбінний двигун, який має теплообмінні апарати, наприклад, утилізуючий котел чи повітроохолоджувач. Теплообмінний апарат розглянуто як акумулятор енергії, на вході і виході з якого є газодинамічний опір. При складанні розрахункової схеми вважаються відомими характеристики турбін, компресорів та газодинамічних опорів. Запропоновано алгоритм визначення стану компресорів та турбін з врахуванням газодинамічних опорів на вході та виході. Одержана система звичайних диференціальних рівнянь, котра описує динаміку розглядаемого агрегату. Вказано числовий метод який був використаний для рішення цих рівнянь.

Ключові слова: турбіна, компресор, камера згоряння, коефіцієнт відновлення повного тиску, витрата, характеристика, математична модель.

Іл. 4. Бібліогр.: 6 назв.

УДК 621.452.3:519.876.5

Суховій С.І., Єніфанов С.В., Павлюк Є.В., Кулік Т.В. **Експериментально-розрахункова методика побудови лінійної динамічної математичної моделі процесу запуску ГТД** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 9 (56). – С. 147-151.

Запропоновано методику побудови лінійної динамічної математичної моделі (ММ) процесу запуску ГТД з використанням результатів стендових випробувань. Процес запуску моделюється ММ у змінних простору, що дозволяє використовувати сумісно запропоновану ММ процесу запуску з лінійною динамічною ММ двигуна на робочих режимах. Наведено результати моделювання процесу запуску двовального ТРДД.

Ключові слова: запуск ГТД, експериментально-розрахункова методика, математична модель процесу запуску ГТД, математична модель у змінних простору, лінійна динамічна математична модель ГТД.

Іл. 3. Бібліогр.: 2 назви.

The article describes the method of an approximate analytical finding of factors for discrete proportional-differential law of fuel metering device control, the device mentioned being a component of a gas-turbine engine automatic control system. The method considered is based on drafting differential kinematic equation of this metering device model behaviour. The article shows the simplified representation of the model as a successive connection of a delay component, proportional component and integrating component. The results of clarification of the control law factor values, that have been received at the mathematical and full-scale simulation, are produced.

Key words: proportional-differential law, proportional-differential regulator, discrete automatic system, fuel metering device, metering needle, fuel metering device model, differential equation, control law factors.

Fig. 3. Ref.: 8 items.

UDC 629.124.74

Tarasenko A. **Nonlinear dynamic model of ship turbo-engine of difficult chart** // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 9 (56). – P. 143-146.

The turbo-engine of difficult chart is examined, turbo-engine, containing heat-exchange vehicles, utilization boiler or air cooler. A heat-exchange device is considered as an accumulator of energy, on an entrance and exit which gas-dynamic resistances are from. At drafting of calculation chart descriptions of turbines, compressors and gas-dynamic resistances are known. The algorithm of determination of compressors and turbines condition with account taken of gas-dynamic resistance on the input and on the output. The system of usual differential equalizations, which describes the dynamics of the examined aggregate, is got. The algorithm of their decision is offered.

Key words: turbine, compressor, combustion chamber, coefficient of renewal of complete pressure, expense, description, mathematical model.

Fig. 4. Ref.: 6 items.

UDC 621.452.3:519.876.5

Sukhovej S., Yepiphanov S., Pavluk E., Kulik T. **Design-experiment method of building of GTE starting process linear dynamic simulator** // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 9 (56). – P. 147-151.

Method of building of GTE starting process linear dynamic simulator is proposed. The method uses development testing results. Proposed simulator structure has no many determined parameters. So the simulator can be refined using engine starting and motoring data. Simulator has state space form. So it can be used jointly with linear dynamic simulator of engine operation condition. Starting process results of turbofan engine are presented.

Key words: GTE starting, design-experiment method, simulator of GTE starting, state space simulator, linear dynamic simulator of GTE.

Fig. 3. Ref.: 2 items.

УДК 629.7:519.63:536.21

Мельнікова Н.С., Кузьмічова А.О. **Управління двигуном згідно із законом $T^*_{\Gamma} = \text{const}$ із застосуванням методики визначення невимірюваного параметра за штатно вимірюваним** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 152-159.

Приведено аналіз впливу рівня температури газу перед турбіною T^*_{Γ} на тягово-економічні показники двигуна. З використанням нелінійної динамічної математичної моделі двигуна досліджено вплив погіршення характеристик двигуна в процесі експлуатації на величину T^*_{Γ} . Представлено результати ідентифікації математичної моделі за стендовими випробуваннями двигуна на сталих і перехідних режимах. Розглянуто управління двигуном згідно із законом $T^*_{\Gamma} = \text{const}$, засноване на визначенні невимірюваного параметра T^*_{Γ} в реальному масштабі часу по регресійній моделі з використанням показників штатних датчиків двигуна; проведена мінімізація отриманої регресійної моделі по критеріях регулярності. Представлено оцінки адекватності регресійної моделі обчислення T^*_{Γ} і чутливості цієї моделі до точності вимірювальної апаратури.

Ключові слова: двигун, управління, температура газу, регресія, чисельний експеримент, статистична інформація, невимірюваний параметр, датчик, помилка вимірювань і обчислень.

Табл. 2. Іл. 8. Бібліогр.: 4 назви.

УДК 621.5

Суханов В.М., Глумов В.М. **Розробка системи оперативного контролю підшипникових опор і редукторного сполучення двохвальної трансмісії турбокомпресора за допомогою двох датчиків частоти обертання** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 160-165.

Сформована математична модель двохвальної трансмісії турбокомпресорного агрегату з урахуванням радіально-кутових і умовно крутильних коливань системи двох пов'язаних редукторною передачею жорстких валів. Визначено структурні моделі вихідних сигналів двох датчиків частоти обертання, установлених на протилежних кінцях системи валів. Наведено наближені рівняння зв'язку деяких показників технічного стану підшипникових опор валу та зазорів редукторного зчеплення з параметрами періодичної функції, визначеної на основі фільтрації та порівняльної обробки сигналів двох зазначених датчиків. Наведено приклад моделювання процесу оцінювання величини зазору в шестеренчастій передачі редуктора трансмісії ГТУ.

Ключові слова: турбокомпресор, редуктор, математична модель, датчик частоти обертання, вимірювання, обробка сигналів.

Іл. 3. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 621.454.2.04

Авласенко Л.В., Анісімов В.О., Конох В.М., Міщенко О.С. **Досвід відпрацювання та математичне моделювання динаміки стабілізатора тиску пря-**

UDC 629.7:519.63:536.21

Melnikova N., Kuzmicheva A. **Engine management by the law $T^*_{\Gamma} = \text{const}$ with the use methodology of establishing non measured parameters by the meaning of staff measured** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 152-159.

In the present paper is represent the influence analysis of gas temperature level before the turbine (T^*_{Γ}), on the engine thrust-economic activities. With the use of engine mathematical model (dynamic and non-linear), was made a research, shows the influence of technical state deterioration during the operation on the T^*_{Γ} value. There were represented results of mathematic model identification by the data of engine's development testing on the steady and transitional modes. Engine management was examined by the law $T^*_{\Gamma} = \text{const}$, based on establishing of nonmeasurable parameter T^*_{Γ} in the real time, which was found under regression model by the meaning of standard engine sensors; there also was made minimization of defined regression model by the regularity criteria value. We also perform adequacy estimation of computing T^*_{Γ} by the regression model, and sensitivity of this model to the instrumentation accuracy.

Key words: engine, management, gas temperature, regression, numerical experiment, statistical information, nonmeasurable parameter, sensor, calculation and telemetry error.

Tabl. 2. Fig. 8. Ref.: 4 items.

UDC 621.5

Sukhanov V., Glumov V.M. **System development of the on-line inspection of shaft bearing and gearbox connection of the two-shaft turbocompressor transmission by means of two rotational velocity sensors** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 160-165.

The mathematical model of the two-shaft turbocompressor transmission in view of radially-angular and is quasi-torsional vibrations of two rigid shafts connected by gear box transfer is generated. Structural models of two rotational velocity sensors output signals (RVS), established on the opposite ends of system shafts are certain. The approximate equations of some connection parameters with the shaft bearing and gearbox backlashes with coefficients of the periodic function received on the basis of a filtration and comparative processing of signals of two mentioned RVS are given. The example of modeling of sizes of a backlash in gearbox estimation process is resulted.

Key words: turbocompressor, gearbox, mathematical model, rotational velocity sensor, instrumentation, signal processing.

Fig. 3. Ref.: 5 items.

UDC 621.454.2.04

Avlasenko L., Anisimov V., Konokh V., Mishenko A. **Experience of working-off and mathematical modeling for dynamic of the pressure regulator at direct**

мої дії РРД // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 166-171.

Проведено аналіз відпрацювання стабілізатора тиску прямої дії системи регулювання співвідношення витрат компонентів палива газогенератора РРД. Виявлено, що основні фактори які впливають на точність роботи стабілізатора, є: зміна настройки агрегату через вплив запуску двигуна на пружні характеристики мембрани та статична похибка, викликана компенсацією вхідних збурювань. Розроблена математична модель системи. За допомогою обчислювального експерименту отримано, що стійкість системи залежить переважно від коефіцієнта підсилення, піддатливості вихідної порожнини, ефективної площі стабілізатора. Результати дослідів запроваджені при розробці та відпрацюванні РРД РД861К.

Ключові слова: стабілізатор тиску, система регулювання, співвідношення витрат компонентів палива, газогенератор, РРД, відпрацювання, математична модель, стійкість.

Табл. 1. Іл. 4. Бібліогр.: 1 назва.

УДК 621.454.3.018

Оглих В.В., Доценко В.М., Мамонтов В.Г., Косенко М.Г., Розліван О.Б., Бейдік В.Г. **Основні проблемні питання і шляхи їх вирішення при проектуванні та експериментальному відпрацюванні РДТП управління** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 172-176.

Стаття присвячена двигуну на твердому паливі, призначеному для управління польотом літальних апаратів. У багатьох випадках він має переваги в порівнянні з аналогічними системами на стислих газах або РПД. Описуються особливості роботи даного двигуна, принципова схема і вибір палива. Приведені конструкторські рішення по окремих найскладніших вузлах: клапану-регулятору тиску, клапану-газорозподільнику. Висловлені основні проблемні питання, що виникають при проектуванні і експериментальному відпрацюванні, показані можливі шляхи їх рішення.

Ключові слова: газогенератор, клапан-газорозподільник, регулятор тиску.

Іл. 6. Бібліогр.: 2 назви.

УДК 681.32:007.52

Добродеев І.П., Червонюк В.В., Чигрін В.С., Беляков С.О. **Загальні принципи діагностування ГТД з використанням ядерних нейронних мереж** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 177-184.

Розглянуто можливість використання нейронних мереж щодо діагностування ГТД, описано загальні принципи формування і використання ядерних нейронних мереж з метою рішення задачі діагностування ГТД, сформульовано основні вимоги до ядерних мереж, описано уніфіковану структуру ядерної нейронної мережі, яка може бути використана при різноманітних методах діагностування для будь-якого типу ГТД. Достатньо удосконалено розглянуто окремі блоки ядерної мережі та їх основні

operation LRE // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 166-171.

An experience has been analyzed in development of the direct action pressure stabilizer used by the system of mixture ratio regulation for the LRE gas generator. According to the analysis, the main factors influencing accuracy of the stabilizer operation are: alteration of the tuning due to the engine startup impact on membrane's elastic characteristics and static error due to compensation of inlet disturbances. Mathematical model of the system has been created. Under use of analytical experiment a conclusion has been made that the system stability depends mainly on the amplification coefficient, pliability of the outlet cavity and stabilizer's effective area. The results of investigations are implemented at RD861K LRE designing and development.

Key words: pressure regulator, regulation system, ratio of propellant consumption, gas generator, LRE, working-off, mathematical model, stability.

Tabl. 1. Fig. 4. Ref.: 1 item.

UDC 621.454.3.018

Oglih V., Dotsenko V., Mamontov V., Kosenko M., Rozlivan A., Beydik V. **Basic problem questions and paths of their decision at planning and experimental working of the solid propellant control engine** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 172-176.

The article is devoted to the engine on a solid propellant, intended for the control by flight of aircraft. In many cases it is let in on the ground on comparison with similar systems on the compressed gases or LRE. The features of work of the given engine, principle scheme and choice of fuel, are described. The designer decisions on the separate most difficult knots are resulted: to the valve-regulator of pressure, valve-gas-distributor. Basic problem questions arising up at planning and experimental working off are expounded, the possible paths of their decision are shown.

Key words: gas generator, valve-gas-distributor, regulator of pressure.

Fig. 6. Ref.: 2 items.

UDC 681.32:007.52

Dobrodeev I., Chervonyuk V., Chigrin V., Belyakov S. **General principles of Gas-Turbine Engines (GTE) diagnostics using kernel neural networks** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 177-184.

Subjects covered by the General principles of Gas-Turbine Engines (GTE) diagnostics using kernel neural networks are: kernel neural networks for GTE diagnostics application possibility study, description of general principles of kernel neural networks creation and usage for GTE diagnostics challenges, definition of main requirements to kernel networks, description of unified structure of kernel neural networks, that can be used in various diagnosis technics applied for any type of GTE. It fully covers the following issues: study of ker-

функції, описано типи нейронних мереж, що реалізують елементарні ядра в мережі, описано основні вимоги до навчання елементарних ядер і критерії навчання для усіх типів використовуваних ядер.

Ключові слова: діагностика ГТД, діагностичний признак, ядерна нейронна мережа, навчаюча вибірка, прогнозування стану.

Іл. 1. Бібліогр.: 9 назв.

УДК 621.452.3

Вершина В.М., Седристий В.О., Горячий О.О., Епіфанов С.В. Розробка автоматизованого наземного комплексу діагностування силового обладнання для забезпечення наземного контролю технічного стану двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1 на літаку Ан-140 по параметричній польотній інформації зареєстрованій на експлуатаційному бортовому накопичувачі для забезпечення переведення двигуна на експлуатацію за технічним станом // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 9 (56). – С. 185-187.

Автоматизований контроль технічного стану газотурбінного двигуна та його систем здійснюється за допомогою бортових та наземних засобів контролю. Для підвищення експлуатаційних якостей авіаційних двигунів та забезпечення їхньої експлуатації по технічному стану вони оснащуються ефективними бортовими автоматизованими системами діагностичного аналізу параметрів. Розглянута реалізація в експлуатації програмно-апаратних засобів наземної автоматизованої обробки польотних даних з обов'язковим використанням трендового аналізу.

Ключові слова: бортові пристрої реєстрації, газотурбінний двигун, газоповітряний тракт, автоматизовані системи контролю та діагностики.

Бібліогр.: 2 назви.

УДК 621.452.3.02:004.9:519.876.5

Олійник А.О. Застосування адаптивних багатокомпонентних моделей для контролю систем ГТД // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 9 (56). – С. 188-191.

Розглянуті проблеми застосування моделей нормального стану при діагностуванні ГТД. Наведені приклади погіршення достовірності діагностування в результаті неможливості виконання повної ідентифікації контрольованих технічних об'єктів із використанням доступних експлуатаційних даних. Показана можливість так загальні закономірності декомпозиції моделей нормального стану на компоненти, оцінювання параметрів яких може виконуватися окремо, т.ч. отримання адаптивних багатокомпонентних моделей. Наведені приклади їх застосування для подолання вказаних недоліків традиційних моделей нормального стану.

Ключові слова: адаптивна багатокомпонентна модель, ГТД, ідентифікація, модель нормального стану, програмний синтез, структурно-параметрична ідентифікація.

Іл. 3. Бібліогр.: 2 назви.

nel network individual units structure and basic functions, description of neural networks types, that implement elementary kernels in network, description of main requirements to elementary kernels training as well as training criteria for all the types kernels used.

Key words: GTE diagnostics, diagnostic property, kernel neural network, learning sample, condition forecasting.

Fig. 1. Ref.: 9 items.

UDC 621.452.3

Vershina V., Sedrystiy V., Goryachiy A., Epifanov S. Development of automated ground facility of a power plant diagnosis for ensuring a technical condition monitoring of the TV3-117VMA-SBM1 engine installed in the An-140 aircraft as based on flight parameter data recorded to the operating air-borne recorder unit to ensure the engine change over to on-condition maintenance // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 9 (56). – P. 185-187.

Automated technical state control of gas-turbine engine and its parameters is implemented by the air-borne and ground environment of control. To increase functional qualities of aircraft engine and to support their operating under technical state they are equipped with effective air-borne automated systems of diagnostic parameters analysis. In this work the realization in service of soft hardware of flight data ground automated processing with required trend analysis utilization is considered.

Key words: air-borne registration device, gas-turbine engine, gas-air path, automated control and diagnostics systems.

Ref.: 2 items.

UDC 621.452.3.02:004.9:519.876.5

Oliynyk A. Application of adaptive multi-component models for GTE systems monitoring // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 9 (56). – P. 188-191.

Problems of baseline model application in GTE diagnostics are considered in the paper. Examples are given for cases of diagnostics reliability deterioration in result of impossibility to complete full identification of monitored technical objects using available operational data. An ability shown and common rules are described for baseline model decomposition to components which parameters could be approximated separately i.e. acquisition of adaptive multi-component models. Examples are given for application of such models to overcome shown drawbacks of traditional baseline models.

Key words: adaptive multi-component model, baseline model, GTE, identification, program synthesis, structural-parametric identification.

Fig. 3. Ref.: 2 items.

УДК 681.518.54

Миргород В.Ф., Ранченко Г.С. Кравченко І.Ф. Застосування діагностичних моделей та методів трендового аналізу для оцінки технічного стану газотурбінних двигунів // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 192-197.

Запропоновані методики та програмно-алгоритмічні засоби діагностування технічного стану газотурбінних двигунів у складі силових установок авіаційного та наземного застосування, які засновані на поліноміальній регресійній апроксимації моделі статистики та сингулярному трендовому аналізі. Виконана комп'ютерна реалізація розроблених алгоритмів на основі сертифікованих програмних засобів LabVIEW фірми National Instruments, США. Ефективність запропонованих підходів та розроблених алгоритмів підтверджена рішенням ряду практичних задач діагностування, зокрема, газотурбінного приводу та авіаційних газотурбінних двигунів.

Ключові слова: технічна діагностика, регресивна модель, методи трендового та сингулярного аналізу.
Лл. 3. Бібліогр.: 11 назв.

УДК 629.7.001.25(045)

Кулик Н.С., Тамаргазин А.А., Линник И.И. Прогнозирование состояния авиационного двигателя в аварийной ситуации // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 9 (56). – С. 198-200.

Большое количество объектов управления математически описываются системами дифференциальных уравнений невысокого порядка и представляются соответствующими наборами взаимозависимых линейных и нелинейных динамических звеньев. Это удовлетворяет методам диагностирования, определяющим динамическую характеристику объекта и для которых носителем информации является сигнал, содержащий реакцию на внутреннее препятствие. Такой подход рассмотрен в статье для разработки метода расчета динамического состояния авиационного двигателя во время внештатных ситуаций. Применение метода позволяет спрогнозировать техническое состояние авиационного газотурбинного двигателя при обрыве лопаток компрессора или попадании посторонних предметов в проточную часть двигателя со взлетной полосы.

Ключевые слова: авиационный двигатель, повреждение, техническое состояние, надежность.
Библиогр. 1 наим.

УДК 629.7.03.004.64

Садиков Р.А., Абдуллаев П.Ш., Мирзоєв А.Дж. Оцінка технічного стану авіаційного газотурбінного двигуна з використанням методів Soft Computing // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 201-205.

Запропоновано автоматизовану систему діагностування технічного стану авіаційних газотурбінних двигунів, засновану на комплексному аналізі термогазодинамічних і механічних параметрів роботи двигуна із застосуванням різних методів. Розглянуто основні етапи формування нейро-статистичної підсистеми

UDC 681.518.54

Mirgorod V., Ranchenko G., Kravchenko I. Application of diagnostic models and methods of trend analyze for evaluation of gas turbine technical status // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 192-197.

Techniques and program-algorithm facilities for diagnostics of technical status of gas turbine engines consisting of power plant - ground and aviation were offered. These facilities are based on polynomial regressive approximation of static model and singularly trend analyze. Computer generated realization of developed algorithms on the base of certificated software LabVIEW, company National Instruments, US is made. Efficiency of the offered methods and the developed algorithms are confirmed by solving of big amount of the real-world problems of the diagnostic, particularly, diagnostic of gas turbine driving gear and aviation gas turbine engines.

Key words: technical diagnostics, regressive model, methods of trend and singularly analyze.
Fig. 3. Ref.: 11 items.

UDC 629.7.001.25(045)

Kulyk N., Tamargazin A., Linnik I. Prediction of a condition of an aviation engine in an emergency conditions // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 198-200.

Great many of plants of control математически are presented by systems of the differential equations of the low order and are represented by matching gangs of interdependent linear and nonlinear dynamic links. It fulfils to those methods of diagnosing which are intended to determine a dynamic response of plant and for which a data carrier is the signal which contains a response on an interior obstruction. Such approach is considered in paper for development of a method of calculation of a dynamic condition of an aviation engine during non-staff situations. Application of the designed method allows to predict availability index of product of the air gas-turbine engine at abruption of compressor blades or hit of foreign objects in the setting of a drive from a runway.

Key words: aviation engine, inflicted damage, availability index of product, reliability.
Ref.: 1 item.

UDC 629.7.03.004.64

Sadiqov R., Abdullayev P., Mirzoyev A. Aviation gas turbine engine technical condition monitoring using the Soft Computing methods // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 201-205.

The automatized aviation gas turbine engine monitoring system, based on the complex analysis of engine thermogasdynamic and mechanical parameters, was presented. The neural network and statistical subsystems' main forming stages was considered. The experimental results of the presented system on the en-

запропонованої автоматизованої системи діагностування технічного стану авіаційних газотурбінних двигунів. Приведено результати експериментів практичної реалізації запропонованої методики на двигунах ПС-90-76SW, Д30КУ-154 і RB-211-534E.

Ключові слова: авіаційний газотурбінний двигун, технічний стан, автоматизована система діагностування, математична статистика, нейронна мережа.

Лл. 4. Бібліогр.: 3 назви.

УДК 004.032.26

Кіпріч Т.В., Харитонов В.М., Дубровін В.І. Дослідження методів та моделей виявлення помпажних явищ у системі автоматичного керування ГТД // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 206-210.

Для ранньої діагностики розвитку помпажних явищ у турбокомпресорі газотурбінного двигуна запропоновано методи та моделі на основі вейвлет-аналізу, S-дискримінанта та нейронних мереж. Надана модифікація S-дискримінанту дозволяє застосовувати даний підхід при виявленні зривних процесів. Крім того, на основі методу штучних нейромереж карт Кохонена, що самоорганізуються, запропонована модель перехідних процесів «стабільна робота двигуна – обертовий зрив – помпаж». Проведено порівняльний аналіз роботи розроблених підходів і спрощених моделей сигналізаторів помпажу типу ПС (ПС-2-7, ДОЛ).

Ключові слова: помпаж, обертовий зрив, ГТД, вейвлет-аналіз, нейронні мережі, газоповітряна нестійкість. Табл. 2. Лл. 2. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 629.7.036.001

Маравілла Херрера К. Експериментально-розрахункова оцінка впливу індивідуальних характеристик газотурбінного двигуна на виробітку його ресурсу в складі газоперекачувального агрегату // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 9 (56). – С. 211-214.

Обробкою результатів реєстрації параметрів 4-х газотурбінних двигунів газоперекачувальних агрегатів одержано їх характеристики в вигляді залежностей приведених параметрів від приведенного навантаження. Показано, що відхилення характеристик від номінальних, яке спостерігається, призводить більш ніж двократному відхиленню довговічності робочих лопаток турбіни турбокомпресора і темпу виробітку ресурсу у окремих двигунів. Зроблено висновок про доцільність введення експлуатаційного моніторингу характеристик і корекції на цьому підґрунті результатів реєстрації виробітку ресурсів двигунів.

Ключові слова: газотурбінний двигун, газоперекачувальний агрегат, лопатка турбіни, ресурс

Табл. 2. Лл. 2. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 534.23

Кумченко Я.О. Резонаторна модель гасіння акустичної нестійкості в камерах згоряння ДВС, ГТУ

гін PS90-76SW, D30KU-154 and RB-211-534E4 were shown.

Key words: aviation gas turbine engine, technical condition, automatized monitoring system, mathematical statistic, neural network.

Fig. 4. Ref.: 3 items.

UDC 004.032.26

Keeprich T., Haritonov V., Dubrovyn V. Research of the methods and models of surge effects detecting in the GTE automatic control system // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 206-210.

The methods and models based on the wavelet-analysis, S-discriminant and neural network to early detect the surge effects development in the turbo compressor are proposed. Given modification of S-discriminant allows using this approach at the detecting stall processes. Furthermore, the changing processes model of “stable engine job – stall - surge” based on the method of self-organizing Kokonen’s map neural network is suggested. Job comparative analysis of these approaches and simplify models of the surge signaling device for the PS (PS-2-7, DOL) class is taken.

Key words: surge, stall, GTE, wavelet-analysis, neural network, air-gas instability.

Tabl. 2. Fig. 2. Ref.: 7 items.

UDC 629.7.036.001

Maravilla Herera C. Experimental - analytical estimation of gas turbine engine’s resource depletion taking into account their individual characteristics when used in gas pumping stations // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 9 (56). – P. 211-214.

The results were obtained using registration of parameters for four different gas turbine engines used in a gas pumping station, for each engine were obtained their characteristics, all those characteristics are presented as the dependence of reduced parameters from the reduced load. It is shown that the observed deviation of each characteristic from its nominal value leads to more than two times the deviation in the durability of the turbine blade mounted in the turbo-compressor and the resource depletion rate of each individual engine. As conclusion is recommendable to monitor the engine’s characteristics and to correct the registered engine’s resource depletion.

Key words: gas turbine engine, gas pumping, turbine blade, resource.

Tabl. 2. Fig. 2. Ref.: 5 items.

UDC 534.23

Kumchenko J. Resonator model of extinguishing of acoustic instability in the DVS, GTU and GRD

і ЖРД з використанням низькокиплячих присадок до основних палив // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 9 (56). – С. 215-218.

Запропоновано резонаторну фізичну модель гасіння акустичної нестійкості в камерах згоряння різних теплоенергетичних пристроїв. Пропозиція реалізується шляхом упровадження низькокиплячих палив, мікрообсяги яких ототожнюються з мікрорезонаторами. Переваги низькокиплячих добавок до основного палива полягають у тому, що коли вони «вибухають», то значно поліпшують розпил основного рідкого палива в камерах згоряння. Механізм гасіння акустичних коливань – «усмоктуванні» хвильової енергії пухирців-добавок при його резонансному режимі.

Ключові слова: резонаторна модель, поглинання акустичної енергії, мікрорезонатори, розширення спектрів.

Лл. 3. Бібліогр.: 10 назв.

УДК 621.45.00.11

Коротков В.Б., Іонов Д.О. Контроль вібростану двигуна маневреного літака // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 9 (56). – С. 219-222.

Характерною особливістю двигунів маневрених літаків є часта зміна режимів від малого газу до форсажу. Вирішена задача контролю вібростану двигуна при його роботі на землі і у польоті. Розпізнавання нештатної ситуації виконується у польоті і на землі декількома методами: контролем за неперевіщенням граничного значення віброшвидкості, короткостроковим тренд-аналізом поточних значень віброшвидкості на короткочасних сталих режимах роботи двигуна, контролем за відхиленнями поточних значень віброшвидкості від базових залежностей, знятих на землі і у польоті під час вступу двигуна в експлуатацію. Запропонований метод виділення зон роботи двигуна, підозрілих з погляду появи несправності.

Ключові слова: технічний стан, газотурбінний двигун, контроль і діагностування, віброшвидкість, управління, тренд-аналіз.

Лл. 2. Бібліогр.: 2 назв.

УДК 697.34

Харитонов Ю.М. Розробка алгоритмів розв'язання мікро- і макрооптимізаційних задач реконструкції // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 9 (56). – С. 223-226.

Розроблено структурно-логічну схему узагальненої математичної моделі й запропонований алгоритм розв'язання мікро- і макрооптимізаційних задач організації й управління проектами реконструкції систем теплопостачання різного цільового призначення. Визначено функціональне призначення й основні задачі блоків і елементів структурно-логічної схеми. Розглянуто алгоритмічні зв'язки блоків: формування масивів вихідних даних, генерації параметрів і індикаторів системи теплопостачання, управління проектом реконструкції, мікрооптимізації параметрів елементів системи теплопостачання.

Ключові слова: енергетика, управління проектами, реконструкція, система теплопостачання.

Лл. 1. Бібліогр.: 8 назв.

combustion chambers with the use of nizkokipyashih additives to the basic fuels // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 9 (56). – P. 215-218.

Mechanism of damping of acoustic oscillations in the combustion chambers of various heatenergy apparatus is proposed. The proposirion is realised by introducing of low-boiling fuels microvolumes of which is identical to microresonators to main fuel? which are “exploiding” and disperse the main fuel? are demonstrated/ The mechanism of damping of accustic ostillations itself is expressed as absorbtion of wave energy in microvolumes of buble additions at is resonatory rejume.

Key words: resonator model, absorption of acoustic energy, mikrorezonatori, ushirenie of spectrums.

Fig. 3. Ref.: 10 items.

UDC 621.45.00.11

Korotkov V., Ionov D. Vibrostate control of manoeuvrable aircraft engine // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 9 (56). – P. 219-222.

Rapid changing of regimes (from little gaz to afterburning) is character for manoeuvrable aircraft engines. For such a complex situation the problem of engines vibrostate control on the ground and during the flight is solved. Identification of abnormal situation is realized during the flight and on the ground with the help of several methods: not exceeding control limiting values of vibrospeed; current values of vibrospeed short-term trend-analysis on engine short-time steady operational regimes; controlling the vibrospeed current value deviation from its reference dependences, measured on the earth and during the flight, when engine come into the operation. A new method of marking engine's operating areas which are suspicious in the view of appearing faults was suggested.

Key words: technical state, gas turbine, control and diagnostic, vibrospeed, management, trend-analysis.

Fig. 2. Ref.: 2 items.

UDC 697.34

Kharytonov Y. Logical design for solve micro-and macrooptimization problems of redevelopment // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 9 (56). – P. 223-226.

The structurally-logic diagram of the generalized mathematical model is developed and the algorithm of the solution micro- and macrooptimization problems for projects organization and management of redevelopment for systems of district heating a various special-purpose is offered. The functionality and the basic problems of blocks and elements of the structurally-logic diagram are defined. Algorithmic links of blocks are considered: makings of arrays of initial data, generation of parameters and indicators for system of a district heating, project management of redevelopment, microoptimization parameters for elements of system of district heating.

Key words: power engineering, project management, redevelopment, district heating.

Fig. 1. Ref.: 8 items.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

LAINE Jean-Pierre	Ecole Centrale de Lyon, Laboratory of Tribology and System Dynamics, France, PhD, профессор, профессор кафедры
THOUVEREZ Fabrice	Ecole Centrale de Lyon, Laboratory of Tribology and System Dynamics, France, PhD, профессор, заведующий кафедрой
АБДУЛЛАЕВ Парвиз Шахмурад оглы	Национальная Академия Авиации, Баку, Азербайджан, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой
АВЛАСЕНКО Леонид Владимирович	ГП Конструкторское бюро "Южное" им. М.К. Янгеля, Днепропетровск, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник
АНДРЕЕВ Артем Андреевич	Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, аспирант
АНДРЮЩЕНКО Сергей Александрович	ООО «Харьковтурбоинжиниринг», Харьков, инженер-конструктор
АНИСИМОВ Владимир Алексеевич	ГП Конструкторское бюро "Южное" им. М.К. Янгеля, Днепропетровск, ведущий инженер
БЕЙДИК Владимир Григорьевич	ГП Конструкторское бюро "Южное" им. М.К. Янгеля, Днепропетровск, ведущий инженер
БЕЛЯКОВ Святослав Александрович	ОАО «НПО «Сатурн» по САУ, Рыбинск, Россия, ведущий инженер-конструктор
БОРИСЕВИЧ Владимир Карпович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», доктор технических наук, профессор, директор НИИ новых технологий и материалов
БОРИШАНСКИЙ Константин Николаевич	Филиал ОАО «Силловые машины» «ЛМЗ», Санкт-Петербург, Россия, доктор технических наук, профессор, начальник сектора
БРЫЧЕВА Екатерина Владимировна	ОАО «Научно-производственное объединение «Сатурн» НТЦ им. А. Люльки, Москва, Россия, инженер-конструктор
БЫЛИНКИНА Ольга Николаевна	ФГУП РФ «Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Жуковский, Россия, начальник сектора
ВЕРЕМЕЕНКО Игорь Степанович	Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, доктор технических наук, профессор, старший научный сотрудник
ВЕРШИНА Виктория Михайловна	Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, инженер-конструктор
ВОЛКОВ Дмитрий Иванович	ОАО «Элемент», Одесса, кандидат технических наук, начальник бюро
ВОРОБЬЕВ Юрий Сергеевич	Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, доктор технических наук, профессор, заведующий отделом
ГЛУМОВ Виктор Михайлович	Институт проблем управления им. В.А.Трапезникова, РАН, Москва, Россия, доктор технических наук, старший научный сотрудник, ведущий научный сотрудник
ГОРЯЧИЙ Александр Алексеевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», старший научный сотрудник
ГРИГОРЕНКО Алексей Викторович	ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия, инженер

- ГРИГОРЬЕВ**
Борис Егорович
Филиал ОАО «Силовые машины» «ЛМЗ», Санкт-Петербург, Россия, ведущий конструктор
- ГРИГОРЬЕВ**
Сергей Юрьевич
Филиал ОАО «Силовые машины» «ЛМЗ», Санкт-Петербург, Россия, ведущий конструктор
- ГРУДИНКИН**
Вячеслав Михайлович
ОАО «Элемент», Одесса, Украина, начальник бюро разработки аппаратных средств
- ГРУЗДЕВ**
Андрей Владимирович
Филиал ОАО «Силовые машины» «ЛМЗ», Санкт-Петербург, Россия, инженер
- ГУБИН**
Сергей Викторович
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой
- ДАНИЛКИН**
Сергей Юрьевич
Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Москва, Россия, младший научный сотрудник
- ДОБРОДЕЕВ**
Илья Павлович
ОАО «НПО «Сатурн» по САУ, Рыбинск, Россия, начальник бригады
- ДОРОФЕЕВ**
Владислав Леонидович
ФГУП Московское машиностроительное производственное предприятие «Салют», Россия, доктор технических наук, профессор, ведущий конструктор
- ДОЦЕНКО**
Валерий Митрофанович
ГП Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля, Днепропетровск, начальник группы
- ДРОНЬ**
Николай Михайлович
Днепропетровский национальный университет, доктор технических наук, профессор, проректор по научной работе
- ДУБРОВИН**
Валерий Иванович
Запорожский национальный технический университет, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры
- ЕПИФАНОВ**
Сергей Валериевич
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой
- ЕРШОВ**
Виктор Иванович
Тутаевский филиал ГОУ ВПО «Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева», Россия, кандидат физико-математических наук, доцент, директор филиала
- ЕРШОВА**
Зинаида Георгиевна
Тутаевский филиал ГОУ ВПО «Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева», Россия, кандидат физико-математических наук, доцент кафедры
- ЖОНДКОВСКИ**
Ромуальд
Институт проточных машин Польской академии наук, Гданьск, Польша, доктор технических наук, профессор, заведующий отделом
- ЗАВАЛИЙ**
Алексей Алексеевич
Крымский государственный аграрный университет, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой
- ЗИНЬКОВСКИЙ**
Анатолий Павлович
Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Киев, доктор технических наук, старший научный сотрудник, заведующий отделом
- ЗОРИК**
Владимир Яковлевич
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, старший научный сотрудник
- ИВАНЕНКО**
Сергей Викторович
Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, магистр
- ИВАНОВА**
Татьяна Юрьевна
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», магистр
- ИВАХОВ**
Михаил Михайлович
Филиал ОАО «Силовые машины» «ЛМЗ», Санкт-Петербург, Россия, инженер-конструктор

ИОНОВ Дмитрий Александрович	ФГУП Московское машиностроительное производственное предприятие «Салют», Москва, инженер – конструктор
КАНТОР Борис Яковлевич	Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, доктор технических наук, профессор, заведующий отделом
КАРАЧУН Владимир Владимирович	Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой
КАРУСКЕВИЧ Михаил Витальевич	Национальный авиационный университет, Киев, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, доцент кафедры
КАЧУРА Владимир Андреевич	ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина, заместитель начальника отдела
КИПРИЧ Татьяна Витальевна	ГП Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, инженер-программист
КИТАЙЧУК Игорь Евгеньевич	НТ СКБ "ПОЛИСВИТ" филиал ГНПП "Объединение Коммунар", Харьков, ведущий инженер-электроник
КОЛОТНИКОВ Михаил Ефимович	ФГУП «ММПП «Салют», Москва, Россия, доктор технических наук, профессор, заместитель генерального конструктора
КОМАРОВ Алексей Юрьевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», аспирант
КОНДРАТЬЕВ Александр Иванович	Днепропетровский национальный университет, кандидат технических наук, старший научный сотрудник кафедры
КОНОХ Владимир Николаевич	ГП Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля, Днепропетровск, кандидат технических наук, начальник отдела
КОРОВИН Борис Борисович	ФГУП РФ «Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Жуковский, Россия, доктор технических наук, старший научный сотрудник, начальник лаборатории
КОРОТКОВ Владимир Борисович	ФГУП Московское машиностроительное производственное предприятие «Салют», Москва, кандидат технических наук, начальник группы
КОРЧУК Елена Юрьевна	Национальный авиационный университет, Киев, кандидат технических наук, доцент кафедры
КОСЕНКО Михаил Григорьевич	ГП Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля, Днепропетровск, ведущий инженер
КРАВЧЕНКО Игорь Федорович	ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, кандидат технических наук, доцент, главный конструктор
КУЗЬМИЧЕВА Анастасия Олеговна	ФГУП «Московское машиностроительное производственное предприятие «Салют», Москва, Россия, инженер-конструктор
КУЛИК Николай Сергеевич	Национальный авиационный университет, Киев, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой
КУЛИК Тамара Васильевна	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», старший научный сотрудник
КУМЧЕНКО Яков Алексеевич	НПП «КАШТУЛ», Днепропетровск, кандидат технических наук, доцент, директор
КУЧЕР Алексей Григорьевич	Национальный авиационный университет, Киев, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры
ЛИННИК Иван Иванович	Национальный авиационный университет, Киев, кандидат технических наук, начальник учебно-методического отдела Института воздушного транспорта

ЛИНЬКОВ Олег Юрьевич	Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры
ЛОЯН Андрей Витальевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, старший научный сотрудник кафедры
МАЗИКИНА Татьяна Ивановна	Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Москва, Россия, ведущий инженер
МАКАРОВ Павел Вячеславович	ФГУП Московское машиностроительное производственное предприятие «Салют», Россия, начальник группы
МАКСИМЕНКО Тарас Александрович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», аспирант
МАМОНТОВ Владимир Георгиевич	ГП Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля, Днепропетровск, начальник группы
МАРАВИЛЛА ХЕРРЕРА Кристиан	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», аспирант
МАСЛАК Татьяна Петровна	Национальный авиационный университет, Киев, аспирантка
МЕДВЕДОВСКАЯ Татьяна Федоровна	Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, кандидат технических наук, старший научный сотрудник
МЕЛЬНИК Виктория Николаевна	Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры
МЕЛЬНИКОВА Нина Сергеевна	ФГУП «Московское машиностроительное производственное предприятие «Салют», Москва, Россия, начальник бюро
МИРГОРОД Владимир Федорович	ОАО «Элемент», Одесса, Украина, кандидат технических наук, доцент, заместитель директора по научной работе
МИРЗОЕВ Азер Джаваншир оглы	Национальная Академия Авиации, Баку, Азербайджан, аспирант
МИХЕЕВ Владимир Сергеевич	НТ СКБ «ПОЛИСВИТ» филиал ГНПП «Объединение Коммунар», Харьков, начальник сектора
МИЩЕНКО Алексей Сергеевич	ГП Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля, Днепропетровск, инженер-конструктор
МОДИЕВСКИЙ Евгений Александрович	НТ СКБ «ПОЛИСВИТ» филиал ГНПП «Объединение Коммунар», Харьков, ведущий инженер
МОТЬ Сергей Валентинович	ОАО «Сатурн – Газовые турбины» (ОАО «НПО «Сатурн»), Рыбинск, Россия, ведущий инженер-конструктор
НАУМОВ Алексей Васильевич	Филиал ОАО «Силловые машины» «ЛМЗ», Санкт-Петербург, Россия, кандидат технических наук, ведущий конструктор
НЕВЕШКИН Юрий Александрович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», аспирант
ОГЛИХ Валерий Викторович	ГП Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля, Днепропетровск, кандидат технических наук, начальник сектора
ОЛЕЙНИК Алексей Васильевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», доктор технических наук, доцент, профессор кафедры
ОЛЕЙНИК Антон Алексеевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», младший научный сотрудник
ОСЕЙЧУК Валентин Владимирович	Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», инженер

ПАВЛЮК Евгений Викторович	ГП «Харьковское агрегатное конструкторское бюро», кандидат технических наук, заместитель Главного конструктора
ПАНТЕЛЕЕВ Вячеслав Михайлович	Национальный авиационный университет, Киев, научный сотрудник
ПОДГОРНЫЙ Валентин Александрович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры
ПОКЛАД Валерий Александрович	ФГУП Московское машиностроительное производственное предприятие «Салют», Россия, кандидат технических наук, главный инженер
ПРИДОРОЖНЫЙ Роман Петрович	ГП Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, инженер-конструктор
РАДЧЕНКО Андрей Николаевич	Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, кандидат технических наук, старший научный сотрудник
РАДЧЕНКО Николай Иванович	Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры
РАЗЛАДСКИЙ Александр Александрович	ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, ведущий конструктор
РАНЧЕНКО Геннадий Степанович	ОАО «Элемент», Одесса, Украина, кандидат технических наук, главный конструктор
РЖЕВСКАЯ Ирина Евгеньевна	Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, кандидат технических наук, старший научный сотрудник
РОЗЛИВАН Александр Борисович	ГП Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля, Днепропетровск, ведущий инженер
САДЫХОВ Рамиз Али Джабар оглы	Национальная Академия Авиации, Баку, Азербайджан, доктор технических наук, профессор, проректор
САПАРМАМЕДОВ Андрей Назармамедович	Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, аспирант
САЧИН Владимир Михайлович	ФГУП Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Москва, Россия, кандидат технических наук, начальник сектора
СЕДРИСТЫЙ Владимир Александрович	ГП Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, начальник отдела
СИМБИРСКИЙ Геннадий Дмитриевич	Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, кандидат технических наук, доцент, старший преподаватель
СИМБИРСКИЙ Дмитрий Федорович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», доктор технических наук, профессор, профессор кафедры
СКРИПКА Алексей Иванович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры
СУХАНОВ Виктор Миньонович	Институт проблем управления им. В.А.Трапезникова, РАН, Москва, Россия, доктор технических наук, старший научный сотрудник, главный научный сотрудник
СУХОВЕЙ Сергей Иванович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, доцент кафедры
ТАМАРГАЗИН Александр Анатолиевич	Национальный авиационный университет, Киев, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры

- ТАРАСЕНКО**
Александр Иванович
Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры
- ТИМОШЕВСКИЙ**
Борис Георгиевич
Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой
- ТКАЧ**
Михаил Романович
Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры
- ТОЛМАЧЕВ**
Николай Григорьевич
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, старший научный сотрудник кафедры
- ТРЕТЬЯК**
Владимир Васильевич
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, доцент, докторант
- ХАРИТОН**
Всеволод Владимирович
Ecole Centrale de Lyon, Laboratory of Tribology and System Dynamics, France, аспирант
- ХАРИТОНОВ**
Виктор Николаевич
ГП Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, инженер-конструктор
- ХАРИТОНОВ**
Юрий Николаевич
Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, кандидат технических наук, доцент, проректор
- ХИТЬКО**
Андрей Владимирович
Днепропетровский национальный университет, Украина, кандидат технических наук, директор НИИ энергетики
- ХОРИКОВ**
Анатолий Алексеевич
Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Москва, Россия, доктор технических наук, профессор, начальник отдела
- ХОРОЛЬСКИЙ**
Петр Георгиевич
Днепропетровский национальный университет, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник кафедры
- ЧЕРВОНЮК**
Владимир Васильевич
ОАО «НПО «Сатурн» по САУ, Рыбинск, Россия, доктор технических наук, заместитель начальника ОКБ
- ЧИГРИН**
Валентин Семенович
ОАО «НПО «Сатурн» по САУ, Рыбинск, Россия, кандидат технических наук, доцент, ведущий инженер-конструктор
- ЧИСТЯКОВА**
Екатерина Матвеевна
Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Москва, Россия, инженер
- ЧУГАЙ**
Марина Александровна
Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, ведущий инженер
- ШЕРЕМЕТЬЕВ**
Александр Викторович
Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, кандидат технических наук, начальник отдела
- ШИЙКА**
Андрей Николаевич
ОАО «Мотор Сич», Запорожье, начальник отдела
- ШИМАНОВСКАЯ**
Наталья Анатольевна
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», инженер
- ШПАКОВСКИЙ**
Владимир Васильевич
Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший научный сотрудник
- ЯКОВЛЕВ**
Валентин Александрович
ФГУП Московское машиностроительное производственное предприятие «Салют», Россия, Главный конструктор – руководитель филиала ГП «Ивченко-Прогресс»
- ЯКУШЕВ**
Юрий Владимирович
ГП Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, ведущий инженер

АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Kharyton V.	81	Ионов Д.А	219	Осейчук В.В.	125
Kucher A.,	81	Кантор Б.Я.	105	Павлюк Е.В.	147
Laine J.-P.	81	Карачун В.В.	18	Пантелеев В.М.	110
Thouverez F.	81	Карускевич М.В.	110	Подгорный В.А.	44
Абдуллаев П.Ш.	201	Качура В.А.	133	Поклад В.А.	72
Авласенко Л.В.	166	Киприч Т.В.	206	Придорожный Р.П.	92
Андреев А.А.	120	Китайчук И.Е.	138	Радченко А.Н.	115
Андрющенко С.А.	105	Колотников М.Е.	58	Радченко Н.И.	120, 129
Анисимов В.А.	166	Комаров А.Ю.	8	Разладский А.А.	133
Бейдик В.Г.	172	Кондратьев А.И.	39	Ранченко Г.С.	192
Беляков С.А.	177	Конох В.Н.	166	Ржевская И.Е.	105
Борисевич В.К.	15	Коровин Б.Б.	65	Розливан А.Б.	172
Боришанский К.Н.	76	Коротков В.Б.	219	Садыхов Р.А.	201
Брычева Е.В.	65	Корчук Е.Ю.	110	Сапармамедов А.Н.	129
Былинкина О.Н.	65	Косенко М.Г.	172	Сачин В.М.	58
Веремеенко И.С.	105	Кравченко И.Ф.	192	Седристый В.А.	185
Вершина В.М.	185	Кузьмичева А.О.	152	Симбирский Г.Д.	22
Волков Д.И.	133	Кулик Н.С.	198	Симбирский Д.Ф.	22
Воробьев Ю.С.	98	Кулик Т.В.	147	Скрипка А.И.	22
Глумов В.М.	160	Кумченко Я.А.	215	Суханов В.М.	160
Горячий А.А.	185	Линник И.И.	198	Суховай С.И.	147
Григоренко А.В.	89	Линьков О.Ю.	125	Тамаргазин А.А.	198
Григорьев Б.Е.	76	Лоян А.В.	44	Тарасенко А.И.	143
Григорьев С.Ю.	76	Мазикина Т.И.	52	Тимошевский Б.Г.	35
Грудинкин В.М.	133	Макаров П.В.	58	Ткач М.Р.	35
Груздев А.В.	76	Максименко Т.А.	44	Толмачев Н.Г.	31
Губин С.В.	48	Мамонтов В.Г.	172	Третьяк В.В.	8
Данилкин С.Ю.	52	Маравилля К.	211	Харитонов В.Н.	206
Добродеев И.П.	177	Маслак Т.П.	110	Харитонов Ю.Н.	223
Дорофеев В.Л.	72	Медведовская Т.Ф.	105	Хитько А.В.	39
Доценко В.М.	172	Мельник В.Н.	18	Хориков А.А.	52
Дронь Н.М.	39	Мельникова Н.С.	152	Хорольский П.Г.	39
Дубровин В.И.	206	Миргород В.Ф.	192	Червонюк В.В.	177
Епифанов С.В.	147, 185	Мирзоев А.Дж.	201	Чигрин В.С.	177
Ершов В.И.	89	Михеев В.С.	138	Чистякова Е.М.	52
Ершова З.Г.	89	Мищенко А.С.	166	Чугай М.А.	98
Жондковски Р.	98	Модиевский Е.А.	138	Шереметьев А.В.	92
Завалий А.А.	22	Моть С.В.	102	Шийка А.Н.	138
Зиньковский А.П.	92	Наумов А.В.	76	Шимановская Н.А.	27
Зорик В.Я.	8	Невешкин Ю.А.	15	Шпаковский В.В.	125
Иваненко С.В.	129	Оглих В.В.	172	Яковлев В.А.	72
Иванова Т.Ю.	48	Олейник А.А.	188	Якушев Ю.В.	92
Ивахов М.М.	76	Олейник А.В.	27		

К СВЕДЕНИЮ АВТОРОВ

В соответствии с требованиями ВАК Украины (бюл. ВАК № 2,3 2008) изменяются правила оформления статей. Текст статьи выполняется в Microsoft Office Word for Windows (*.doc)

Параметры страницы:

Размер бумаги - А4 (210x297 мм); Отступ сверху и снизу листа - 25 мм, справа и слева – 22,5 мм.

Структура статьи.

УДК (UDC); И.О.Ф. автора(ов). Организация, страна. Заголовок статьи. Аннотация на языке оригинала (например, на русском языке). Ключевые слова. Текст статьи. Литература. Информация о поступлении статьи в редакцию и рецензенте. Заголовок статьи, И.О.Ф. автора, аннотация, ключевые слова на украинском языке. Заголовок статьи, И.О.Ф. автора, аннотация, ключевые слова на английском языке. Фамилия, Имя, Отчество (полностью), научная степень, научное звание, должность, организация, город расположения организации, страна, e-mail и контактный телефон каждого автора (ов).

УДК

УДК XXX.XXXX

Без абзаца. Прописные, 12pt Times New Roman, выравнивание по левому краю, 1 межстрочный интервал.
(пустая строка, 10pt, 1 межстрочный интервал)

И.О.Ф. Автора

Без абзаца. Прописные, жирный, 12pt Times New Roman, выравнивание по левому краю, 1 межстрочный интервал.
(пустая строка, 10pt, 1 межстрочный интервал)

Организация, Страна

Без абзаца. Строчные, курсив, жирный, 12pt Times New Roman, выравнивание по левому краю, 1 межстрочный интервал)
(пустая строка, 10pt, 1 межстрочный интервал)

ЗАГЛОВОК СТАТЬИ

Без абзаца. Прописные, 12pt Times New Roman, жирный, выравнивание по центру, 1 межстрочный интервал.
(пустая строка, 10pt, 1 межстрочный интервал)

Аннотация

Без абзаца. На языке оригинала статьи (например, на русском языке). Слово «Аннотация» не пишется. Аннотация должна быть не менее 500 знаков и не должна превышать 14 строк, шрифт - 10pt Times New Roman, выравнивание по ширине, курсив, один межстрочный интервал, отступ слева – 7,5 мм.
(пустая строка, 10pt, 1 межстрочный интервал)

Ключевые слова

Без абзаца. Абзац начинается с надписи **Ключевые слова:** (*Ключові слова:, Key words:*) (курсив, жирный, 10pt Times New Roman), а далее разделенные запятой - 6 – 10 слов на языке оригинала статьи. (курсив, 10pt Times New Roman, выравнивание по ширине, один межстрочный интервал, отступ слева – 7,5 мм.).
(пустая строка, 10pt, 1 межстрочный интервал)

Текст статьи.

Согласно постановлению ВАК Украины от 15.01.2003 № 7-05/1 текст статьи должен иметь такую структуру: *постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными или практическими задачами; анализ последних исследований и публикаций, на которые опирается автор; формулирование цели статьи (постановка задачи); изложение основного материала исследования с полным обоснованием полученных научных результатов; выводы из данного исследования и перспективы дальнейших разведок в данном направлении.*

Оформляется в две колонки по 8 см, интервал между колонками текста - 5 мм.

Шрифт - Times New Roman,

Размер шрифта 10 пунктов, интервал шрифта – обычный (без растяжения или уплотнения),

Межстрочный интервал - 1.1,

Выравнивание текста - по ширине,

Автоматическая расстановка переносов слов.

Абзацы должны начинаться с красной строки (отступ 7,5 мм).

Полное заполнение страниц (**неполная страница в публикацию включена не будет**).

Иллюстрации к статье

Подаются в виде файлов с расширением *.TIF или *.JPG (серое изображение, разрешение 300 dpi, масштаб 1:1). Рисунки должны быть пронумерованы.

Подписуточные надписи

Подписуточная надпись выполняется шрифтом основного текста на расстоянии одной строки от рисунка, межстрочный интервал – одинарный, например:

Рис. 1. Схема отбора сжатого воздуха от ГТД:

1 – энергия набегающего потока; 2 – отбор воздуха от компрессора низкого давления

Надпись центрируется. Качество рисунков и графиков должно обеспечивать прочтение и тиражирование.

Таблицы

Таблицы должны быть пронумерованы: Таблица 1, Таблица 2,и т.д (слово Таблица располагается по правому краю страницы). Заголовок таблицы центрируется. Межстрочный интервал – одинарный. При необходимости размер шрифта можно уменьшить. Никакие сокращения слов, кроме общепринятых, в таблицах не допускаются.

Формулы

Набираются в редакторе формул MathType. Использовать для набора формул графические объекты, кадры и таблицы – запрещается. Произвести настройки редактора в меню:

РАЗМЕР→ОПРЕДЕЛИТЬ вести размеры:	
Обычный	10 пт
крупный индекс	80 %
мелкий индекс	70 %
крупный символ	150 %
мелкий символ	90 %

Стиль→ОПРЕДЕЛИТЬ установить параметры			
Стиль	Шрифт	полужирный	курсив
Текст	Times New Roman		
Функция	Times New Roman		
Перемен.	Times New Roman		
Стр. греч.	Symbol		
Пр. греч.	Symbol		
Символ	Symbol		
Матрица	Times New Roman	V	
Числа	Times New Roman		

Формула располагается по центру (без абзаца) строки, нумерация цифровая, сквозная. Номер формулы (в круглых скобках, 10 пт) располагается по правому краю страницы на одном уровне с формулой или ниже. Формульное окно принудительно растягивать или сжимать нельзя. Пояснения значений символов и числовых коэффициентов следует располагать непосредственно под формулой, в той последовательности, в какой они представлены в формуле. Каждое значение необходимо пояснять в новом абзаце с отступом 7,5 мм. Первый ряд пояснений начинают со слова «где» (без отступа), например:

$$\text{Re}_T^{**} = \Psi_{\Sigma} \cdot \int_0^x q_w dx \cdot \left[\mu^* (i_w^* - i_w) \left(\frac{2}{\pi} \beta + 1 \right) \right]^{-1}, \quad (1)$$

где β – угол натекания струи на преграду;

μ^* – вязкость теплоносителя при температуре T^* ;

Ψ_{Σ} – суммарный коэффициент отличия данного процесса теплообмена от стандартного.

Списки

Маркированный (–), нумерованный: формат номера Times New Roman 10пт, абзац 7,5 мм, табуляция после номера 5 мм.

Заголовки

Заголовки каждого раздела должны быть пронумерованы 1, 2, ...

Шрифт – Times New Roman полужирный, строчный, 12пт, выравнивание по центру, 1 межстрочный интервал, отступы абзацев отсутствуют, от окружающего текста отделяется пустыми строками.

Подразделы

При включении подразделов и подпунктов необходимо использовать для каждого заголовка

Шрифт – Times New Roman полужирный, строчный, 10пт, выравнивание по центру, 1 межстрочный интервал, отступы абзацев отсутствуют, от окружающего текста отделяется пустыми строками.

Литература

При цитировании литературы в тексте необходимо указывать номер в квадратных скобках [1]. Нумерация литературы в порядке упоминания. Список использованной литературы приводится в конце статьи (отступ от последней строчки статьи 1 строка одинарного интервала) и начинается ключевым словом **Литература**, набранным строчными буквами (шрифт полужирный 12 пт, по центру, без абзаца). Источники списка литературы оформляются в соответствии с библиографическими требованиями **ДСТУ ГОСТ 7.1:2006** (шрифт курсив 10 пт, выравнивание по ширине, абзац 7,5 мм, 1 межстрочный интервал).

Дополнительная информация

После текста статьи приводится информация, расположенная в одну колонку. Дополнительная информация отделяется от последней строчки текста статьи 1-й строкой, 1 межстрочный интервал. Указывается информация о поступлении статьи в редакцию (курсив, выравнивание по правому краю, 1 межстрочный интервал текста) в виде – *Поступила в редакцию 00.00.2008*

(пустая строка, 10пт, 1 межстрочный интервал)

Далее приводится информация о рецензенте.

Без абзаца, строчный шрифт, 10пт Times New Roman, выравнивание по центру, 1 межстрочный интервал. Начинается текст со слова **Рецензент:** (шрифт полужирный) с указанием научной степени, научного звания, должности, Ф.И.О., организации и города расположения организации.

(пустая строка, 10пт, 1 межстрочный интервал)

Далее приводятся 2 информационных блока на русском, украинском или английском языках (исключается основной язык статьи) в следующем порядке:

Блок на первом языке, (пустая строка, 10пт, 1 межстрочный интервал), **Блок на втором языке**

Каждый блок имеет следующий формат:

ЗАГЛОВОК СТАТЬИ на соответствующем языке

Без абзаца. Прописные, 10пт Times New Roman, жирный, выравнивание по центру, 1 межстрочный интервал.

И.О.Ф. авторов на соответствующем языке

Без абзаца. Прописные, жирный, курсив, 10пт Times New Roman, выравнивание по центру, 1 межстрочный интервал), интервал перед и после строки – 3 пт.

Аннотация на соответствующем языке

Абзац 7,5 мм. Слово «Аннотация» не пишется. Шрифт - 10пт Times New Roman, выравнивание по ширине, один межстрочный интервал.

Ключевые слова на соответствующем языке

Абзац 7,5 мм. Абзац начинается с надписи **Ключові слова:** (**Ключевые слова:** или **Key words:**) (курсив, жирный, 10пт Times New Roman), а далее разделенные запятой - 6 – 10 слов на соответствующем языке (курсив, 10пт Times New Roman, выравнивание по ширине, один межстрочный интервал).

(пустая строка, 10пт, 1 межстрочный интервал)

За информационными блоками располагаются сведения про авторов.

Приводится информация о каждом авторе статьи.

Фамилия, Имя, Отчество (полностью), научная степень, научное звание, должность, организация, город расположения организации, страна, e-mail, номер контактного телефона.