

УДК 621.452.3

В. Ф. МОЗГОВОЙ, В. А. ПАНАСЕНКО, К. Б. БАЛУШОК, М. К. БИРУК*ПАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина*

УНИФИКАЦИЯ УПРАВЛЯЮЩИХ ПРОГРАММ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ ГТД НА ПЯТИКООРДИНАТНЫХ СТАНКАХ С ЧПУ

Рассмотрен метод подготовки управляющих программ многокоординатной обработки деталей ГТД на модернизированных пятикоординатных станках с ЧПУ. Особенность подготовки программ обработки заключается в предложенном методе параметризации управляющих программ с целью исключения необходимости пересчёта ранее рассчитанной программы по причине изменившихся технологических параметров подготовки производства, какими являются геометрические константы станка и высота станочного приспособления. Проведенные испытания работоспособности параметризованных управляющих программ показали высокую эффективность и экономичность данного метода при решении технологических задач обеспечения производства программами непрерывной пятикоординатной и позиционной обработки деталей авиационных двигателей.

Ключевые слова: трансформация, система координат, инструмент, лопатка, станок с ЧПУ, вектор нормали, позиционная обработка, радиус качания, жёсткость, шероховатость, точность обработки.

Введение

Задачей современного наукоёмкого авиационного производства является неуклонное совершенствование технологического обеспечения выполнения усложняющихся конструкторских задач при производстве деталей авиационных двигателей. Одним из приоритетов в этом направлении на ПАО «Мотор Сич» является поиск и внедрение в производство современных технологий, модернизация и капитальный ремонт оборудования с ЧПУ. Поставленная руководством предприятия задача модернизации металлорежущего оборудования с ЧПУ с особыми технологическими требованиями явилась одной из важных условий снижения затрат и повышения конкурентоспособности.

Используемое ранее оборудование с ЧПУ, в частности обрабатывающие центры, морально и физически устарели, а приобретение нового требует значительных капиталовложений. На предприятии пошли по пути модернизации существующего станочного парка, модернизируя систему управления и привода, восстановив механические узлы и гидравлику. На станки были установлены разработанные в ОКБ высокомоментные приводные столы, заменена система ЧПУ. В итоге, полученное оборудование приобрело не только первоначальные технические характеристики, но и значительно были расширены его технологические возможности.

Модернизация производится в плановом порядке. В качестве базовой системы ЧПУ была выбрана многофункциональная модульная система

ЧПУ SINUMERIK-840D [1].

Имея на предприятии несколько успешно модернизированных станков модели ИС-800, перед службой технологического программирования стал вопрос об унификации управляющих программ обработки. Задача заключалась в том, чтобы обеспечить производство управляющими программами на одни и те же модели станков без дополнительного пересчёта в зависимости от изменяющихся технологических и станочных параметров. В более широком смысле задача состояла в расширении предложенного способа унификации и использовании управляющих программ на ранее приобретённом импортном оборудовании с ЧПУ, родственном модернизированному.

1. Цель работы

Разработать метод генерирования через пост-процессор управляющих программ 5-ти координатной непрерывной и позиционной обработки деталей ГТД на модернизированных 5-ти координатных обрабатывающих центрах класса ИС-800, оснащённых системой ЧПУ Sinumerik-840D.

Предложенный метод должен исключать в дальнейшем необходимость пересчёта управляющих программ в САМ-системе при непрогнозируемом изменении станочных и технологических параметров обработки. Созданная унификация управляющих программ на ПАО «Мотор Сич» решает вопрос не только по сокращению сроков подготовки УП на модернизированное оборудование, но и обеспечивает совершенствование эксплуатации ранее

поставленного импортного оборудования с ЧПУ, не имеющего современного программного обеспечения системы ЧПУ в области пятикоординатных внутренних преобразований.

2. Результаты экспериментальных исследований

Необходимо отметить, что рассматривается пятикоординатная и позиционная обработка (3+2) деталей, примерами которой могут служить моноколеса, центробежные колеса, корпуса с наклонными плоскостями и т. д.

Современное оборудование с ЧПУ, предназначенное для многокоординатной обработки деталей, характеризуется мощным вычислительным модулем, которым является система ЧПУ станка. Внешние и внутренние преобразования системы ЧПУ Sinumerik-840D современных станков при 5-ти осевой обработке обеспечивают выполнение специфических функций, характерных для многоосевой обработки. Одной из таких функций является функция трансформации 5-ти осевой обработки - TRAORI.

Применение 5-осевой трансформации позволяет компенсировать движения инструмента во время обработки, которые получаются в результате изменения ориентации, с помощью соответствующих компенсационных движений геометрических осей. Ориентационные движения разделены от движений по контуру детали. Это позволяет ориентировать инструмент в любом нужном положении в каждой точке рабочей зоны. Расчет также включает автоматическую компенсацию длины инструмента. Далее кинематическая трансформация преобразует эту информацию в команды движения реальных осей станка.

Непременное условие - это станок, который может контролировать движение инструмента одновременно в 5-ти осях. Обычно это три линейные оси X, Y, Z, плюс дополнительно две круговые оси, которые и характеризуют 5-ти координатный станок в целом (рис. 1).

Ориентация инструмента при программировании перемещений описывается стандартными средствами языка программирования системы ЧПУ Sinumerik-840D и задаётся непосредственно в кадрах УП. Применение обычных методов программирования без функции TRAORI не связывает взаимные перемещения линейных и круговых осей в единое целое при изменении одного из компонентов управления. В результате, движения исполнительных механизмов станка формализованы в пространстве (рис. 2), зависят от кинематики станка и величин компонентов. Программа становится "жесткой".

Функция трансформации TRAORI в реальном

времени осуществляет преобразования при одновременном движении 5-ти осей. В этом случае, сгенерированная программа не зависит от кинематики станка и величин компонентов.

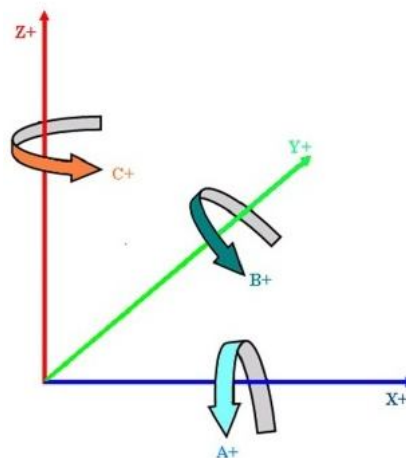


Рис. 1. Оси 5-ти координатного станка

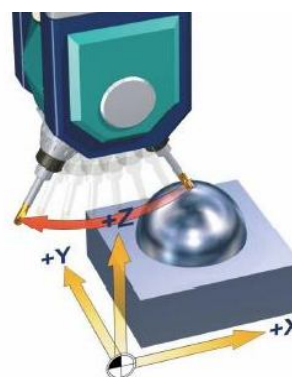


Рис. 2. Движение инструмента без функции TRAORI

Управляющая программа, как правило, содержит следующие данные:

- линейные координаты, которые необходимо достичь вершине инструмента X, Y и Z;
- фактические позиции осей A, B, C, по отношению к детали.

Когда в УП трансформация включена, позиции осей X, Y, Z всегда относятся к вершине инструмента. Изменение позиций круговых осей, участвующих в трансформации, приводит к компенсационным движениям линейных осей станка, таким образом, чтобы позиция вершины инструмента относительно детали была неизменной (рис. 3).

Данная технология реализована на всех современных 5-ти координатных станках с ЧПУ, оснащённых системой Sinumerik. Функция TRAORI включена в стандартный пакет программного обеспечения системы ЧПУ Sinumerik-840D пятиосевой обработки. Она эффективно используется техноло-

гами-программистами при подготовке управляющих программ обработки деталей на хорошо зарекомендовавших себя 5-ти координатных станках фирм HURON, HERMLE [2].

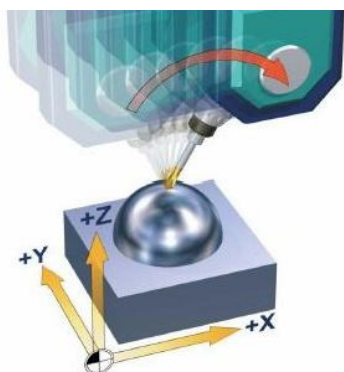


Рис. 3. Движение инструмента с функцией TRAORI

Удобство подготовки программ с применением функции TRAORI состоит ещё и в том, что технолог не нужно учитывать в расчёте высоту приспособления и геометрические размеры взаимного расположения круговых столов станка. Технолог рассчитывает управляющую программу относительно нулевой точки программирования, находящейся на опорном торце приспособления и совпадающей с опорным технологическим торцом детали или в любой другой удобной для него точке.

Нулевая точка программирования при 5-ти осевой обработке не обязательно должна быть неподвижной в пространстве, как ранее требовала классическая схема расчёта.

При настройке оборудования наладчик переносит ноль станка в выбранную технологом нулевую точку программирования, вносит на пульте ЧПУ соответствующие смещения базы по G54, а учёт геометрических размеров радиусов качания столов учитывается внутренними преобразованиями процессора через функцию TRAORI в управляющей программе (рис. 4).

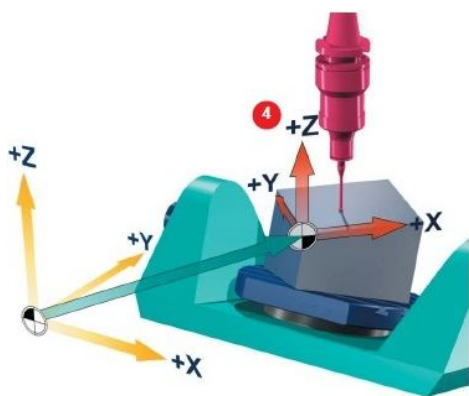


Рис. 4. Настройка станка с функцией TRAORI

Для того чтобы избежать столкновения на станке во время обработки, функция TRAORI позволяет зафиксировать точку относительно поверхности детали и следовать вершиной инструмента за ней при повороте столов.

В качестве базовой модели для модернизации был предложен 3-х координатный обрабатывающий центр ИС-800. Этот тип станка включает несколько моделей станков похожих по кинематической схеме: ИР-500, ИС-500, ИР-800. В ходе модернизации на этот станок были установлены высокомоментные поворотные столы, разработанные и изготовленные в ОКБ предприятия (рис. 5) [3].

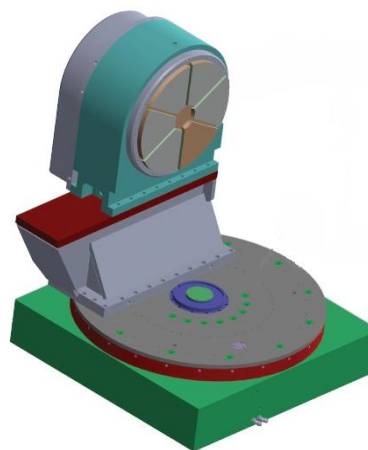


Рис. 5. Высокомоментные поворотные столы

Трёхкоординатный станок после модернизации и замены системы ЧПУ приобрёл статус 5-ти координатного. На модернизированных станках ИС-800, где через систему ЧПУ не реализован режим трансформации TRAORI, при создании УП технолог программисту приходилось учитывать расстояние от оси вращения горизонтального стола до зеркала вертикального стола (назовём его R21 - "PIVOT_OFFSET"), а также высоту приспособления (назовём её R22) (рис. 6).

Это, так называемая, классическая схема расчёта управляющих программ на 5-ти координатное оборудование. Нулевая точка программирования (точка М) в таком случае должна быть обязательно неподвижной в пространстве при всех движениях стола "В".

Расчёт движения инструмента в САМ-системе осуществлялся относительно этой точки. При внеплановом или плановом изменении величин R21 или R22 происходит смещение заготовки в пространстве вдоль оси поворотного стола "А". Именно по этой причине ранее рассчитанные управляющие программы необходимо было пересчитывать с учётом изменившихся значений. Данная технология работы была очень громоздкой.

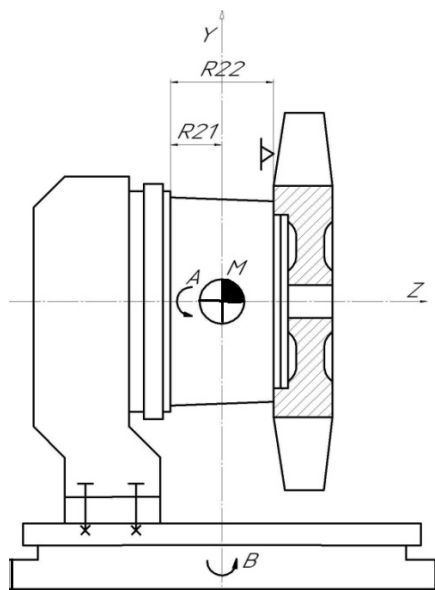


Рис. 6. Система координат программирования при классической схеме расчёта:
R21 – параметр PIVOT OFFSET;
R22 – высота приспособления.

Практика показала, что необходимость пересчёта программ возникает довольно часто, так как после каждого ремонта станка и его последующей настройки, параметр R21 изменяется. Также, если взять другое приспособление (параметр R22), высота которого хотя бы на сотые доли миллиметра не совпадает с первым, УП также необходимо было пересчитывать с учётом новой величины.

Ко всему прочему, даже на нескольких станках одной модели параметр R21 – “PIVOT OFFSET” – есть величина переменная, и программу нельзя было переставить со станка на станок без пересчёта. Программы были не взаимозаменяемые.

Пересчёт одних и тех же УП на разные станки одной модели с разными станочными константами представлял очень трудоёмкий процесс и был сопряжён с возможными ошибками.

Для минимизации трудозатрат и исключения возможных механических ошибок при вынужденных пересчётах программ специалисты отдела программирования станков с ЧПУ Управления главного технолога ПАО “Мотор Сич” предложили новый формат УП под систему ЧПУ Sinumerik-840D.

Предложенный формат полностью решал проблему взаимозаменяемости управляющих программ, которые перестали быть зависимы от параметров настройки станка R21 и высоты приспособления R22. Новый метод расчёта хотя и не обладал в полной мере всеми характеристиками, присущими “фирменной” функции TRAORI, однако позволил унифицировать программы и отказаться от трудоёмкого пересчёта при передаче УП со станка на станок.

На модернизированных обрабатывающих центрах ИС-800 с системой ЧПУ Sinumerik-840D в одном из механических цехов предприятия был опробован и отлажен математический модуль, отвечающий за правильность интерпретации параметризованных программ обработки.

В результате автоматизации через разработанный постпроцессор в кадрах УП выводились математические вычисления, учитывающие при качаниях столов параметры R21 и R22. При эксплуатации такого вида программ численное значение “PIVOT OFFSET” и высота приспособления (параметры R21 и R22) вводились наладчиком непосредственно на стойку ЧПУ станка перед обработкой детали. Численные значения этих величин наладчик измерял самостоятельно доступными средствами контроля прямо на станке перед обработкой детали или раньше.

Расчёт траектории движения режущего инструмента выполнялся относительно нулевой точки программирования расположенной на опорном технологическом торце детали (рис. 7), т.е. на опорной поверхности приспособления. Расчет, заложенный в УП, позволял сместить базу на нужную величину.

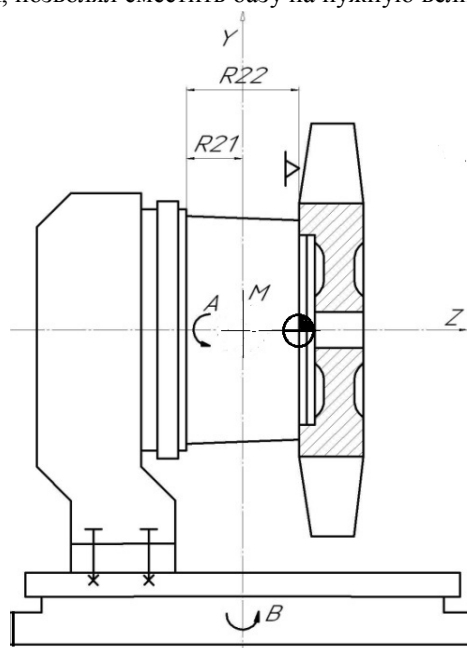


Рис. 7. Система координат программирования при новом методе расчёта

Предложенная технология работы позволила на качественно новом уровне подойти к решению актуальной задачи взаимозаменяемости управляющих программ на разные станки одной модели.

После проведенных испытаний и внедрения новой технологии подготовки УП отпала необходимость в пересчёте программ на 5-ти координатное оборудование, вводимое в эксплуатацию после текущего или капитального ремонта.

Управляющие программы можно свободно "переносить" со станка на станок одного типа, и не только! При совпадении осей координат программирования на станках разных моделей, отлаженная и внедренная программа на одном станке, способна работать и на другом. Только подходить к решению этой задачи необходимо с большим вниманием, поскольку на разных станках может отличаться начальные и конечные кадры программы, но это уже совсем другая область применения средств автоматизации, которая зависит от особенностей программирования на данный станок.



Рис. 8. Пятикоординатный станок ТВ-1005 фирмы LIECHTI

В производственных цехах ПАО "Мотор Сич" успешно эксплуатируются пятикоординатные обрабатывающие центры фирмы LIECHTI TB-1005 (рис. 8). Эти станки и модернизированные станки ИС-800 (рис. 9) имеют схожую кинематическую схему. Это позволило за счёт применения на двух станках фирмы LIECHTI, не имеющих функции TRAORI, параметризации управляющих программ, обеспечить взаимозаменяемость УП. Ранее на эти станки программы рассчитывались независимо друг от друга – на один и на другой станок отдельно.

Благодаря применению параметризации управляющих программ, стало возможным переносить программы со станка на станок, не опасаясь, что параметры станочных констант разные.

Совершенствуя разработанную стратегию расчёта, специалисты отдела программирования станков с ЧПУ также разработали автоматизацию перевода любой ранее рассчитанной УП без параметров в новый формат, поддерживающий параметризацию. Благодаря этому, были значительно сокращены сроки подготовки управляющих программ обработки деталей на обрабатывающих центрах.



Рис. 9. Модернизированный 5-ти координатный станок ИС-800 с системой ЧПУ SINUMERIK-840D



Рис. 10. Рабочая зона модернизированного 5-ти координатного станка ИС-800

Заключение

Рассматривая новые инновационные подходы к решению производственных и технологических задач, полученный положительный эффект от внедрения прогрессивных методов расчёта позволил поднять на качественно новый уровень эксплуатацию модернизированного оборудования с ЧПУ и доказал перспективность постоянного совершенствования методов подготовки управляющих программ пятикоординатной обработки.

Литература

1. Бурма, А. Ф. Изготовление, модернизация и ремонт обрабатывающих центров, станков с ЧПУ и другого оборудования на АО "Мотор Сич" [Текст] / А. Ф. Бурма // *Промышленность в Фокусе*. – 2013. – Т.5, №9. – С. 30- 37.

2. Панасенко, В. А. АО "Мотор Сич": интел-

лектуальный и производственный потенциал - гарант успеха предприятия [Текст] / В. А. Панасенко // *Промышленность в Фокусе*. – 2013. – Т.5, № 9. – С. 49- 51.

3. Столы программно-поворотные и системы круговых осей [Текст] : справ. – Запорожье : АО Мотор Сич, 2013. – 23 с.

Поступила в редакцию 5.04.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. технология авиационных двигателей А. Я. Качан, Запорожский национальный технический университет, Запорожье, Украина.

УНІФІКАЦІЯ КЕРУЮЧИХ ПРОГРАМ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ ГТД НА П'ЯТИКООРДИНАТНИХ ВЕРСТАТАХ З ЧПК

В. Ф. Мозговой, В. О. Панасенко, К. Б. Балушок, М. К. Бирук

Розглянуто метод підготовки керуючих програм багатокоординатної обробки деталей ГТД на модернізованих п'ятикоординатних верстатах з ЧПК. Особливість підготовки програм обробки полягає в запропонованому методі параметризації керуючих програм з метою виключення необхідності перерахунку раніше розрахованої програми з причини змінених технологічних параметрів підготовки виробництва, якими є геометричні константи верстата і висота верстатного пристосування. Проведені випробування працездатності параметризованих керуючих програм показали високу ефективність і економічність даного методу при вирішенні технологічних завдань забезпечення виробництва програмами безперервної п'ятикоординатної і позиційної обробки деталей авіаційних двигунів.

Ключові слова: трансформація, система координат, інструмент, лопатка, верстат з ЧПК, вектор нормалі, позиційна обробка, радіус гойдання, жорсткість, шорсткість, точність обробки.

UNIFICATION OF OPERATING PROGRAMS OF PROCESSING DETAILS TURBINE ENGINE ON FIVE-COORDINATE MACHINE CNC

V. F. Mozgovoj, V. A. Panasenko, K. B. Baluchok, M. K. Biruk

The method of preparation of operating programs of multicoordinate processing of details turbine engine on the modernised five-co-ordinate machine tools with CNC is considered. Feature of preparation of programs of processing consists in the offered method of parametrization of operating programs for the purpose of an exception of necessity of recalculation before the calculated program because of the changed technological parameters of preparation of manufacture what geometrical constants of the machine tool and height of machine adaptations are. Tests have health parameterized control programs have shown high effectiveness and efficiency of this method for solving technological problems to ensure continuous production programs and positional five-axis machining of aircraft engine parts.

Key words: programe, monowell, machin CNC, programing, strategie manufacturing, accuracy of processing, adaptation, parametrs.

Мозговой Владимир Фёдорович – канд. техн. наук, Главный технолог, ПАО "Мотор Сич", Запорожье, Украина, e-mail: ugt@motorsich.com.

Панасенко Валерий Александрович – нач. отд. программирования станков с ЧПУ УГТ, ПАО "Мотор Сич", Запорожье, Украина, e-mail: ugt@motorsich.com.

Балушок Константин Брониславович – канд. техн. наук, зам. Гл. технолога, ПАО "Мотор Сич", Запорожье, Украина, e-mail: ugt@motorsich.com.

Бирук Михаил Карпович – инженер-программист УГТ, ПАО "Мотор Сич", Запорожье, Украина, e-mail: ugt@motorsich.com.

УДК 621.92

Н. Ю. КАЛИНИЧЕНКО, С. Е. МАРКОВИЧ

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

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЁТА ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ В ПРИПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЯХ ДЕТАЛЕЙ ОБРАБАТЫВАЕМЫХ ПО ТЕХНОЛОГИИ ПЛАНЕТАРНОГО ШЛИФОВАНИЯ

Сформулирована проблематика необходимости исследования температурных полей в процессе обработки деталей авиационных двигателей. В работе представлена температурная модель, описывающая процесс глубинного шлифования деталей методом конечных разностей с учётом кинематических особенностей планетарной шлифовальной головки (ПШГ). Получены зависимости, позволяющие определять в любой момент времени процесса обработки: длину мгновенной дуги контакта, температуру заготовки и распределение температурных источников по поверхности контакта. Результаты теоретических исследований разработанной математической модели проверены экспериментальным способом.

Ключевые слова: температурное поле, метод конечных разностей, планетарная шлифовальная головка (ПШГ), планетарное шлифование, детали авиационных двигателей

Введение

Одна из главных проблем, возникающих в процессе шлифования – это управление количеством теплоты, переносимой в заготовку. Особенно эта проблема актуальна для высокоскоростного и глубинного шлифования.

Известно, что в процессе абразивной обработки около 80% энергии, затрачиваемой на шлифование, переходит в тепловую. Данный фактор является одним из доминирующих при формировании поверхностного слоя детали. Автором работы [1] установлено, что при традиционной схеме глубинного шлифования в деталь поступает 33% тепла, выделившегося в зоне шлифования, а в случае использования планетарной схемы – 29%. В работе [2] доказано, что 70% образуемой тепловой энергии поступает в деталь, и 30% в режущий инструмент. Такие различия можно объяснить аналитическим представлением, используемым исследователем в своем математическом аппарате.

Постановка задачи и цель исследования

Большинство современных теоретических исследований имеют существенные ограничения в области их применения по причине введения допущений и ограничений для аналитического описания процессов шлифования. Например, авторами работы [2] выведено теоретическую зависимость распределения температуры на поверхности детали и в подповерхностных слоях для случая глубинного шли-

фования. Но авторами не уточнено, какие именно абразивные зерна выбраны для расчёта (режущие или деформирующие). Так в работе [3] разработана математическая модель изменения температуры по глубине детали при резании прерывистым осциллирующим шлифовальным кругом, однако, данная модель не учитывала тепло, уносимое со стружкой. Также на сегодняшний день не существует аналитических моделей, способных с высокой степенью достоверности учитывать влияние кинематики процесса планетарного шлифования на формирование тепловых полей в зоне резанья. Таким образом, целью данной работы является разработка математической модели, позволяющей рассчитывать температурные поля в зоне резанья при глубинном планетарном шлифовании.

Для достижения указанной цели необходимо решить ряд задач связанных с определением в любой момент времени процесса обработки длины мгновенной дуги контакта, температуры заготовки и распределение температурных источников по поверхности контакта.

Решение проблемы

Разрабатываемая двумерная модель исследования нестационарного температурного поля, обрабатываемого в процессе глубинного шлифования с применением ПШГ, позволит получать в любой момент времени: температуру детали $T(x, y, \tau)$, длину дуги контакта $L_{\text{конт}}^{\text{МГН}}(\tau)$ и глубину прижога $h_{\text{приж}}(\tau)$ (в случае его возникновения). С. Г. Редько [4] предло-

жил метод определения температуры шлифования, суть которого основывается на работе единичных абразивных зёрен шлифовального круга и последовательным наложением элементарных тепловых импульсов от зерен, причем нагрев шлифуемой поверхности является результатом такого многократного наложения. Алгоритм модели представлен на рисунке 1.

Расчёт начинается заданием всех необходимых исходных данных. К ним относятся **геометрические характеристики** режущего инструмента: $R_{\text{пшг}}$, R_K , B , z , i , L ; **технические характеристики круга**: z_K , C_V , r ; **кинематические характеристики**: $v_{\text{кр}}$, $\omega_{\text{кр}}$, $v_{\text{пшг}}$, $\omega_{\text{пшг}}$, t_K , $L_{\text{конт}}^{\text{МГН}}$; **физические свойства материала круга и заготовки**: ρ_z , $\rho_{\text{св}}$, ρ , λ_z , $\lambda_{\text{св}}$, λ , c_z , $c_{\text{св}}$, c ,

τ_p , a ; **технологические режимы обработки**: $S_{\text{пр}}$, t . Затем определяются основные параметры математической модели, которые далее будут использоваться в расчётах: τ – время контакта круга с заготовкой, Δt – расчётный интервал времени, φ – угол контакта круга с деталью, Δh – размер квадратной ячейки, $L_{\text{рх}}$ – длина рабочего хода инструмента, m – число положений круга, на которые разбивается зона его контакта. Данные параметры будут задействованы в дальнейшем при расчёте температуры в зоне контакта абразивного зерна с поверхностью заготовки, при описании механизма удаления материала шлифовальным кругом и в других модулях разрабатываемой математической модели.

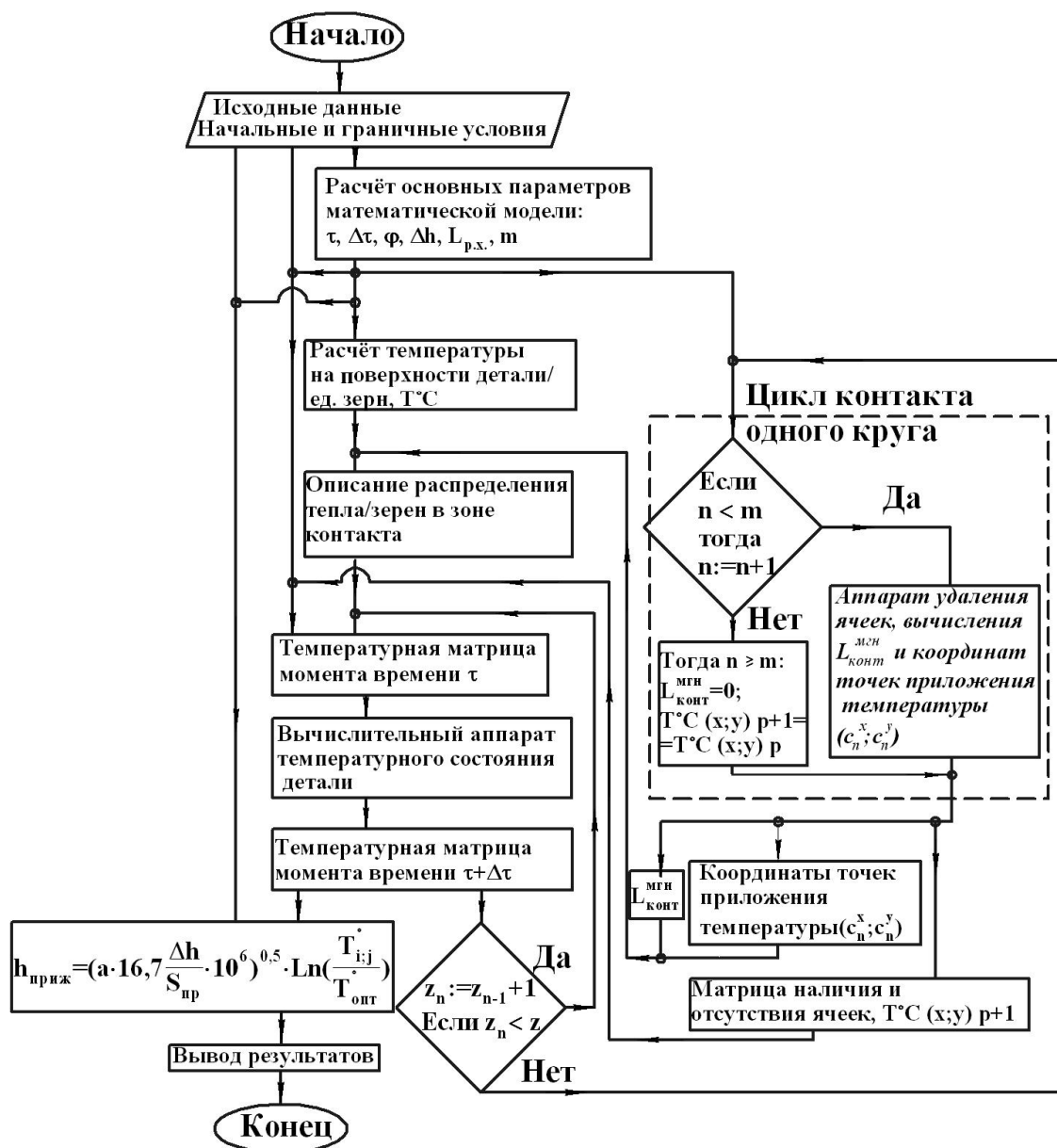


Рис. 1. Алгоритм разрабатываемой тепловой модели

На следующем этапе выполняется расчёт температуры на поверхности контакта абразивного зерна с заготовкой по зависимости [5], адаптированной для процесса глубинного планетарного шлифования:

$$T_m = 0,074 \frac{\tau_p}{(c \cdot \rho)_3} B_{\text{ПШГ}}^{0,05} H^{0,03} U^{-0,02} M^{-0,07} \cdot \Gamma^{-1,22} G^{-0,12} B_i^{-0,15} L_{\text{ПШГ}}^{0,38} F_0^{0,08},$$

где $B_{\text{ПШГ}} = \frac{V_3}{V_K \pm V_\Gamma}$ – относительная скорость шлифования («+» при попутном вращении шлифовального круга с головкой), $H = \frac{t}{R_K}$ – относительная глубина шлифования, $U = c_v R_K^4$ – безразмерный комплекс, характеризующий плотность зерен в переходном слое, c_v – градиент плотности режущих зерен, $M = \frac{Z_K}{R_K}$ – безразмерная зернистость круга, Z_K – зернистость круга по ГОСТ 3647-80, $\Gamma = \frac{\lambda}{\lambda_3}$ – критерий, характеризующий теплофизические свойства обрабатываемого материала заготовки по отношению к материалу зерна, $G = \frac{\lambda_{\text{св}}}{\lambda_3}$ – критерий, характеризующий теплофизические свойства связки круга по отношению к материалу зерна, $B_i = \frac{a}{\lambda_3} Z_K$ – критерий, характеризующий интенсивность теп-

лообмена с окружающей средой,

$$L_{\text{ПШГ}} = \frac{(V_K \pm V_\Gamma) \cdot Z_K}{a} \text{ – критерий, аналогичный}$$

критерию Пекле («+» при попутном вращении шли-

фовального круга с головкой), $F_0 = a \frac{\sqrt{2R_K \cdot t}}{V_K Z_K}$ –

критерий Фурье, характеризующий время действия теплового источника.

Параллельно с модулем вычисления температуры T_m включается модуль, описывающий удаление материала с поверхности заготовки за один цикл работы круга ПШГ (рис. 2).

Выходными данными этого модуля являются значения $L_{\text{КОНТ}}^{\text{МГН}}$ – мгновенная длина дуги контакта круга с заготовкой, а также $M = (m_{ij})_{i=1, j=1}^{m, n}$ – матрица наличия и отсутствия ячеек для всех заданных положений круга ПШГ в момент его контакта с заготовкой. Далее эти данные будут необходимы для расчёта количества температурных источников и для описания распределения температуры в подповерхностных слоях обрабатываемой детали.

На следующем этапе производится расчёт количества источников температуры, взаимодействующих в зоне резания с поверхностью детали в исследуемые моменты времени. Для этого необходимо задаться параметрами режущего инструмента: Z_K , R_K , а также выполнить расчёты значений расстояния между вершинами зерен и длиной дуги контакта круга с заготовкой.

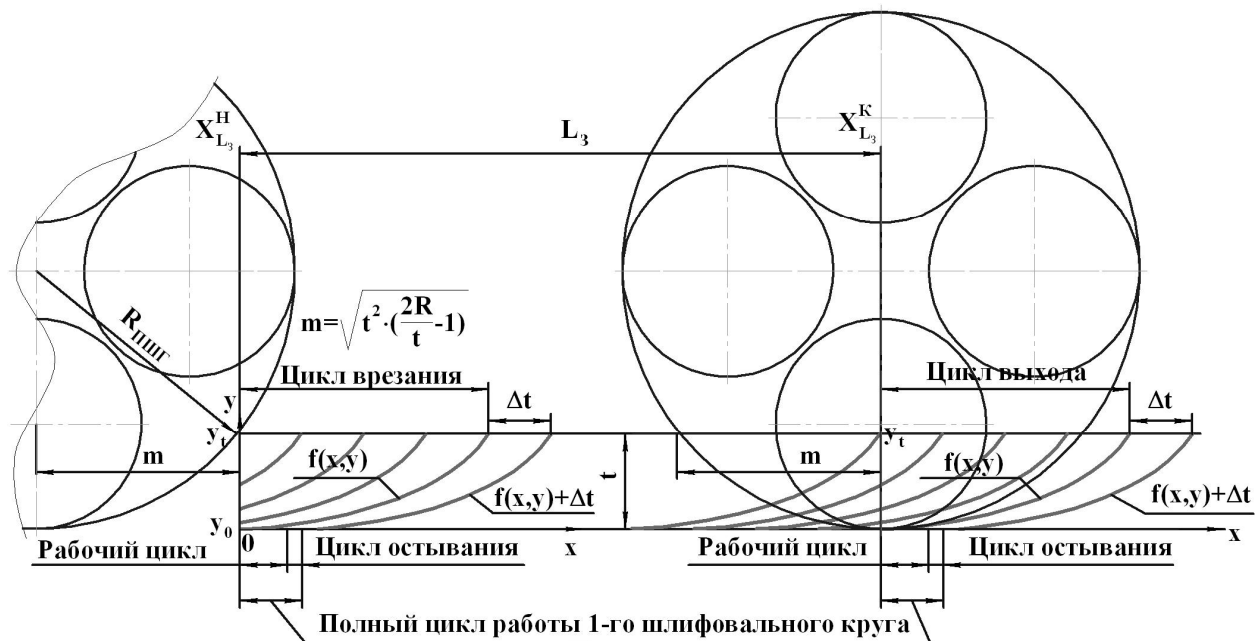


Рис. 2. Циклы обработки детали

Кроме того, на данном этапе производится формирование узловой сетки в исследуемой плоскости распределения температурного поля детали. В нашем исследовании сетка будет иметь квадратные ячейки, т.е. $\Delta x = \Delta y = \Delta h$. Значение величины Δh играет важную роль в ходе решения нестационарной тепловой задачи и влияет на его устойчивость и степень достоверности. В зависимости от расположения узла, критерии устойчивости вычисления его температуры имеют вид (рис. 3), [6]:

- для граничного узла, расположенного на внешнем углу с конвекцией на границе

$$F_0(1 + Bi) \leq \frac{1}{4};$$

- для граничного узла, расположенного на плоскости с конвекцией на границе $F_0(2 + Bi) \leq \frac{1}{2}$;

- внутренний узел квадратной ячейки $F_0 \leq \frac{1}{4}$.

Из вышеизложенного следует максимально приближенное к действительности представление характера распределения зерен абразивного круга как источников температуры в зоне контакта его с заготовкой.

На следующем этапе образуется матрица значений температур поверхностного слоя детали в момент времени t . В начальный момент времени значения её ячеек заполняются исходя из начальных и

граничных условий. Затем в процессе работы ПШГ значения матрицы температур начинают изменяться, тем самым образуя температурную матрицу момента времени $t+1$. В результате получаем информацию о температуре в любой точке исследуемой области детали для любого момента времени. Данная информация может быть использована как для выявления критических температур, вызывающих возникновение шлифовочных дефектов, так и для определения глубины их проникновения.

На последнем этапе выводятся результаты работы математического аппарата, и работа модели завершается. Последующий анализ результатов проведенного моделирования позволит оптимизировать режимы обработки деталей из различных материалов с целью достижения большей производительности и при условии избегания образования температурных дефектов.

С целью проверки работоспособности разработанной модели проведен расчёт температуры детали из стали 4X5MФ1С ($\lambda=22$ Вт/(м·град); $c=0,580$ Дж/(кг·град); $\rho = 7716$ кг/м³), обрабатываемой ПШГ с диаметром кругов 100 мм. Обработка производилась без применения СОЖ, а теплообмен осуществлялся между открытой поверхностью и потоком воздуха, увлекаемого периферией ПШГ: $\lambda_1=0,0257$ Вт/(м·град); $c_1=1004,18$ Дж/(кг·град); $\rho_1 = 1,293$ кг/м³. Режимы обработки: $V_{\text{водила}} = 20$ м/с,

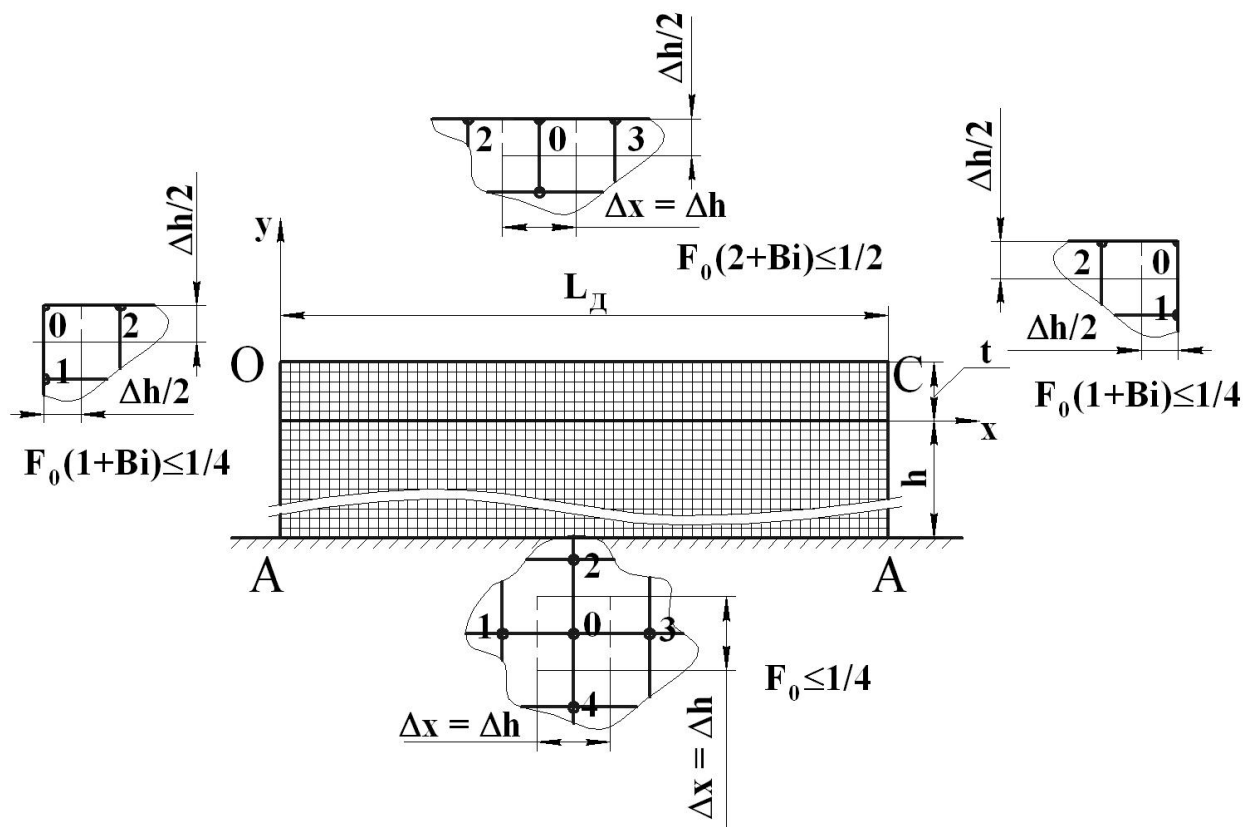


Рис. 3. Разбиение детали на ячейки

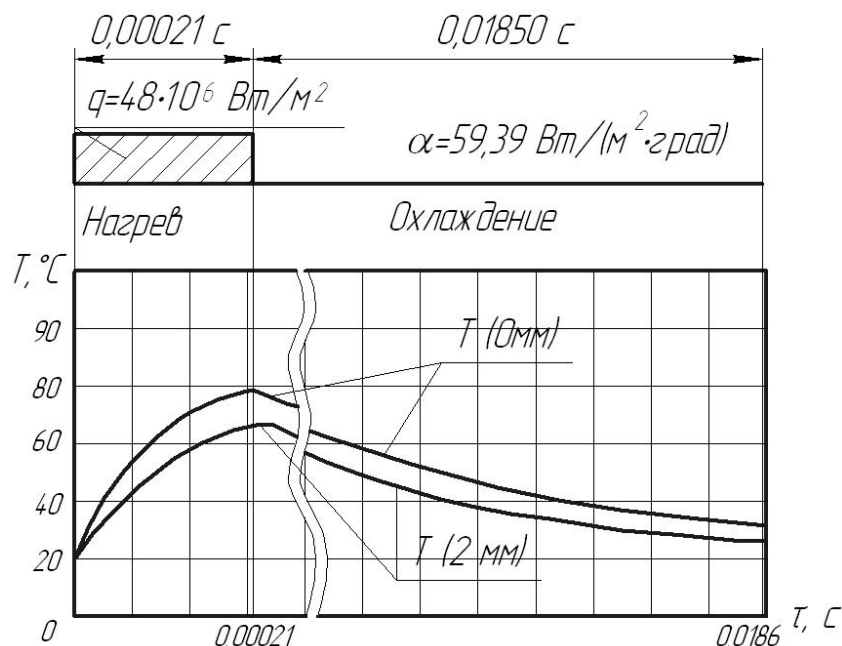


Рис. 4. Изменение температуры шлифования $T^{\circ}\text{C}$ во времени на этапах нагрева ($0 \dots 0,00021$ с) и охлаждения ($0 \dots 0,0185$ с): $T(0 \text{ мм})$ – температура на поверхности обрабатываемой детали; $T(2 \text{ мм})$ – температура на глубине 2 мм под обрабатываемой поверхностью

$S_{\text{пр}} = 1 \text{ мм/с}$, $t = 1,5 \text{ мм}$. На рис. 4 видно, что на глубине 2 мм температура продолжает увеличиваться до максимального значения $68,7^{\circ}\text{C}$, даже на этапе охлаждения, а затем уменьшается. Этот факт подтвержден и экспериментальными исследованиями, т.е. температура глубинных слоев материала может превышать температуру вышележащих слоев. Происходит изменение направления теплового потока, которое оказывает значительное влияние на характер структурно-фазовых превращений материала поверхностного слоя.

Заключение

Созданный универсальный математический аппарат позволяет выполнять расчёт полей температур и интенсифицировать процесс обработки деталей АД глубинным шлифованием для случаев использования ПШГ, прерывистого и традиционного (со сплошной поверхностью) шлифовальных кругов, в качестве режущего инструмента, за счёт моделирования теплового процесса для различных режимов обработки. Таким образом отпадает надобность в проведении длительных и дорогостоящих экспериментов с целью выявления наиболее благоприятных и экономически целесообразных режимов обработки.

Данная математическая модель положена в основу разрабатываемой технологической системы, позволяющей в режиме реального времени управлять параметрами качества поверхностного слоя

детали, что особенно актуально при производстве критических деталей аэрокосмической техники.

Литература

1. Курин, М. А. Дослідження технології планетарного глибинного шліфування плоских поверхонь деталей авіаційних двигунів [Текст] : дис. ... канд. тех. наук : 05.07.02; захищена 13.05.11 ; утв. 26.09.011 / Курин Максим Александрович. – Х., 2011. – 179 с.
2. Чирков, Г. В. Использование основных признаков нанотехнологии в технических системах [Текст] / Г. В. Чирков // Технология машиностроения. Сер.: Специальные виды технологий. – 2008. – Вып. № 3. – С. 35 – 43.
3. Исследование и разработка конструкции самоосциллирующего круга с прерывистой режущей поверхностью [Текст] / Ю. А. Сизый, Д. В. Сталинский, А. Ю. Пирогов, О. Н. Бутко // Технологии в машиностроении : сб. науч. тр. Национального технического университета "ХПИ". – Вып. 22. – Х., 2008. – С. 85 – 90.
3. Редько, С. Г. Процессы теплообразования при шлифовании металлов [Текст] / С. Г. Редько. – Саратов : Издательство Саратовского университета, 1962. – 231 с.
4. Оптимизация технологии глубинного шлифования [Текст] : производственное издание / С. С. Силин, Б. Н. Леонов, В. А. Хрульков и др. – М. : Машиностроение, 1989. – 120 с.
5. Крейт, Ф. Основы теплопередачи [Текст] : пер. с англ. / Ф. Крейт, У. Блэк. – М. : Мир, 1983. – 512 с.

Поступила в редакцию 10.06.2014, рассмотрена на редколлегии 12.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф. каф. «Технология производства двигателей летательных аппаратов» В. Ф. Сорокин, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ТЕПЛОФІЗИЧНА МОДЕЛЬ РОЗРАХУНКУ ТЕМПЕРАТУРНИХ ПОЛІВ У ПРИПОВЕРХНЕВИХ ШАРАХ ДЕТАЛЕЙ ОБРОБЛЮВАНИХ ЗА ТЕХНОЛОГІЄЮ ПЛАНЕТАРНОГО ШЛІФУВАННЯ

М. Ю. Калініченко, С. Є. Маркович

Сформульовано проблематику необхідності дослідження температурних полів в процесі обробки деталей авіаційних двигунів. В роботі представлена температурна модель, що описує процес глибинного шліфування деталей методом скінчених різниць з урахуванням кінематичних відмінностей планетарної шліфувальної головки (ПШГ). Отримано залежності, що дозволяють визначати у будь-який момент часу процесу обробки: довжину миттєвої дуги контакту, температуру заготовки і розподіл температурних джерел по поверхні контакту. Результати теоретичних досліджень розробленої математичної моделі перевірено за допомогою експерименту.

Ключові слова: температурне поле, метод скінчених різниць, планетарна шліфувальна головка (ПШГ), планетарне шліфування, деталі авіаційних двигунів

THE THERMAL MODEL OF ESTIMATION THERMAL FIELDS BELOW NEAR-SURFACES OF PARTS WHICH MACHINED BY PLANETARY GRINDING TECHNOLOGY

N. Y. Kalinichenko, S. E. Markovich

The range of problems were formulated with regard to the need to study the problems of temperature fields in the processing of aircraft engine parts. At this article were proposed the temperature model describing the process of creep feed grinding parts finite difference method based on kinematical features of planetary grinding head (PGH). The dependencies for defining at any time processing: the instantaneous length of the arc of contact, the temperature of the workpiece and the temperature distribution of sources over the contact surface. The theoretical results of the developed mathematical models have been tested by an experimental method.

Key words: thermal field, finite difference method, the planetary grinding head (PGH), planetary grinding, creep-feed grinding, parts of aircraft engines.

Калініченко Николай Юрьевич – мл. науч. сотр. каф. «Технологии производства двигателей летательных аппаратов», Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

Маркович Сергей Евгеньевич – канд. техн. наук, доцент, доцент каф. «Технология производства двигателей летательных аппаратов», Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

УДК 629.735.33.002: 621.9.06-529: 004.421

В. Ф. СОРОКИН, В. В. КОМБАРОВ, И. А. ТЕРНЮК*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

СТАБИЛИЗАЦИЯ КОНТУРНОЙ СКОРОСТИ В СПЛАЙНОВОМ ИНТЕРПОЛЯТОРЕ СИСТЕМЫ ЧПУ ПО КРИТЕРИЮ ВЫСОКОГО БЫСТРОДЕЙСТВИЯ

Рассмотрена задача обеспечения интерполятором системы ЧПУ высокой стабильности контурной скорости движения инструмента при обработке сложнофасонных поверхностей. Решение задачи сводится к высокоточному вычислению в режиме реального времени расстояния, проходимого инструментом по криволинейной траектории за один такт управления. Разработана классификация методов стабилизации контурной скорости. Показано, что непрямой безитерационный метод вычисления тактовой длины траектории является самым экономичным по объему вычислений. Проблема сокращения объема вычислений решена использованием вспомогательной функции, связывающей длину траектории с параметром её математической модели. Время вычисления значения вспомогательной функции не зависит от её размера. Разработан алгоритм безитерационного метода стабилизации контурной скорости. Результаты эксперимента подтвердили высокое быстродействие данного метода.

Ключевые слова: высокоскоростная обработка, система ЧПУ, сплайновая интерполяция, скорость, стабилизация.

Введение

Одной из проблем, стоящих перед разработчиками технологических процессов высокоскоростной обработки деталей на станках с ЧПУ, является обеспечение плавности изменения кинематических параметров движения рабочих органов оборудования (скорости, ускорения, рывка) [0 - 3].

Решение этой проблемы зависит не только от планирования гладких траекторий обработки и плавных графиков изменения контурной скорости движения инструмента, но и от точности реализации этих планов в системе числового программного управления оборудованием.

Важно в интерполяторе системы ЧПУ в режиме реального времени точно вычислять длину участка траектории обработки, проходимую инструментом за время одного такта управления (0,001 сек). Некорректная и неточная оценка тактовой длины траектории приводит к нежелательным резким колебаниям контурной скорости и, как следствие, к скачкам в графиках осевых скоростей, ускорений и рывков [4].

Такие скачки нивелируют плавность теоретических траекторий и графиков скоростей, а при увеличении рабочих подач обработки отрицательно влияют на динамику работы оборудования и существенно повышают погрешность позиционирования его рабочих органов.

Процесс максимально-точного вычисления тактовой длины траектории обработки в интерполяторе системы ЧПУ называется *стабилизацией контурной скорости*.

Как показывает практика, для современного оборудования с ЧПУ необходимо обеспечивать стабильность контурной скорости на каждом такте управления на уровне 0,001%.

В работе [5] приведен алгоритм решения задачи вычисления тактовой длины криволинейной траектории обработки, обеспечивающий стабильность контурной скорости в диапазоне (– 0,11 %, +0,09 %).

Очевидно, что этот результат не обеспечивает заданного уровня стабильности контурной скорости при высокоскоростной обработке.

В тезисах доклада [6] авторами предложено три метода, обеспечивающих необходимый уровень стабилизации контурной скорости, а в статье [7] разработан метод прямой стабилизации, отличающийся возможностью получения результата с любой заданной точностью, но в то же время и с самым низким (из трех) быстродействием.

Целью данной статьи является разработка алгоритма стабилизации контурной скорости по критерию высокого быстродействия, применение которого целесообразно в интерполяторах систем ЧПУ, имеющих вычислительные устройства низкой производительности.

1. Математическая постановка задачи стабилизации контурной скорости

Для простоты восприятия, постановку задачи стабилизации контурной скорости рассмотрим на классическом примере трехкоординатной обработки.

Представим математическую модель траекто-

рии движения инструмента при обработке на оборудовании с программируемыми осями X, Y, Z (рис.1) в виде векторного параметрического уравнения

$$\mathbf{r} = \mathbf{r}(u), \quad u \in [u_0, u_n], \quad (1)$$

где u_0 – параметр в начальной точке кривой;
 u_n – параметр в конечной точке кривой.

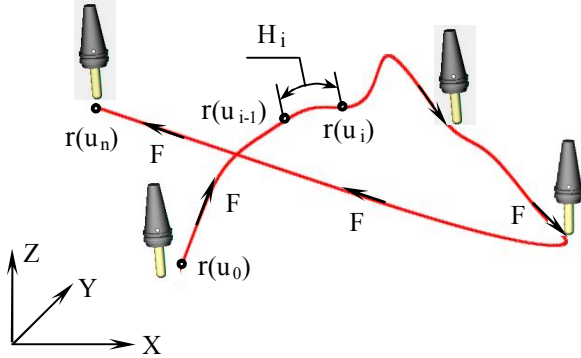


Рис. 1. Траектория движения инструмента

Скалярная форма этого уравнения имеет вид:

$$X = x(u), \quad Y = y(u), \quad Z = z(u). \quad (2)$$

С одной стороны, длина участка траектории обработки на интервале $u \in [u_{i-1}, u_i]$ определяется по формуле

$$S(u_{i-1}, u_i) = \int_{u_{i-1}}^{u_i} \sqrt{\left[\frac{\partial x(u)}{\partial u}\right]^2 + \left[\frac{\partial y(u)}{\partial u}\right]^2 + \left[\frac{\partial z(u)}{\partial u}\right]^2} du. \quad (3)$$

С другой стороны, расстояние перемещения инструмента с заданной контурной скоростью F за время одного такта управления τ определяется соотношением

$$H = F \cdot \tau \quad (4)$$

и называется *тактовой длиной траектории*.

Величина тактовой длины траектории численно равна *тактовой скорости*, то есть перемещению, совершаемому инструментом за один такт управления.

Тогда задача стабилизации контурной скорости сводится к решению интегрального уравнения

$$S(u_{i-1}, u_i) = H \quad (5)$$

с целью определения неизвестного значения параметра u_i и последующего расчета по математической модели (2) координат точки $\mathbf{r}(u_i)$, отстоящей от точки $\mathbf{r}(u_{i-1})$ на расстояние H_i (рис. 1), отличающееся от заданной соотношением (4) тактовой длины траектории на величину вычислительной погрешности, которую принято оценивать в процентах и рассчитывать по формуле

$$\delta_i = \frac{H_i - H}{H} \cdot 100\%, \quad i = \overline{1 \dots n}, \quad (6)$$

где H – заданная соотношением (4) тактовая длина траектории; H_i – фактическая тактовая длина траектории на i -м цикле управления; n – количество циклов управления, необходимых для движения по траектории

$\mathbf{r} = \mathbf{r}(u)$ на интервале $[u_0, u_n]$.

Мерой стабильности контурной скорости на всем рассматриваемом участке криволинейной траектории служат показатели:

$\delta_{\min} = \min_i(\delta_i)$ – минимальная погрешность ($H_i < H$);

$\delta_{\max} = \max_i(\delta_i)$ – максимальная погрешность ($H_i > H$);

$\delta_{\text{ср}} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n |\delta_i|$ – средняя погрешность;

$\delta_{\text{ср кв}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \delta_i^2}{n-1}}$ – среднеквадратичная погрешность.

Нетривиальность задачи (5) заключается в том, что она решается в режиме реального времени для каждого цикла управления и вычислительное устройство интерполатора системы ЧПУ должно справляться с ней за время существенно меньшее одного такта управления (например, $\tau = 0,001$ сек).

2. Классификация методов стабилизации контурной скорости

Рассуждения предыдущего раздела позволяют сделать обобщающий вывод, что задачу вычисления тактовой длины траектории (стабилизации контурной скорости) обработки можно решать в математической постановке (3) – (5) для любых интерполаторов систем ЧПУ, включая классические линейно-круговые.

Просто для траекторий, заданных отрезками прямых линий или дугами окружностей, интеграл (3) берется аналитически, и задача стабилизации контурной скорости сводится к прямому расчету значений тактовой длины по достаточно простым алгебраическим выражениям. Очевидно, что с такой задачей справится любое современное вычислительное устройство.

Иначе обстоит дело с криволинейными траекториями, которые задаются сплайн-функциями, эвольвентами, спиралями Архимеда и др.

В этом случае интегральное уравнение (5) приходится решать итерационными численными методами в режиме реального времени, а качество решения поставленной технической задачи зависит от множества таких факторов, как: быстродействие и объем памяти вычислительного устройства системы ЧПУ; структура и организация работы интерполатора; информативность и вычисляемость метода геометрического моделирования траекторий движения инструмента; разнообразие и эффективность методов стабилизации контурной скорости и др.

Организация работы интерполаторов в современных системах ЧПУ достаточно гибкая и предоставляет много возможностей для выбора методов

решения технологических задач.

Структурно интерpolator системы ЧПУ для высокоскоростной обработки целесообразно строить по двухуровневой схеме (рис. 2).

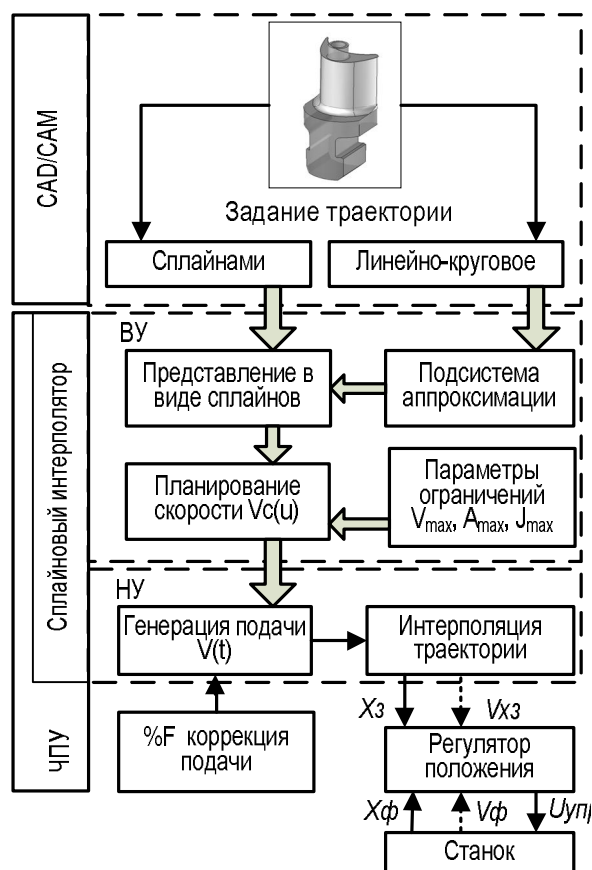


Рис. 2. Структурная схема системы ЧПУ со сплайновым интерполятором

На верхнем уровне (ВУ) решаются задачи не требующие режима реального времени, а задачи нижнего уровня (НУ) решаются в режиме реального времени.

Среди задач верхнего уровня необходимо выделить два блока. Блок «представление в виде сплайнов» обеспечивает формирование математической модели криволинейной траектории движения инструмента, а блок «планирование подачи» - формирование программы плавного изменения контурной скорости движения инструмента внутри кадра с учетом гладких законов разгона-торможения и ограничений оборудования. Кроме того существует блок подготовительных расчетов, задачей которого является подготовка вспомогательных данных для снижения вычислительной нагрузки нижнего уровня.

Расчет тактовой длины траектории осуществляется на нижнем уровне интерполятора, а время и точность решения задачи, на которые, как отмечалось ранее, накладываются жесткие ограничения, зависят от эффективности используемого метода.

Методы стабилизации контурной скорости

можно классифицировать по способу решения интегрального уравнения (5) при вычислении тактовой длины траектории в интерполяторе системы ЧПУ.

По данному показателю целесообразно разделить методы стабилизации на два класса: *прямые* и *непрямые* (табл. 1).

Таблица 1

Классификация методов стабилизации скорости

Класс метода	Способ решения
Прямой	Аналитический
	Численный
Непрямой	Итерационный
	Безитерационный

Прямым методом стабилизации будем называть метод, обеспечивающий решение интегрального уравнения (5) и вычисление тактовой длины траектории целиком на нижнем уровне интерполятора без использования полученных на верхнем уровне вспомогательных функций.

Соответственно методы, использующие для расчета тактовой длины кроме уравнения траектории обработки (1) еще и некоторые вспомогательные функции, будем называть *непрямыми методами интерполяции*.

В свою очередь прямые методы можно разделить на *аналитические* и *численные*, а непрямые – на *итерационные* и *безитерационные*.

В *аналитических методах* осуществляется прямое вычисление тактовой длины траектории по алгебраическим выражениям, полученным при аналитическом решении интегрального уравнения (5). Эти методы самые точные и быстродействующие, но их использование ограничено интегрируемыми функциями для моделирования траекторий обработки (например, отрезками прямых и дугами окружностей в линейно-круговых интерполяторах).

Численные прямые методы базируются на итерационном алгоритме решения уравнения (4), при котором значение u_i , обеспечивающее выполнение условия

$$\frac{|S(u_1, u_2) - F \cdot \tau|}{F \cdot \tau} \cdot 100 < \varepsilon,$$

определяется путем целенаправленного изменения на каждой итерации параметра u_i и многократного численного вычисления интеграла (3). Эти методы универсальны и обеспечивают стабилизацию контурной скорости с заданной допустимой погрешностью ε , однако обладают относительно низким быстродействием, что мешает использовать их в интерполяторах систем ЧПУ с вычислительными устройствами низкой производительности.

Описание эффективного прямого численного метода стабилизации контурной скорости для сплайнового интерполятора приведено в работе [7].

Использование не прямых методов стабилизации контурной скорости мотивировано желанием сокращения вычислительной работы в реальном времени на нижнем уровне интерполятора за счет переноса части вычислений на верхний уровень. Естественно это приведет к увеличению погрешности получаемого результата и к появлению дополнительной информации, которую необходимо передавать с верхнего уровня интерполятора на нижний перед началом обработки каждого сегмента траектории.

В итерационных не прямых методах стабилизации контурной скорости исключается процесс численного вычисления интеграла (3), но остается итерационный процесс определения параметра u_i .

Осуществить эту стратегию можно, если на верхнем уровне интерполятора создать вспомогательную аналитически интегрируемую функцию, аппроксимирующую подинтегральную функцию

$$f(u) = \sqrt{x'(u)^2 + y'(u)^2 + z'(u)^2}$$

на всей области определения сегмента траектории обработки $u \in [u_0, u_n]$.

Для этого на верхнем уровне интерполятора производится предварительное вычисление подинтегральной функции $f(u_k)$ в некоторых опорных точках $u_k \in [u_0, u_n]$ с последующей аппроксимацией полученных пар чисел (u_k, f_k) вспомогательной аналитически интегрируемой функцией $\hat{f}(u)$, которая передается на нижний уровень интерполятора до начала ЧПУ обработки данного участка траектории. При этом на нижнем уровне в реальном времени осуществляется такой же, как в прямом методе итерационный процесс с аналитическим вычислением интеграла вспомогательной функции $\hat{f}(u)$.

Кроме погрешности ε , источником вычислительных погрешностей этих методов является погрешность аппроксимации при создании вспомогательной функции $\hat{f}(u)$.

В безитерационных методах стабилизации контурной скорости исключается любой итерационный вычислительный процесс.

Очевидно, что это условие минимизирует время вычисления тактовой длины криволинейной траектории (не считая аналитических методов) и является предметом дальнейшего исследования этой работы.

3. Вычисление тактовой длины траектории безитерационным методом

Осуществить такую стратегию можно, если вспомогательная функция свяжет параметр u уравнения траектории движения инструмента (1) с длиной пути $S(u_0, u)$ от начальной точки $\Gamma(u_0)$ до точки $\Gamma(u)$.

В обобщенной форме эта функция должна иметь вид

$$u = \varphi(S), \quad S \in [0, S_n], \quad (7)$$

$$\text{где } S_n = S(u_0, u_n) = \int_{u_0}^{u_n} \sqrt{x'(u)^2 + y'(u)^2 + z'(u)^2} du.$$

Для создания этой функции вначале на верхнем уровне интерполятора в некоторых опорных точках $u_k \in [u_0, u_n]$ осуществляется численное вычисление интеграла, например по правилу Симпсона

$$S_k = S(u_0, u_k) = \int_{u_0}^{u_k} \sqrt{x'(u)^2 + y'(u)^2 + z'(u)^2} du \quad k=1...m,$$

где m – количество выбранных опорных точек.

Затем полученные пары чисел (S_k, u_k) аппроксимируются с высокой точностью некоторой стандартной функцией (например, сплайн-функцией) на всей области определения $S_k \in [0, S_n]$ и области изменения $u_k \in [u_0, u_n]$ табличных данных.

Для решения задачи аппроксимации предлагается использовать метод оптимального отображения в пространство В-сплайнов с линейной функцией отображения и базисными функциями третьей или пятой степени [8, 9]. В этом случае сплайн-функция для моделирования вспомогательной функции $\varphi(S)$ будет иметь вид

$$u = \varphi(S) = \sum_{j=1}^{N+1} C_j \cdot B_3 \left(\frac{N}{S_n} \cdot S - j \right), \quad (8)$$

где N – размерность пространства В-сплайнов;

C_j – действительные коэффициенты;

$B_3(u)$ – экономичная форма базисного В-сплайна третьей степени, имеющая следующее представление

$$B_3(u) = \frac{1}{6} \cdot \begin{cases} 4 - 3 \cdot (2 - |u|) \cdot u^2, & |u| < 1, \\ (2 - |u|)^3, & 1 \leq |u| < 2, \\ 0, & |u| \geq 2. \end{cases}$$

Параметры вспомогательной функции (8) передаются на нижний уровень интерполятора до начала ЧПУ обработки данного сегмента траектории.

При этом на нижнем уровне в реальном времени осуществляется прямое вычисление по формуле (8) значения параметра u_i , которое соответствует текущей точке позиционирования инструмента в конце i -го такта управления, отстоящей от начальной точки траектории $\Gamma(u_0)$ на расстояние, рассчитываемое по формуле

$$S_i = H \cdot \tau \cdot i, \quad i = \overline{1..n},$$

с последующим вычислением по математической модели (2) координат точки $\Gamma(u_i)$.

Для создания математической модели (1, 2)

траектории обработки также целесообразно использовать метод оптимального отображения в пространство В-сплайнов [8, 9], но с базисными функциями не ниже пятой. Обоснование этого утверждения содержится в работах [2, 10, 11].

Финитность базисных сплайнов $B_3(u)$, $B_5(u)$ в математических моделях траектории обработки (2) и вспомогательной функции (8), а также отсутствие итерационных вычислительных процессов обеспечивает заявленное высокое быстродействие представленного непрямого метода стабилизации контурной скорости.

Иначе обстоит дело с достижением необходимой точности результата. Источником вычислительных погрешностей данного метода является погрешность численного интегрирования и погрешность приближения функции (7) аппроксимируемой функцией (8) при создании вспомогательной функции $\varphi(S)$, которая может достигать значительных величин.

Следует заметить, что стратегия с построением вспомогательной функции (7) использовалась также в работе [5], где была получена неудовлетворительно-высокая погрешность стабилизации контурной скорости в диапазоне $\delta_{\min} = -0,11\%$; $\delta_{\max} = 0,09\%$.

Скорее всего, неудовлетворительный результат связан с отсутствием управления точностью приближения функции (7) при расчете табличных данных (S_k, u_k) и аппроксимации их вспомогательной функцией (8).

Повышать точность приближения функции (7) можно, увеличивая количество выбранных опорных точек в таблице (S_k, u_k) . Однако, условием успешности влияния операции увеличения количества опорных точек на точность стабилизации контурной скорости является возможность аппроксимации всех этих точек на всей области определения $S_k \in [0, S_n]$ табличных данных единственной функцией $\varphi(S)$.

Это условие выполняется при использовании приближающей функции (8) и метода оптимального отображения в пространство В-сплайнов.

Возможности получения высокого быстродействия и необходимой точности стабилизации контурной скорости непрямым безитерационным методом покажем на численном примере.

4. Численный эксперимент

Численный эксперимент для проверки точности и быстродействия прямого метода стабилизации контурной скорости проведем на сегменте криволинейной траектории движения инструмента дли-

ной 155,6 мм (рис. 1). Математическая модель траектории задана сплайн-функцией пятой степени, состоящей из 18 звеньев, то есть $u \in [0, 18]$.

График вспомогательной функции $u = \varphi(S)$ представлен на рисунке 2.

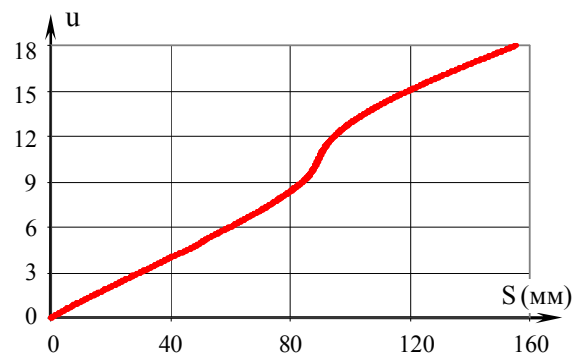


Рис. 2. График вспомогательной функции

Зададим частоту цикла управления $f_{\text{ц}} = 1000$ Гц и контурную подачу обработки $F = 3000$ мм/мин.

Тогда величина такта управления будет равна $\tau = 0,001$ сек.; шаг интерполяции $H = 0,05$ мм, а общее количество рассчитываемых интерполятором точек траектории $n = 3112$.

Выполним расчет для нескольких значений параметра m (табл. 2). Этот параметр определяет количество опорных точек (S_k, u_k) для создания вспомогательной функции $\varphi(S)$ и, как правило, соответствует количеству звеньев N в аппроксимирующей функции (8). В результате расчета определим погрешность стабилизации контурной скорости.

Анализ результатов показывает, что для получения данным методом необходимого уровня точности стабилизации контурной скорости ($\delta \approx 0,001\%$), требуется вспомогательная сплайн-функция с количеством звеньев (коэффициентов C_j) в 20 – 50 раз превышающих количество звеньев в сплайн-функциях, задающих траекторию обработки (2). Для более плавной, чем представлена на рисунке 1, траектории, очевидно, потребуется вспомогательная функция (8) с относительно меньшим количеством звеньев. Однако указанный здесь факт, безусловно, относится к недостаткам рассматриваемого метода.

Таблица 2

Погрешность стабилизации контурной скорости

m	$\delta_{\min} (\%)$	$\delta_{\max} (\%)$	$\delta_{\text{ср}} (\%)$	$\delta_{\text{ср кв}} (\%)$
180	-0,4490	0,5218	0,00868	0,04155
360	-0,0360	0,0352	0,00059	0,00285
540	-0,0066	0,0067	0,00012	0,00055
720	-0,0022	0,0034	0,00004	0,00018

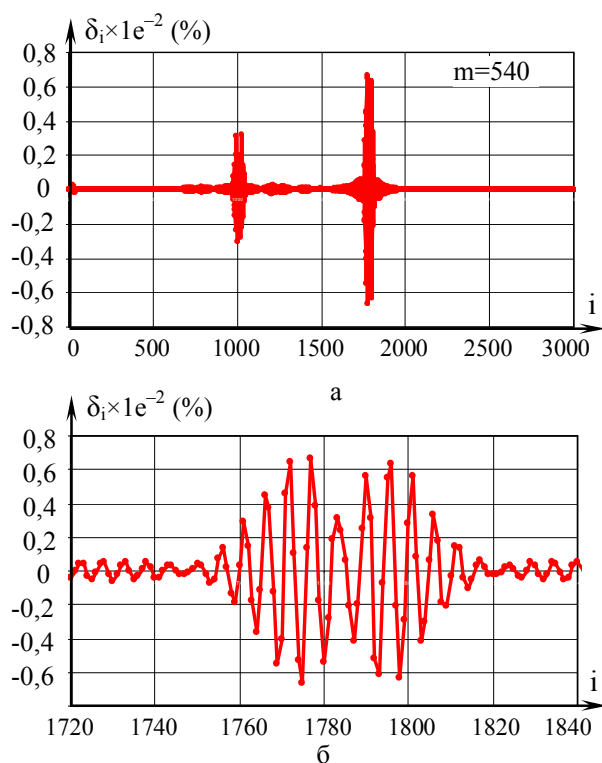


Рис. 3. График изменения погрешности стабилизации скорости: а – на всей траектории обработки; б – на участке максимальной погрешности

На графике изменения погрешности стабилизации контурной скорости (рис. 3) присутствует два пика роста значений погрешности. Пики соответствуют участкам траектории, имеющим максимальную кривизну профиля, на которых, как правило, подача обработки снижается. В то же время даже на этих участках погрешность хотя и осциллирует, но изменяется от минимума к максимуму плавно (рис. 3,б).

Указанные факторы можно отнести к достоинствам описываемого непрямого метода стабилизации контурной скорости.

Быстродействие метода оценим, рассчитав среднее время вычисления тактовой длины траектории, приведенное к величине такта управления (в процентах)

$$K_{cp} = \frac{T}{n \cdot \tau} \cdot 100, \quad (9)$$

где K_{cp} – среднее время расчета тактовой длины (%); T – общее время интерполяции всей траектории (сек).

Вычисления проводились на серийном компьютере с процессором средней производительности Intel T3100, 1,9 ГГц.

В результате для вспомогательной функции (8) с любым количеством звеньев получено общее время интерполяции всей траектории $T < 0,06$ сек.

Подставив это значение в формулу (9), получим оценку $K_{cp} < 1,9\%$, то есть среднее время вы-

числения процессором средней производительности тактовой длины траектории занимает не более двух процентов от времени одного цикла управления.

Таким образом, представленный метод стабилизации контурной скорости отвечает критерию высокого быстродействия.

Заключение

Разработана классификация методов решения задачи стабилизации контурной скорости в интерполяторах систем ЧПУ.

Показано, что наиболее точным является метод прямого вычисления тактовой длины криволинейной траектории, а наиболее экономичным с точки зрения вычислений в режиме реального времени – не прямой безитерационный метод.

Проблема сокращения вычислительной нагрузки на нижнем уровне интерполятора решена использованием вспомогательной функции связывающей длину траектории обработки с параметром математической модели этой траектории. При этом время вычисления значения вспомогательной функции не зависит от её размера.

Результаты эксперимента подтвердили высокое быстродействие данного метода, обеспечивающего вычисление тактовой длины криволинейной траектории на серийном процессоре средней производительности за время, не превышающее двух процентов времени одного цикла управления системы ЧПУ.

Литература

1. Петраков, Ю. В. Розвиток САМ-систем автоматизованого програмування верстатів з ЧПУ [Текст] : моногр. / Ю. В. Петраков. – К. : Січкар, 2011. – 220 с.
2. Кривцов, В. С. Проблемы сплайновой интерполяции с гладко-ограниченными кинематическими параметрами движения в задачах числового программного управления высокоскоростным оборудованием [Текст] / В. С. Кривцов, В. Ф. Сорокин, В. В. Комбаров // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. – № 9(96). – С. 11 – 19.
3. Beudaert, X. Feedrate interpolation with axis jerk constraints on 5-axis NURBS and G1 tool path [Text] / X. Beudaert, S. Lavernhe, C. Tournier // *International J. of Machine Tools & Manuf.* – 2012. – Vol. 57. – P. 73 – 82.
4. Heng, M. Feedrate Optimization of Spline Toolpaths on Machine Tools with Dynamic Uncertainty [Text] / M. Heng, K. Erkorkmaz // *Proceedings of the 21st Canadian Congress of Applied Mechanics, June 3-7, 2007*. – 12 p.
5. Heng, M. Design of a NURBS Interpolator with minimal feed fluctuations and continuous feed modulation capability [Text] / M. Heng, K. Erkorkmaz // *International J. of Machine Tools & Manuf.* – 2010. – Vol. 50(3).

– Р. 281 – 293.

6. Сорокин, В. Ф. Методы стабилизации контурной скорости для сплайновых интерполяторов систем ЧПУ [Текст] / В. Ф. Сорокин, В. В. Комбаров, И. А. Тернюк // Прогрессивная техника, технология и инженерное образование : тез. докл. XIV Междунар. научно-техн. конф. 25 – 28 июня 2013 г. – К. : НТУУ «КПИ», 2013. – Ч.2. – С. 32 – 35.

7. Сорокин, В. Ф. Метод прямой стабилизации контурной скорости для сплайнового интерполятора системы ЧПУ [Текст] / В. Ф. Сорокин, В. В. Комбаров, И. А. Тернюк // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 9(106). – С. 11 – 19.

8. Сорокин, В. Ф. Математическая модель сложнофасонной поверхности для адаптивного программного управления металлообрабатывающим оборудованием [Текст] / В. Ф. Сорокин // Технологические системы. – 2002. – № 5 (16). – С. 44 – 51.

9. Сорокин, В. Ф. Модифицированный метод

приближения функций В-сплайнами [Текст] / В. Ф. Сорокин, В. А. Леховицер, Е. Н. Бут // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии : сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та им. Н. Е. Жуковского «ХАИ». – Вып. 3. – Х., 1999. – С. 28 – 38.

10. Сорокин, В. Ф. Сравнение кинематических параметров движения при моделировании траектории высокоскоростной ЧПУ обработки сплайнами третьей и пятой степени [Текст] / В. Ф. Сорокин, В. В. Комбаров // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 8(95). – С. 11 – 17.

11. Сорокин, В. Ф. Влияние математических параметров гладких траекторий высокоскоростной обработки на кинематические параметры движения рабочих органов оборудования [Текст] / В. Ф. Сорокин, В. В. Комбаров // Прогрессивные технологии и системы машиностроения : междунар. сб. науч. тр. ДонНТУ. – Донецк, 2012. – № 1,2 (44). – С. 231 – 237.

Поступила в редакцию 31.05.14, рассмотрена на редколлегии 14.06.214

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф., проректор по НР А. В. Гайдачук, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

СТАБІЛІЗАЦІЯ КОНТУРНОЇ ШВИДКОСТІ В СПЛАЙНОВМУ ІНТЕРПОЛЯТОРІ СИСТЕМИ ЧПУ ЗА КРИТЕРІЄМ ВИСОКОЇ ШВИДКОСТІ

В. Ф. Сорокін, В. В. Комбаров, І. О. Тернюк

Розглянуто завдання забезпечення інтерполятором системи ЧПУ високої стабільності контурної швидкості руху інструмента при обробці складно фасонних поверхонь. Розв'язання завдання зводиться до високоточного обчислення в режимі реального часу дугової відстані, яку проходить інструмент по криволінійній траєкторії за один такт управління. Розроблено класифікацію методів стабілізації контурної швидкості. Показано, що непрямий безітераційний метод обчислення тактової довжини траєкторії являється самим економічним за обсягом обчислень. Проблема скорочення обсягу обчислень вирішено використанням допоміжної функції, що зв'язує довжину траєкторії з параметром її математичної моделі. Час обчислення значення допоміжної функції не залежить від її розміру. Розроблено алгоритм безітераційного методу стабілізації контурної швидкості. Результати експерименту підтвердили високу швидкість цього методу.

Ключові слова: високошвидкісна обробка, система ЧПУ, сплайн, інтерполяція, швидкість, стабілізація.

STABILIZATION OF CONTOUR FEEDRATE FOR THE SPLINE INTERPOLATOR CNC SYSTEM BY HIGH PROCESSING SPEED CRITERION

V. F. Sorokin, V. V. Kombarov, I. A. Ternyuk

The task of providing of high stability of contour feedrate of tool movement with CNC system interpolator when processing of complex surfaces is considered. The solution of this problem is reduced to the high-precision calculation of the arc distance that the tool passes along a curvilinear path at a single control cycle in real time. The classification of methods of stabilization of contour feedrate is developed. There is shown that indirect non-iterative method of calculation of the arc distance that the tool passes along a curvilinear path at a single control cycle is the most economical in the amount of calculations. The problem of reducing the amount of calculations is solved using auxiliary function. This function connects arc distance of a curvilinear path with the parameter of its mathematical model. Time of calculating of the value of the auxiliary function is independent of its size. Algorithm of non-iterative method of stabilization of feedrate is developed. The experimental results confirmed the high processing speed of this method.

Key words: high-speed milling, CNC system, spline interpolation, feedrate, stabilization.

Сорокин Владимир Федорович – д-р техн. наук, проф., проф. каф. технологии производства авиационных двигателей, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ».

Комбаров Владимир Викторович – науч. сотр. кафедры технологии производства летательных аппаратов, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ».

Тернюк Игорь Александрович – аспирант, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ».

УДК 621.791.05

И. А. ПЕТРИК¹, А. Г. СЕЛИВЕРСТОВ¹, А. В. ОВЧИННИКОВ²¹ ПАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина² Запорожский национальный технический университет, Запорожье, Украина

ПОВЫШЕНИЕ СВОЙСТВ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ РОТОРНЫХ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ТИТАНОВЫХ СПЛАВОВ

В работе рассмотрены вопросы, связанные со сваркой роторных деталей из жаропрочных титановых сплавов. Выполнены сравнительные исследования влияния сварки плавлением и ротационной сварки трением на структуру и свойства сварных соединений. Показано, что сварка трением происходит в твердой фазе с образованием закалочных структур, а именно, α' -фазы в объеме бывших β -зерен. Сварные соединения, полученные методом ротационной сварки трением, имели структуру зоны сплавления, близкую к основному металлу, и практически отсутствовала ЗТВ. Установлено, что при сварке на следующих режимах: $P_n = 15,28$ МПа; $t_n = 2,2$ с; частота вращения $23,83$ с⁻¹, временное сопротивление растяжению сваренных образцов, составило не менее 1080 МПа, что удовлетворяет условию прочности.

Ключевые слова: титановые сплавы, сварка трением, сварной шов, микроструктура, механические свойства.

1. Актуальность и постановка проблемы

Стратегическим направлением развития авиационного двигателестроения является создание и серийное производство газотурбинных двигателей (ГТД) нового поколения, обладающих высоким ресурсом, надежностью, тяговооруженностью и экономичностью [1].

Повышение эксплуатационных характеристик авиационных ГТД и обеспечение требуемых ценовых параметров изделия невозможно без применения новых перспективных материалов, новых конструкторских и технологических решений, прогрессивного промышленного оборудования.

Одним из направлений совершенствования параметров авиадвигателя является снижение массы деталей. Вес двигателя зависит от его конструкции, габаритов и применяемых материалов. Снижение массы особенно актуально для роторных деталей. В качестве улучшения конструкции, можно привести применение цельных моноколес (блисков) вместо разъемного соединения лопаток с диском. Однако при этом необходимо учитывать сложность в изготовлении и снижение ремонтпригодности таких неразъемных конструкций.

Некоторые роторные детали, например барабаны компрессора, имеют сварную конструкцию (рис. 1). Барабан состоит из дисков, сваренных между собой методом электроннолучевой сварки.

Для изготовления барабанов применяют двух-

фазные титановые сплавы ВТ8, ВТ9 и др. Необходимый уровень механических свойств в этих сплавах обеспечивается сложной системой легирования в сочетании со специальным структурным состоянием.



Рис. 1. Внешний вид барабана компрессора

При этом жаропрочные двухфазные титановые сплавы являются ограниченно свариваемыми [2]. Применение методов сварки плавлением приводит к значительному изменению структуры и снижению механических свойств, соответственно, для обеспечения работоспособности требуется увеличение запаса прочности сварного соединения, как правило, за счет увеличения силового сечения в зоне сварки.

Основное влияние на структуру и свойства оказывает время пребывания сварного соединения при температурах выше полиморфного превращения [3]. В этой связи представляет интерес метод сварки в

твердой фазе – сварка трением. В настоящее время наибольшее распространение получили две разновидности процесса сварки трением – линейная и ротационная. Линейная сварка трением применяется для деталей некруглой формы с возвратно-поступательным движением торца одной детали относительно другой. Ротационная сварка трением применяется для деталей цилиндрической формы. Ранее проведенные исследования сварки трением на образцах сплошного сечения показали, что прочность находится на уровне прочности основного материала, тип и размеры структурных составляющих не изменяются.

Однако некоторые детали роторной части ГТД, в частности валы, барабаны компрессора, имеют тонкостенную цилиндрическую (оболочковую) конструкцию, соответственно, имеется необходимость определения свойств и возможности применения метода ротационной сварки трением для деталей таких конструкций.

Целью настоящей работы является повышение уровня мехсвойств сварных соединений из жаропрочных титановых сплавов путем минимизации структурных изменений.

2. Результаты исследований и их обсуждение

Исследования проведены на цилиндрических образцах диаметром 20 мм, изготовленных из материала ВТ8. С целью имитации конструкции оболочкового соединения с торца в образцах выполнено внутреннее отверстие, эскиз образца приведен на рисунке 2.

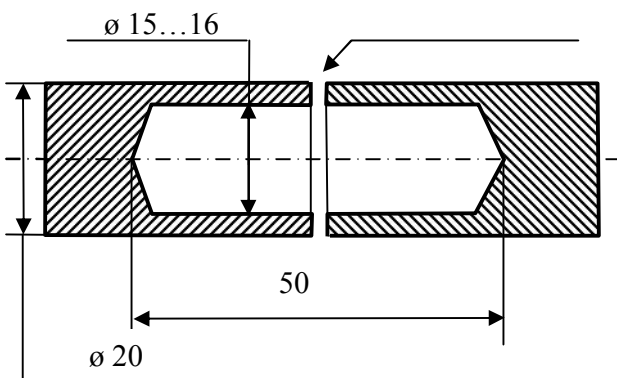


Рис. 2. Эскиз образца для сварки

С целью сравнения структуры и свойств сварных соединений, полученных сваркой трением со свойствами соединений, выполненных методами сварки плавлением, исследованы образцы из того же сплава, сваренные аргонодуговой сваркой (АДС) и электроннолучевой сваркой (ЭЛС).

Соединения методом АДС выполнены в камере

с контролируемой атмосферой, источник питания ВД-302, $I_{св.} = 150...180$ А, с применением в качестве присадки прутков из основного материала ВТ8. Соединения методом ЭЛС производились на установке У6879-5007, энергоблок ЭЛА 15, $I_{св.} = 40$ мА, $U_{уск.} = 60$ кВ, $V_{св.} = 50$ м/час.

Сварку трением выполнено на следующих, ранее подобранных режимах: $P_n = 15,28$ МПа; $t_n = 2,2$ с; частота вращения $23,83$ с⁻¹ [4]. Внешний вид сварных образцов приведен на рисунке 3.

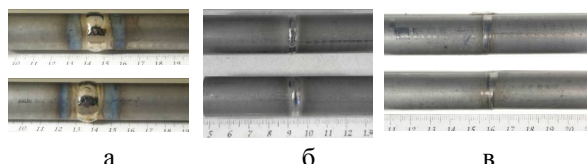


Рис. 3. Внешний вид сварных образцов:
а – АДС; б – ЭЛС; в – СТ

Определение механических свойств выполнено на образцах, вырезанных вдоль из сварных соединений, при этом сварной шов располагался по центру рабочей части. Тип образцов для испытания на растяжение XIII в соответствии с ГОСТ 6996-66. Результаты испытаний механических свойств приведены в таблице 1.

Таблица 1
Механические свойства сварных образцов из материала ВТ8

Вид сварки	Механические свойства		
	$\sigma_{в.о.м.} / \text{СКО}, \text{ МПа}$	$\sigma_{в.св.} / \sigma_{в.ом}$	δ
АДС	979,9/ 53,5	0,88	9
ЭЛС	1020,3/ 47,8	0,92	9
Трением	1171,2/ 26,1	1,06	8

Анализ результатов испытаний механических свойств образцов показал снижение свойств образцов изготовленных сваркой плавлением до 20%, по сравнению с образцами полученными сваркой трением. Разрушение образцов выполненных сваркой трением происходило преимущественно по основному металлу. Разрушение образцов выполненных сваркой плавлением, как правило, происходило по сварному шву или ЗТВ.

Результаты исследований поверхности разрушения позволили установить, что характер разрушения образцов полученных сваркой трением более пластичны, с ямками вязкого разрушения. В то время как при разрушении образцов полученных сваркой плавлением имели место области хрупкого разрушения (рис. 4).

Исследования структур сварных соединений выполнены на поперечных шлифах (см. рисунок 5), при этом установлено, что тип, и размеры структурных составляющих при сварке трением не изменяются, размеры ЗТВ минимальные. Структура сварного шва представляла собой глобулизированные выделения α -фазы в матрице пересыщенного твердого раствора α' -фазы. На это указывает отсутствие пластинчатых прослоек β и α -вторичной фаз, характерных для основного металла.

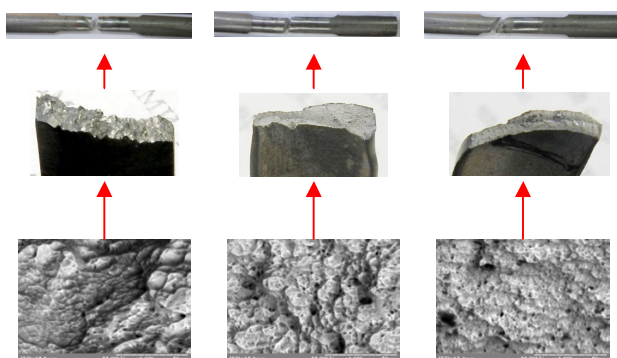


Рис. 4. Внешний вид образцов после механических испытаний и фотомикрофотографии поверхностей изломов сварных соединений

Образование соединения выполненного сваркой трением происходило в твердой фазе. В результате этого, зоны термического влияния, свойственной соединениям, полученным сваркой плавлением, практически нет. Кроме того, пластичный перегретый металл выдавливался в виде грат. Процесс сварки шел диффузионным путем, а осадка привела к образованию небольшой текстуры в сварном шве,

выраженной в эллипсовидной форме первичной α -фазы. Повышение прочности в сравнении с основным металлом, по-видимому, является следствием образования пересыщенного раствора α' -фазы, который образуется при быстром охлаждении β -фазы, нагретой в процессе сварки выше температуры полиморфного перехода.

Для определения размеров ЗТВ, проведено исследование распределения твердости в различных зонах полученных сварных соединений. Результаты исследований представлены на рисунке 6.

Как следует из анализа представленных данных, твердость в зоне сварных швов выполненных сваркой плавлением, находилась в диапазоне от 33 до 45 HRC, что составляет около 30 % от основного металла. Это почти в 2 раза выше, чем изменение твердости при сварке трением.

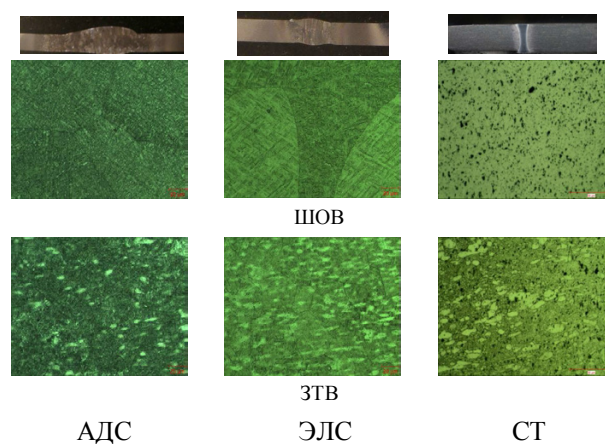


Рис. 5. Макро- и микро- структура сварных соединений

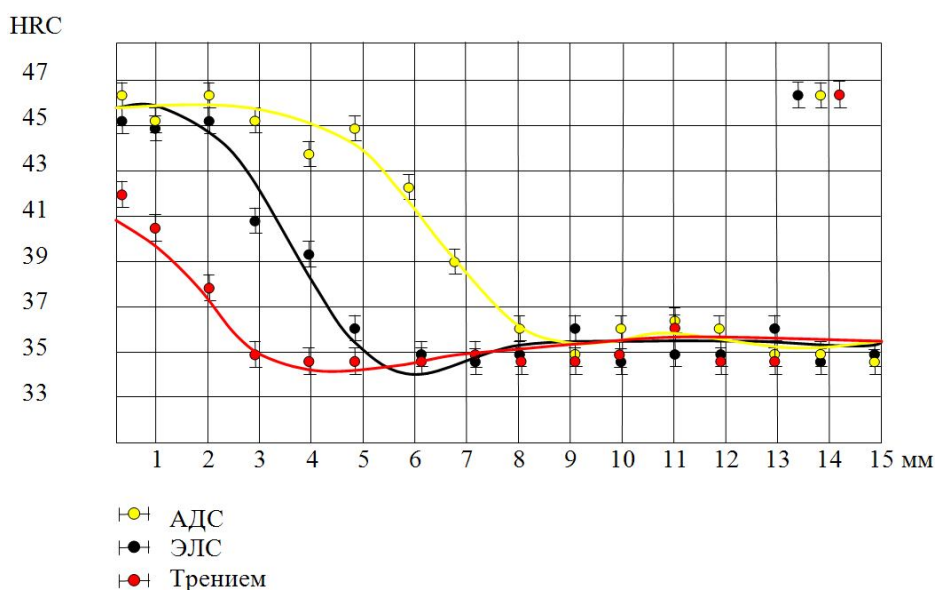


Рис. 6. Распределение твердости в сварных соединениях

Меньший диапазон изменения значений твердости позволяет говорить о значительно меньшем изменении механических свойств титановых сплавов при сварке трением, в сравнении со сваркой плавлением. По результатам замеров, ЗТВ образцов, сваренных АДС, в среднем составляет 5...7 мм от центра шва. Для образцов, полученных ЭЛС, протяженность ЗТВ находится в диапазоне 1...4 мм. В то же время, при сварке трением, ЗТВ практически отсутствует.

Из анализа мест разрушений образцов, замеров твердости и величины ЗТВ сварных соединений, можно сделать вывод, что минимизация величины ЗТВ обуславливает как повышение среднего значения прочности, так и уменьшение СКО прочности, что в целом позволит обеспечить стабильность свойств сварных соединений для особо ответственных конструкций.

Таким образом, сварные соединения, полученные методом ротационной сварки трением, имели структуру зоны сплавления, близкую к основному металлу, практически отсутствовала ЗТВ, что в конечном итоге позволило получить свойства сварных соединений на уровне (отличие не более 10 %) от основного металла титанового сплава ВТ8. Это позволяет говорить о перспективности применения ротационной сварки трением для получения сварных соединений жаропрочных титановых сплавов, которые имеют проблемную свариваемость методами сварки плавлением.

Выводы

На основании проведенных исследований установлено:

1. При сварке трением образцов сплошного сечения и тонкостенных (оболочковых) образцов получены идентичные результаты по механическим свойствам и структурам в зоне сварки.

2. По сравнению со сваркой плавлением, при сварке трением получены минимальные структурные изменения в зоне сварки.

3. Сварка трением обеспечивает механические свойства сварных соединений на уровне ОМ.

Литература

1. *Технология производства авиационных двигателей [Текст] / В. А. Богуслав, А. Я. Качан, А. И. Долматов и др. – Запорожье : АО «Мотор Сич», 2009. – 540 с.*
2. *Гуревич, С. М. Металлургия и технология сварки титана и его сплавов [Текст] / С. М. Гуревич. – К. : Наук. думка, 1979. – 180 с.*
3. *Шоршоров, М. Х. Сварка титана и его сплавов [Текст] / М. Х. Шоршоров, Г. В. Назаров. – М. : Машиз, 1959. – 136 с.*
4. *Исследование механических свойств сварных соединений сплава ВТЗ-1, выполненных сваркой трением [Текст] / А. Г. Селиверстов, И. А. Петрик, Ю. М. Ткаченко и др. // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2011. – № 4 (26). – С. 41 – 44.*

Поступила в редакцию 16.05.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры технологии металлов И. П. Волчок, Запорожский национальный технический университет, Запорожье.

ПІДВИЩЕННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЗВАРНИХ З'ЄДНАНЬ РОТОРНИХ ДЕТАЛЕЙ ІЗ ТИТАНОВИХ СПЛАВІВ

І. А. Петрик, О. Г. Селіверстов, О. В. Овчинников

В роботі розглянуто питання, пов'язані зі зварюванням роторних деталей із жароміцних титанових сплавів. Виконано порівняльні дослідження впливу зварювання плавленням та ротаційного зварювання тертям на структуру і властивості зварних з'єднань. Показано, що зварювання тертям відбувається в твердій фазі з утворенням загартованих структур, а саме, α' -фази в об'ємі колишніх β -зерен. Зварні з'єднання, отримані методом ротаційного зварювання тертям, мали структуру зони сплавлення, близьку до основного металу, і практично була відсутня ЗТВ. Установлено, що при зварюванні на наступних режимах: $P_n = 15,28$ МПа; $t_n = 2,2$ с; частота обертання $23,83$ с⁻¹, тимчасовий опір розтягуванню зварних зразків, склав не менше 1080 МПа, що задовольняє умові міцності.

Ключові слова: титанові сплави, зварювання тертям, зварний шов, мікроструктура, механічні властивості.

PROPERTIES INCREASEMENT OF WELDING JOINTS OF ROTOR PARTS MADE OF TITANIUM ALLOYS

I. A. Petric, A. G. Seliverstov, A. V. Ovchinnikov

In this work questions about welding of rotor parts made of heatproof titanium alloys are examined. Comparative research of fusion and rotor friction weldings influences on structure and properties of welding joints have been carried out. It is shown, that friction welding occurs in solid phase with tempered structure creation, specifically alpha-phase in value of ex- β -particle. Welding joints which have been obtained by friction welding have structure of fusion (alloying) zone close to basic material and almost have no heat-affected zone. It is established, that welding with such options: $P_n = 15,28$ МПа; $t_n = 2,2$ с; rotation frequency $23,83$ с⁻¹; gave us ultimate strength of welded samples not less than 1080 МПа. That result obeys strength conditions.

Key words: titanium alloys, friction welding, welding joint, microstructure, mechanical properties.

Петрик Игорь Андреевич – канд. техн. наук, доцент кафедры механики, Запорожский национальный технический университет, Главный сварщик ПАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина.

Селиверстов Александр Георгиевич – начальник бюро сварки АО «Мотор Сич», Запорожье, Украина.

Овчинников Александр Владимирович – д-р техн. наук, доцент, профессор кафедры механики, Запорожский национальный технический университет, Запорожье, Украина, e-mail: glotka87@ukr.net.

УДК 629.535.33

А. В. ЛОСЬ

Государственное предприятие «Антонов», Киев, Украина

КРИТЕРИИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ АНТИФРИКЦИОННЫХ ПОКРЫТИЙ В ПОДВИЖНЫХ ПРЕДЕЛЬНО И КОСОСИММЕТРИЧНО НАГРУЖЕННЫХ УЗЛАХ САМОЛЕТНЫХ АГРЕГАТОВ

Предложена единая методическая база в виде частных критериев эффективности применения антифрикционных покрытий в подвижных предельно и кососимметрично нагруженных узлах самолетных агрегатов. Основными параметрами в этих критериях выступают величины предельных удельных давлений (p_{np}) и температуры (t_{np} , °C) в зоне трения, обеспечивающих устойчивую работоспособность узла и предельного пути трения L_{np} и интенсивности износа Jh , обеспечивающих заданную долговечность. По этим критериям оценены пять наиболее применяемых в самолетных узлах пар трения и покрытий в виде гальванического хрома, органоволоконистых и металлокомпозиционных покрытий. В качестве альтернативы гальваническому хрому рассмотрена эффективность карбида вольфрама, который по предельным параметрам сравним с ним, а по технологичности и экологичности существенно превосходит его.

Ключевые слова: предельно и кососимметрично нагруженные узлы, критерии эффективности пар трения и антифрикционных покрытий.

Введение

При обеспечении работоспособности и долговечности подвижных узлов самолетных агрегатов невозможно обойтись без применения в их зонах трения антифрикционных покрытий.

Материаловеды предложили [1 – 3] авиационным конструкторам целую гамму антифрикционных покрытий. Среди них можно выделить наиболее применяемые в тяжело нагруженных узлах:

- хроманселевая сталь + гальванический хром
- бронзовая втулка;
- хроманселевая сталь + гальванический хром
- металлофторопластовая втулка;
- хроманселевая сталь + гальванический хром
- органоволоконистые покрытия: органо, ацетольный сополимер, антифрикционный волокнит;
- титановый сплав + металлокомпозиционное покрытие – бронзовая втулка;
- титановый сплав + карбид вольфрама – бронза.

Теоретические и производственные особенности применения указанных антифрикционных покрытий достаточно подробно представлены в работах [2, 3]. Однако применение в авиационных конструкциях высокопрочных нержавеющей сталей и титановых сплавов требует разрешения возникающих проблемных вопросов, в особенности для предельно нагруженных узлов.

Проблемность применимости антифрикционных покрытий предопределяется в ряде случаев и кососимметричностью нагружения узла (рис. 1),

поскольку в таких конструкциях неизбежно возникновение существенной неравномерности погонных усилий в зонах трения.

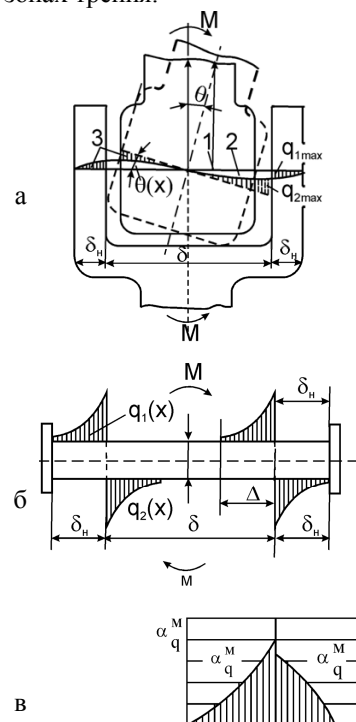


Рис. 1. Распределение погонных усилий в зонах трения шарнирного узла при кососимметричном нагружении: а – схема перемещений в узле; б – распределений погонной нагрузки; в – коэффициенты избыточности погонных усилий (α_q^M) в стыкуемых деталях узла

Для узлов такого типа в работах [4, 5] предложены критерии оценки эффективности антифрикционных покрытий:

– критерий работоспособности на трение

$$\mu \alpha_q^M p_p = p_{пр} \quad (t \text{ } ^\circ\text{C} < t_{пр1} \text{ } ^\circ\text{C}); \quad (1)$$

– критерии долговечности на износ:

а) по интенсивности износа

$$L_{пр} = k \alpha_\sigma^M p_p^m = p_{пр} \quad (t \text{ } ^\circ\text{C} < t_{пр2} \text{ } ^\circ\text{C}); \quad (2)$$

б) по предельному пути трения

$$J_h = c \left(\frac{p_p}{p_{пр}} \right)^n \quad (t \text{ } ^\circ\text{C} < t_{пр3} \text{ } ^\circ\text{C}), \quad (3)$$

где μ – коэффициент трения в зоне трения;

α_σ^M – коэффициент избыточности погонных усилий в зоне трения;

$p_p, p_{пр}$ – расчетные и предельно допустимые удельные давления;

J_h – интенсивность износа;

k, m, n – коэффициенты;

$t \text{ } ^\circ\text{C}$ – предельно допустимая температура в зоне трения.

В приведенных выражениях определяющими являются два параметра α_q^M и $p_{пр}$ – в узлах, воспринимающих и передающих моментную нагрузку M – (см. рис. 1).

С учетом приведенных обстоятельств целью данной работы является оценка эффективности и применимости различных пар трения (1.1...1.5) на методически единой системе критериев (1) – (3), с учетом ограничений по $p_{пр}$ и кососимметричности распределения погонных усилий (α_q^M) в зонах трения.

Для полной достоверности предложенных критериев (1) – (3) основные их параметры $p_{пр}, t_{пр} \text{ } ^\circ\text{C}$,

$L_{пр}$ и J_h определялись экспериментальным путем по методике, принятой в самолетостроении [6], в условиях возвратно-начального движения при малых скоростях скольжения.

На такой методической основе сравнены наиболее распространенные в подвижных самолетных узлах антифрикционные покрытия и пары и трения.

1.1. Узлы трения: бронзовая втулка – хромонилевая сталь с гальваническим хромом.

Длительное время в конструкциях стыкуемых и стыкующих деталей узлов используются высокопрочные хромонилевые стали типа 30ХГСА и 30ХГСН2А. Стыкующие детали таких узлов, как правило, покрывают гальваническим хромом, а в подвижные зоны стыкуемых деталей вставляют втулки из бронз БрАЖН-10-4-4 или БрЖМц-10-3-1,5. Технология изготовления таких узлов доведена до совершенства, а их предельные возможности по параметрам работоспособности приведены в табл. 1. Здесь же показана часть отделочных технологических операций, осуществляемых при изготовлении узлов рассматриваемого типа.

Очевидно что, уменьшение твердости хромового покрытия (молочный и пористый хром) почти не изменяет величины $p_{пр}$, а интенсивность изнашивания уменьшается почти в 1,5 раза.

Испытания показали, что повышение $p_{пр}$ и снижение J_h в таких парах может быть достигнуто путем нанесения на рабочие поверхности бронзовых втулок гальваническим способом свинцового покрытия толщиной 8...15 мкм, и заполнением свинцом канавок бронзовых втулок.

В процессе перемещения сопряженных деталей в зоне трения происходит наволакивание свинца, что увеличивает предел работоспособности пары "бронза–хромированная сталь" более чем в 4–5 раз при одновременном резком снижении интенсивности изнашивания в 7–8 раз.

Анализ состояния поверхностей трения деталей позволил установить, что в паре трения "БрАЖН 10–4–4 + хромированная сталь" при смазке "Свинцоль" кроме медной пленки возникла тонкая пленка свинца, которая образовалась поверх медной пленки

Таблица 1

Обобщенные показатели работоспособности и долговечности подвижных узлов с парами "бронза–хромированная сталь"

Индекс узла	Покрытие, толщина	Финишная обработка	$p_{пр}, \text{ МПа}$	$t_{пр}, \text{ } ^\circ\text{C}$	μ	$J_h, \text{ мкм/м}$
1.1	Твердое хромирование, 30...50 мкм	Шлифование + алмазное выглаживание + вибровыглаживание	65,0	155	0,33	0,0022
	Молочный, пористый хром	Шлифование	39	140	0,35	0,0016

и сохранялась даже при удельных давлениях 200...230 МПа, что является наивысшим показателем работоспособности узлов трения в условиях возвратно-качательного движения.

1.2. Узлы трения: металлофторопластовая втулка – хромансильевая сталь с гальваническим хромом.

Металлофторопластовые покрытия получили распространение в изделиях общего машиностроения благодаря сравнительно низкой величине коэффициента трения μ .

Однако разработчики этого покрытия для оценки его работоспособности и износостойкости пользовались критерием pV при весьма малых удельных давлениях 2...7 МПа, не доводя эксперименты до предельных условий трения, что требуется для авиационных узлов.

Для возможности оценки эффективности подвижных узлов с таким покрытием проведены экспериментальные исследования по методике, принятой в авиастроении [6].

Процесс разрушения металлофторопластового покрытия протекает постепенно. Сначала на поверхностях появляются небольшие локальные луночки, затем с увеличением наработки размеры этих луночек и их количество непрерывно увеличивается.

При удельном давлении $p \geq 130$ МПа происходит скачкообразное уменьшение долговечности узла, которое составляет всего лишь $10^4 - 3 \cdot 10^4$ колебаний. При таком удельном давлении поверхностная температура в зоне трения достигает 190 °С, а коэффициент трения становится равным 0,17. Это позволяет считать удельную нагрузку, равную 130 МПа, верхним предельным значением, ограничивающим целесообразное использование металлофторопластовых покрытий в подвижных узлах (табл. 2).

Таблица 2

Параметры предельной работоспособности подвижных узлов с металлофторопластовыми покрытиями

Пара трения покрытия	Предельные значения		
	$p_{пр}$, МПа	$t_{пр}$, °С	μ
Хромансильевая сталь + гальванический хром – металлофторопластовая втулка	130	190	0,17

В диапазоне давлений $p < 130$ МПа и $t < 190$ °С экспериментальным путем произведена оценка на долговечность в виде предельного пути трения $L_{пр}$, величина которого может быть оценена по статическому выражению

$$L_{пр} = \frac{1,24 \cdot 10^5}{\alpha_q^M p^{1,56}}.$$

Приведенные данные ($p_{пр}$, $t_{пр}$ и $L_{пр}$) можно рекомендовать для оценки работоспособности и долговечности предельно и кососимметрично нагруженных узлов с металлофторопластовым покрытием.

1.3. Предельные параметры работоспособности узлов с втулками из органоволокнистых покрытий приведены в табл. 3

Таблица 3

Параметры предельной работоспособности подвижных узлов с органоволокнистыми покрытиями

Индекс узлов	Покрытия в паре с гальваническим хромом	Предельные значения		
		$p_{пр}$, МПа	$t_{пр}$, °С	μ
1.3	Органол АФ-1-260	114	75	0,052
	Антифрикционный волокнит	108	35	0,055
	Ацетольный сополимер	147	30	0,046

Очевидно, что органоволокнистые покрытия принципиально отличаются по параметрам работоспособности от других покрытий. В узлах с органоволокнистыми покрытиями нет процессов с обычным истиранием. При предельных удельных давлениях в зонах трения происходит выдавливание связующего материала, а затем отслаивание основных несущих слоев.

Процесс и форма разрушений в таких узлах подтвердили, что основным ресурсным параметром подвижных самолетных узлов с покрытиями из органоволокнистых материалов является предельная величина пути трения до разрушения покрытия $L_{пр}$.

Анализируя данные ресурсных испытаний на долговечность органоволокнистых покрытий [8], следует отметить:

– коэффициент α_q^M , обусловленный кососимметричным нагружением, существенным образом ограничивает общую величину пути трения L в узлах с покрытиями такого типа;

– влияние α_q^M сказывается и на общей картине разрушений; выдавливание связующего в органоволокнистых структурах прежде всего наблюдается в зонах $\alpha_q^M \max$, т.е. имеет место течение связующего в осевом направлении зоны трения от $\alpha_q^M \max$ к $\alpha_q^M \min$;

– наибольший путь трения имеют узлы с покрытием в виде органола АФ-1-260;

– узлы с такими покрытиями содержат наиболее низкий коэффициент трения даже в предельных ус-

ловиях по удельным давлениям;

– допустимые расчетные давления в зонах трения с такими покрытиями выше, чем у пары бронза-сталь, и приближаются к параметрам металлофторопластовых покрытий.

Однако по предельно допустимой температуре в зоне трения и общей долговечности узлы с организованными покрытиями существенно (в несколько раз) уступают традиционной паре трения с бронзовыми втулками.

Наиболее приемлемая область применения организованных покрытий – подвижные узлы в различных кинематических схемах.

1.4; 1.5. Предельные возможности металлокомпозиционных покрытий в узлах, изготовленных из титановых сплавов и нержавеющей стали.

В последнее время в самолетостроении наметился устойчивый переход к использованию в особо ответственных узлах от традиционных высокопрочных хроманселевых сталей 30ХГСА, 30ХГСН2А и т.п. к мартенситно-старееющим сталям типа ВКС-170 и титановому сплаву ВТ-22. Такой переход объясняется двумя причинами:

– хроманселевые стали уже не могут обеспечить высокий календарный ресурс более 25 лет из-за возникновения в них (под нагрузкой) межкристаллитной коррозии;

– необходимостью снизить массу конструкции из-за существенно меньшей плотности титановых сплавов.

Происходящий переход вносит свои коррективы и в проектирование, и в производство подвижных узлов рассматриваемого типа:

– уменьшается жесткость стыкующей подсорки узла на изгиб из-за уменьшения модуля первого рода этих материалов, что влечет за собой увеличение неравномерности погонных усилий α_q^M в зоне трения;

– исключается возможность нанесения гальванического хрома на трущуюся поверхность стыкующей подсорки из-за чрезмерного наводораживания и охрупчивания её поверхности, что, в свою очередь, существенно снижает усталостную долговечность подвижного узла.

Такие обстоятельства привели к широкому применению металлокомпозиционных покрытий в виде разнородных порошков, наносимых газотермическим, ионно-плазменным и другими методами на детали, изготовленные из титановых сплавов и нержавеющей стали. Среди нескольких десятков таких порошков, применяемых в узлах трения самолета, следует отметить такие металлокомпозиционные смеси: Ti C-Co; Ti C-N; Ti-Ti₂-TiN; Fe-Mo-Cr-B и некоторые другие.

Анализ показал, что перспективными являются

порошки для напыления (Fe-B) и (Fe-Mo-Cr-B), которые в условиях трения скольжения и реверсивного трения имеют износостойкость в 1,6 – 2,0 раза выше, чем покрытия из электролитического хрома.

В связи с широким применением в конструкциях основных деталей узлов титановых сплавов с их малым модулем первого рода и низкой поверхностной микротвердостью в качестве покрытия начинают использовать карбид вольфрама (табл. 4).

Таблица 4
Химический состав порошка карбида вольфрама

W	C	Fe	Ch	V	Nb	Si+Al
95,6	3,98	0,12	0,12	0,06	0,07	0,05

Карбид вольфрама – одно из самых твердых керамических соединений, сравнимое по твердости с алмазом (HRC $\approx$ 90). Кроме того, он имеет уникальный набор свойств, в том числе высокую точку плавления (2600 – 2850⁰C), высокую износостойкость и сопротивляемость термоудару (градиенту температур), а также хорошую устойчивость к окислению. Высокие показатели прочности сцепления и низкая пористость также доказывают преимущество таких покрытий. Из табл. 5 можно заметить превосходство этого покрытия по сравнению с хромированием по антикоррозионным свойствам и жаростойкости.

Таблица 5
Параметрические особенности покрытия в виде карбида вольфрама

Параметры	Покрyтия	
	Покрyтие из карбида вольфрама	Гальванический хром
Микротвердость, HRC	70-80	60-70
Прочность сцепления, МПа	>1050	750-850
Толщина покрытия, мкм	1,5-40	До 13
Шероховатость, Ra	<4	<4
Коррозионная стойкость, часы	720	550
Жаростойкость	550	400

Как видно из табл. 5, значение микротвердости покрытий карбида вольфрама составляет 70-80 HRC, в то время как хромированные покрытия дают твердость 60-70 HRC. Значения микротвердости по Виккерсу составляют соответственно 1050 для карбида вольфрама и 750 – 850 для хромового покрытия.

Помимо того, что покрытия карбида вольфрама имеют преимущество при работе в тяжелых условиях, эти покрытия гораздо легче наносятся по сравнению с традиционными электролитическими ваннами с хромом.

Нанесение покрытия карбида вольфрама проис-

ходит быстрее по сравнению со стандартным хромированием. Обычно процесс напыления карбида вольфрама на шток занимает 1-2 часа, в то время как хромирование – более суток. К тому же, в отличие от хромирования, покрытия карбида вольфрама **не подвержены водородному охрупчиванию**.

За счет большей микротвердости пара карбид-вольфрама – бронза больше, чем пара хром – бронза приближается к идеальной модели износа вследствие большего градиента изменений свойств в такой паре. Это и является ее преимуществом перед другими парами трения.

Однако для обоснованного использования этой пары в предельно нагруженных узлах самолетных агрегатов понадобились дополнительные ее испытания по методике, принятой в данной работе. Результаты таких исследований приведены в табл. 6.

В таблице 6 приведены абсолютные значения предельно допустимых значений $p_{пр}$, $t_{пр}$, I_h и μ в подвижных узлах, полученных экспериментальным путем на единой методической базе (см. выражения (1) – (3)), наиболее характерной для их работы в самолетных конструкциях. Их экспериментальная достоверность является основанием при проектировании узлов рассматриваемого типа по параметрам трения и износа, что обеспечивает им устойчивую работоспособность и заданную долговечность.

Выводы

В работе представлены исследования, позволяющие на единой методической основе с помощью критериев предельной работоспособности и долговечности на износ произвести количественную оценку эффективности антифрикционных покрытий,

используемых в подвижных предельно и кососимметрично нагруженных узлах, и установить возможные области их применения.

Для всех вышеприведенных покрытий критерием работоспособности является локальная величина удельной силы трения ($\alpha_q^M p_{р\mu}$), тогда как их долговечность определяется предельной величиной пути трения $L_{тр}(\alpha_q^M)$.

Из полученных экспериментальных данных следует, что узлы с покрытиями типа (1.2 и 1.3) существенно уступают узлам с покрытиями (1.1; 1.4) по долговечности почти в 4 раза, по температуре – примерно в 1,4 – 2 раза, одновременно превосходя их по обобщенному параметру работоспособности в 2,5 раза, а по коэффициенту трения – в 8...9 раз.

Применение в особо ответственных узлах самолетных агрегатов титановых сплавов и нержавеющей сталей привело к необходимости применения в подвижных узлах металлокомпозиционных покрытий, наносимых газодинамическим или плазменным методами.

Исследованиями установлено, что нанесение металлокомпозиционных покрытий на несущую деталь стыкующей подборки подвижного узла приводит (при примерно равном коэффициенте трения) к повышению почти на 35 % предельной работоспособности узла, к снижению интенсивности износа на 38...73 %.

Приведенные в работе данные по предельным значениям параметров несущей способности ($\alpha_q^M p_{р}$), по коэффициентам трения μ и долговечности $I_h(\alpha_q^M)$, $L(\alpha_q^M)$ базируются на результатах стендо-

Таблица 6

Характеристики работоспособности и долговечности антифрикционных покрытий для подвижных предельно и кососимметрично нагруженных узлов самолетных агрегатов

Группы покрытий	Антифрикционные покрытия	Толщина покрытия, мкм	Предельная величина, $p_{пр}$, МПа	Коэффициент трения, μ	I_h БрАЖМу 10-3-1,5 мкм
Гальванические	Твердый хром	45	62,0	0,33	0,0025
	Молочный, пористый хром	35	59,0	0,35	0,0086
	Хром-металлофторопласт	40	130	0,17	$L_{кр}$
Органо-композитные	Органол, антифрикционный волокнит	260	114,0	0,055	$L_{кр}$
Металло-композитные порошки	$Al_2O_3+2\%TiO_2$	300	69,0	0,39	0,0044
	Ti-Ti ₂ -TiNa	280	62,0	0,37	0,0057
	TiC-Co ₂	250	71,2	0,29	0,0006
	TiC-Na	250	70,06	0,32	0,0011
	TiC-5%Al-20%Mo	250	72,1	0,40	0,00048
	Fe-Mo-Cr-B	300	71,08	0,36	0,0013
	Fe-B	300	70,02	0,38	0,0016
	Карбид вольфрама	40	74,0	0,23	0,0019

вых испытаний кососимметрично нагруженных натурных узлов в условиях, максимально приближенных к эксплуатационным. Ими можно пользоваться как справочным материалом, гарантирующим заявленные параметры их несущей способности и долговечности.

Полученные данные позволяют также сформулировать основные рекомендации по наиболее эффективному использованию результатов в практике применимости рассмотренных покрытий:

- в узлах, поворотной консоли крыла, узлах системы механизации крыла, отдельных элементов систем выпуска и уборки шасси, т.е. узлах, у которых путь трения за цикл земля–воздух–земля (ЗВЗ) или взлет–посадку не превышает 0,1 м, рекомендуется назначать покрытия в виде органола и металлофторопласта;

- в узлах амортизаторов шасси, навески крыла, некоторых узлах системы крепления двигателей и механизации крыла, у которых путь трения за цикл ЗВЗ или взлет–посадку составляет от 1,0 до 10 м, рекомендуется назначать пару трения БрАЖН 10-4-4 – хромированная сталь, как обладающую максимальным ресурсом в условиях высоких удельных давлений и знакопеременного пути трения;

- в узлах, основные детали которых изготавливаются из мартенситно-старяющей стали ВКС-170 и титанового сплава ВТ-22, следует использовать покрытие из карбида вольфрама, который по предельным показателям трения и износа не уступает гальваническому хрому, однако превосходит его по технологическим и экологическим требованиям.

Литература

1. Борисов, Ю. С. Газотермические покрытия из порошковых материалов [Текст] / Ю. С. Борисов, Ю. А. Харламов. – К. : Наук. думка, 1987. – 544 с.
2. Триботехнические свойства покрытий на титановых сплавах [Текст] / П. В. Назаренко, Е. И. Полищук, А. Г. Моляр и др. // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 1998. – № 2. – С. 26-31.
3. Федірко, В. М. Азотування як метод підвищення зносостійкості титану та сплавів на його основі [Текст] / В. М. Федеріко, І. М. Погрелюк, О. І. Ясівський // Проблеми трибології. – 1996. – № 2. – С. 52 – 56.
4. Лось, А. В. Основные положения метода обеспечения долговечности подвижных самолетных узлов в условиях кососимметричного нагружения [Текст] / А. В. Лось // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии : сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та „ХАИ”. – Вып. 62 – X, 2013. – С. 5 – 12.
5. Лось, А. В. Моделирование условий взаимодействия основных элементов подвижного узла при кососимметричном его нагружении [Текст] / А. В. Лось // Вопросы проектирования самолетных конструкций : сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та «ХАИ». – Вып. 4 (76). – X, 2013. – С. 64–72.
6. Волох, И. Н. Экспериментальные основы оценки износостойкости шарниров шасси [Текст] / И. Н. Волох, В. И. Рябков // Авиационная промышленность. – 1986. – № 19. – С. 4 – 56.
7. Особенности использования титановых сплавов нержавеющей стали и металлокомпозиционных антифрикционных покрытий в шасси современных самолетов [Текст] / В. И. Рябков, Л. В. Капитанова, Ю. В. Бабенко и др. // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2003. – № 36/1. – С. 6 – 14.
8. Конструирование и изготовление конструкций из композиционных материалов [Текст] / В. Е. Гайдачук, Д. С. Кива, В. Н. Кобрин и др. – X. : ХАИ, 1989. – 128 с.

Поступила в редакцию 1.06.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

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

КРИТЕРІЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ АНТИФРІКЦІЙНИХ ПОКРИТТІВ В РУХОМИХ ГРАНИЧНО ТА КОСОСИМЕТРИЧНО НАВАНТАЖЕНИХ ВУЗЛАХ ЛІТАКОВИХ АГРЕГАТИВ

О. В. Лось

Запропоновано єдину методичну базу у вигляді окремих критеріїв ефективності застосування антифрикційних покриттів в рухомих гранично та кососимметрично навантажених вузлах літакових агрегатів. Граничними параметрами в цих критеріях виступають величини граничних питомих тисків ($p_{гп}$) і температури ($t_{гп}$, °C) в зоні тертя, які забезпечують стійку працездатність вузла і граничного шляху тертя $L_{гп}$ та інтенсивності зносу J_h , що забезпечують задану довговічність. За цими критеріями оцінено п'ять найбільш вживаних

в літакових вузлах пар тертя та покриттів на основі гальванічного хрому, органоволокнистих та металокомпозиційних покриттів. Як альтернативу гальванічному хрому розглянуто ефективність карбіду вольфраму, який за граничними параметрами порівнюється з ним, а за технологічністю та екологічністю істотно перевершує його.

Ключові слова: гранично і кососиметрично навантажені вузли, критерії ефективності пар тертя і антифрикційних покриттів.

CRITERIA OF EFFECTIVE APPLICATION OF ANTIFRICTIONAL COATINGS IN MOVABLE ULTIMATE AND SKEW LOADED AIRCRAFT UNITS

A. V. Los'

A unified methodological framework in the form of partial effectiveness criteria of anti-friction coatings in moving ultimate and skew-symmetrically loaded assemblies of aircraft aggregates. Limit parameters in these criteria are the values of the ultimate unit pressure (p_{np}) and temperature ($t_{np}, ^\circ\text{C}$) in the friction zone to ensure stable operation and the limiting friction path length L_{np} and the wear rate J_h providing the given life. According to these criteria five of the most frequently used friction pairs and coatings based on chromium plating, filament-reinforced organic and metal-composite coatings. Alternatively to galvanic chromium there was examined effectiveness of tungsten carbide, which is comparable to galvanic chromium by the limiting parameters, but significantly exceeds it in manufacturing and ecology.

Keywords: ultimate and skew-symmetrical loaded assemblies, performance criteria of friction pairs and anti-friction coatings.

Лось Александр Васильевич – заместитель Главного конструктора, государственное предприятие «Антонов», Киев, Украина.

УДК 621.515

А. В. КОТОВ, М. А. ШАРОВСКИЙ, М. Ю. ШЕЛКОВСКИЙ

ГП НПКГ “Зоря”-“Машипроект”, Украина

АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАДИАЛЬНОГО ЛОПАТОЧНОГО ДИФFUЗОРА ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА

В работе представлены результаты аэродинамического совершенствования двухрядного радиального лопаточного диффузора центробежной ступени компрессора. С целью определения аэродинамических характеристик двух полноразмерных вариантов (исходного и оптимизированного) модели диффузора проведены стендовые испытания. Каждая модель, кроме непосредственно выходной системы, включала входное устройство с аппаратом закрутки, а также имитатор кожуха камеры сгорания. Дан анализ влияния различных конструктивных и режимных факторов на аэродинамическую эффективность лопаточного диффузора. На основе расчетных и экспериментальных исследований приведены аналитические зависимости для учета взаимосвязи между коэффициентом потерь, запасом по срыву потока в лопаточном диффузоре при различных значениях угла атаки и скорости набегающего потока.

Ключевые слова: компрессор, лопаточный диффузор, оптимизация, эксперимент, коэффициент восстановления полного давления.

Введение

При разработке многоступенчатых высоконапорных компрессоров для малоразмерных ГТД важной проблемой является обеспечение высокого КПД их последних ступеней [1]. Уменьшение относительного удлинения лопаток приводит к росту концевых потерь. В этом случае для получения высоких значений КПД компрессора целесообразно заменить несколько последних осевых ступеней, имеющих низкие значения КПД, одной центробежной ступенью [2].

Важным элементом центробежной ступени, предназначенной для преобразования кинетической энергии потока на выходе из рабочего колеса (РК) в статическое давление, является радиальный лопаточный диффузор (ЛД). Отличительной особенностью ЛД по сравнению с направляющим аппаратом (НА) осевой ступени компрессора является высокая аэродинамическая нагруженность, в результате которой проявляется склонность течения к отрыву и потере устойчивости [3].

1. Постановка задачи

Течение в радиальном ЛД является турбулентным, нестационарным, вязким и трехмерным. Кроме того, торцевые пограничные слои в канале диффузора часто смыкаются при малой его высоте. Ограниченное число систематизированных экспериментальных исследований ЛД (в отличие от решеток

профилей РК и НА осевых компрессоров) не позволяет при проектировании давать однозначные рекомендации по выбору их геометрических параметров. Поэтому при проектировании ЛД используют всю совокупность имеющихся комплексов программ, в том числе собственные разработки [4]. Применение методов расчета трехмерного вязкого течения позволяет оценивать эффективность различных конструктивных мероприятий по аэродинамическому совершенствованию ЛД, оптимизировать геометрию профилей в однокритериальной или многокритериальной постановке [5].

Геометрия ЛД характеризуется большим числом параметров, в том числе: густотой решетки, отношением радиусов входа и выхода, формой проточной части и т.д. От эффективности ЛД и согласования его характеристик с характеристиками рабочего колеса (РК) в значительной степени зависит КПД центробежной ступени [6]. Основными величинами, характеризующими эффективность ЛД, являются коэффициенты потерь полного давления (ξ), восстановления полного давления (σ), восстановления статического давления (C_p), запас по срыву потока [1-8]. Для согласования характеристик РК и ЛД применяется поворот лопаток НА (стоящего перед центробежным РК) и ЛД [9], вводится переменный угол установки профилей ЛД по высоте проточной части [10] и т.д.

Учитывая, что во входном участке ЛД реализуется основная часть повышения статического давления и возникает большое торможение потока, в ра-

боте [2] отмечено сильное влияние геометрической площади горловины ЛД на его эффективность и слабая зависимость параметров ЛД от изменения угла установки, формы профилей лопаток. Эффективность венцов осевых ступеней также зависит от диффузорности входного участка РК и НА [11]. В работах [3, 12] указано, что одним из основных параметров, определяющих режим работы ЛД, является угол атаки на входе в решетку. Имеющиеся в литературе рекомендации по его выбору на расчетном режиме противоречивы. В работе [12], в результате исследования ЛД малой густоты, рекомендуется величина $i_{\text{ЛД}} = +2^\circ$, в работе [3] установлена оптимальная величина $i_{\text{ЛД}} = -1,5^\circ$ в зависимости от F_Γ / F_1 . В связи с этим необходимо уточнение зависимостей $F_\Gamma / F_1 = f(i_{\text{ЛД}})$ и $\xi = f(i_{\text{ЛД}})$, при различной скорости потока на входе в ЛД.

Таким образом, цель работы - аэродинамическое совершенствование радиального ЛД центробежной ступени, с уточнением взаимосвязи между коэффициентом потерь, запасом по срыву потока в ЛД при различных значениях угла атаки и скорости набегающего потока, диффузорности входного участка F_Γ / F_1 на основе расчетных и экспериментальных исследований.

2. Решение задачи

Объектом исследований являлась выходная система центробежной ступени осецентрированного компрессора (ОЦК) с РК закрытого типа [13]. Проектные параметры центробежной ступени следующие: $\pi_{\text{цбк}}^* = 1,55$; $G_{\text{Впр}} = 3,3$ кг/с, $\eta_s^* = 0,850$. Выходная система вертикальной конструкции состоит из безлопаточного диффузора (БЛД), первого ряда ЛД и второго ряда ЛД (рис. 1). Радиальная протяженность выходной системы составляет $D_4 / D_0 = 1,49$.

Проектирование ЛД выполнено с помощью разработанного комплекса программ "СВК" путем решения обратной задачи газодинамики на среднем радиусе [1-3]. При этом использованы уравнения постоянства расхода на входе и выходе из венца, сохранения энергии, уравнение Бернулли [1]:

$$G_1 = G_2; \quad (1)$$

$$c_p \cdot T_1^* = c_p \cdot T_2^*; \quad (2)$$

$$\Delta P^* = \xi \cdot \rho \cdot (C_1^2 / 2). \quad (3)$$

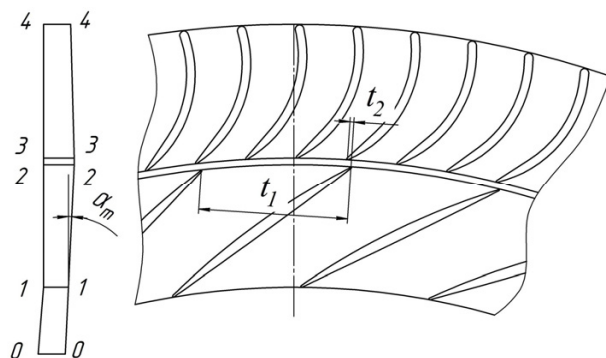


Рис. 1. Схема проточной части ЛД:

(0-1) – безлопаточный диффузор;

(0-2) – первый ряд ЛД;

(3-4) – второй ряд ЛД;

(α_m) – угол раскрытия проточной части;

t_1 – шаг лопаток решетки первого ряда ЛД;

t_2 – расстояние между выходной кромкой лопаток первого ряда ЛД и входной

Окружную скорость на входе в ЛД определена из уравнения изменения момента количества движения [1]

$$C_{1U} = \frac{1}{\left[\frac{\lambda_{\text{трБЛД}} \cdot \pi \cdot (D_1 - D_0) \cdot \gamma_1}{4 \cdot G_1} + \frac{2}{C_{0U} \cdot D_0} \right]} \cdot \frac{D_1}{2}, \quad (4)$$

где $\lambda_{\text{трБЛД}}$ – коэффициент трения в безлопаточном диффузоре;

G_1 – расход воздуха на входе в венец;

C_{0U} – окружная скорость на входе в БЛД;

D_1 , D_0 – диаметры проточной части на входе и выходе из БЛД (рис. 1).

Угол отставания потока на выходе из ЛД на расчетном режиме определен по эмпирической зависимости

$$\delta = 3 + 1,786 \cdot (F_4 / F_3 - 2,1) \quad (5)$$

Число лопаток, хорда, углы выноса профиля, относительная толщина, угол раскрытия проточной части в меридиональной плоскости являлись основными варьируемыми переменными при проектировании. Лопатки имели постоянный профиль по высоте. На расчетном режиме степень расширения потока в первом ряду ЛД составила $F_2 / F_1 = 1,8$ при приведенной скорости потока на входе $\lambda_1 = 0,63$, а степень расширения потока во втором ряду ЛД $F_4 / F_3 = 1,75$. Основными критериями выбора геометрии ЛД являлись диффузорность входного участка межлопаточного канала F_Γ / F_1 и угол поворота потока в горле $\Delta \alpha_\Gamma$:

$$F_\Gamma / F_1 = (Z_{\text{ЛД}} \cdot D_\Gamma \cdot h_\Gamma) / (\pi \cdot D_1 \cdot h_1 \cdot \sin(\alpha_1)), \quad (6)$$

$$\Delta \alpha_\Gamma = \alpha_\Gamma - \alpha_1, \quad (7)$$

где $Z_{\text{ЛД}}$ - число лопаток диффузора;

D_{Γ} - диаметр горла межлопаточного канала;

h_{Γ} - высота проточной части в горле межлопаточного канала;

α_1 - угол потока на входе в ЛД;

α_{Γ} - геометрический угол в горле ЛД.

По результатам стендовых экспериментальных исследований КПД центробежной ступени составил $\eta_s^* = 0,825$ [13]. Для дальнейшего улучшения параметров ОЦК потребовалось улучшение характеристик выходной системы путем изменения геометрических параметров первого ряда ЛД.

Оптимизацию геометрии ЛД выполнено по результатам расчетов трехмерного вязкого течения, с использованием программного комплекса ANSYS CFX и симплекс метода оптимизации (рис. 2). Расчетная модель состояла из группы осевых ступеней и центробежной ступени с целью учета эффектов

взаимного влияния (рис. 3). Выбор численной схемы, густоты сеточного разбиения, модели турбулентности рассмотрены в работах [13, 14].

Варьировалось всего пять переменных: геометрические углы входа и выхода ($\alpha_{1\Gamma}, \alpha_{2\Gamma}$), угол раскрытия проточной части в меридиональной плоскости (α_m), коэффициент S-образности формы средней линии профиля, (P_s) [15], определяющий изменение диффузорности вдоль межлопаточных каналов, а также относительное взаиморасположение лопаток первого и второго ряда ЛД по шагу ($\bar{t}_{\text{см}}$), определяемое по зависимости

$$\bar{t}_{\text{см}} = t_2 / t_1, \quad (8)$$

где t_1 - шаг лопаток решетки первого ряда ЛД, t_2 - расстояние между выходной кромкой лопаток первого ряда ЛД и входной кромкой лопаток второго ряда (рис. 1). При определении геометрических

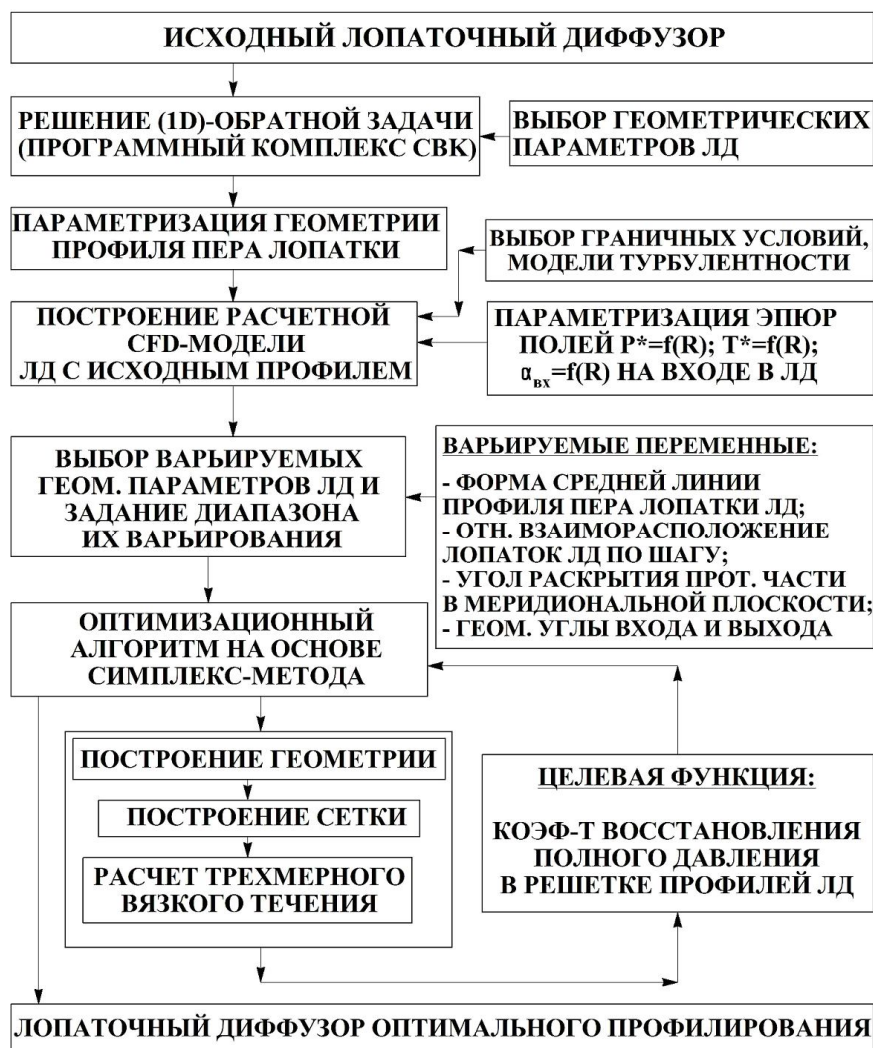


Рис. 2. Структурная схема аэродинамического совершенствования радиального ЛД

углов выхода лопаток использованы результаты экспериментального исследования S-образных решеток профилей [13, 15]. Целевой функцией при оптимизации являлся коэффициент восстановления полного давления выходной системы (σ), с учетом конструктивных ограничений.

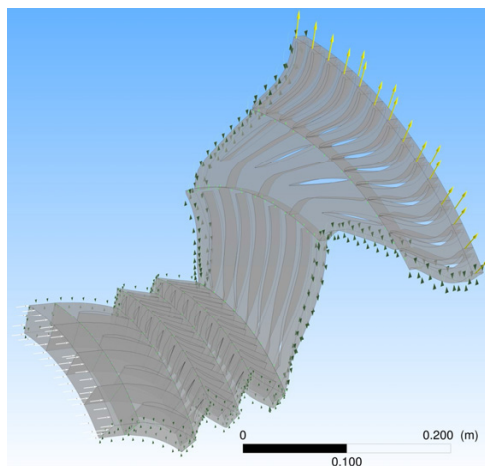


Рис. 3. Схема расчетной CFD-модели

По сравнению с исходным, в оптимизированном ЛД увеличена диффузорность входного участка первого ряда (F_T / F_1)_{опт} = 1,098 вместо (F_T / F_1)_{исх} = 1,053 путем изменения геометрического угла входа (при этом угол атаки на входе в первый ряд ЛД увеличился от $i_{\text{ЛД}} = -1,3^\circ$ до $i_{\text{ЛД}} = 0,9^\circ$), а также уменьшен угол изгиба профиля в решетке ($\theta_{\text{опт}} = 5,3^\circ$ вместо $\theta_{\text{исх}} = 10,4^\circ$). Угол раскрытия проточной части в меридиональной плоскости составил $\alpha_m = 2,1^\circ$, а величина оптимального взаиморасположения лопаток первого и второго ряда ЛД $t_{\text{см}} = 0,165$.

3. Экспериментальные исследования

На аэродинамическом стенде научно-исследовательского отделения ЦНИОКР “Машпроект” исследованы аэродинамические характеристики двух полноразмерных вариантов выходной системы – с исходным и оптимизированным первым рядом ЛД при различных углах атаки и скоростях набегающего потока. Течение в ЛД моделировано, пренебрегая окружной неравномерностью потока за центробежным РК. Возможность такого подхода обоснована в работе [2] и др.

Полноразмерная модель выходной системы состояла из ресивера (1), входного устройства (2), аппарата закрутки (3), первого ряда ЛД (4) и второго ряда ЛД (5) (рис. 4). Входное устройство (1) обеспечивает плавный подвод воздуха. Для закрутки пото-

ка на входе в первый ряд ЛД предназначен аппарат закрутки (АЗ) с поворотными лопатками. Для создания условий испытаний, близких к натурным на выходе из модели, установлено имитатор сопротивления камеры сгорания (6).

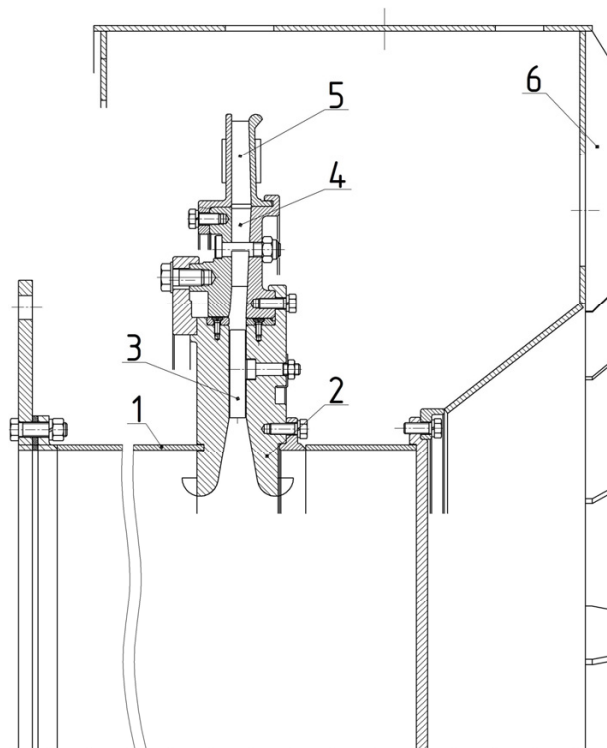


Рис. 4. Конструктивная схема модели ЛД

При экспериментальных исследованиях характеристик модели выходной системы определены атмосферное давление, массовый расход воздуха, избыточные статическое и полное давления, температуру потока на входе, избыточное полное давление перед и за АЗ, угол потока на выходе из АЗ комбинированным пневмонасадком, перемещаемым по высоте проточной части. За ЛД измерено избыточное полное давление. На выходе из второго ряда ЛД определен угол потока с помощью аэродинамического угломера. Также определены поля избыточных статических давлений в межлопаточных каналах первого и второго ряда ЛД. Суммарное количество замеров полного и статического давлений на каждом режиме работы составляло 120 шт. Критерием аэродинамической эффективности выходной системы являлся коэффициент восстановления полного давления (σ).

4. Результаты исследований

По результатам экспериментальных исследований установлено, что на номинальном режиме, при $\lambda_1 = 0,63$ (рис. 5), коэффициент восстановления пол-

ного давления исходного варианта выходной системы в номинальной точке составил $\sigma = 0,947$, при $i_{\text{лд}} = -1,3^\circ$. Вероятно, есть несколько причин высоких потерь: большой угол изгиба профиля лопатки первого ряда ЛД $\theta_{\text{исх}} = 10,4^\circ$ (что соответствует углу раскрытия эквивалентного конического диффузора $\gamma_{\text{экв}} = 9,1^\circ$), высокая скорость течения на входе, большой угол изгиба профиля лопатки второго ряда ЛД $\theta_{\text{лд2}} = 63^\circ$ при ограниченной длине хорды.

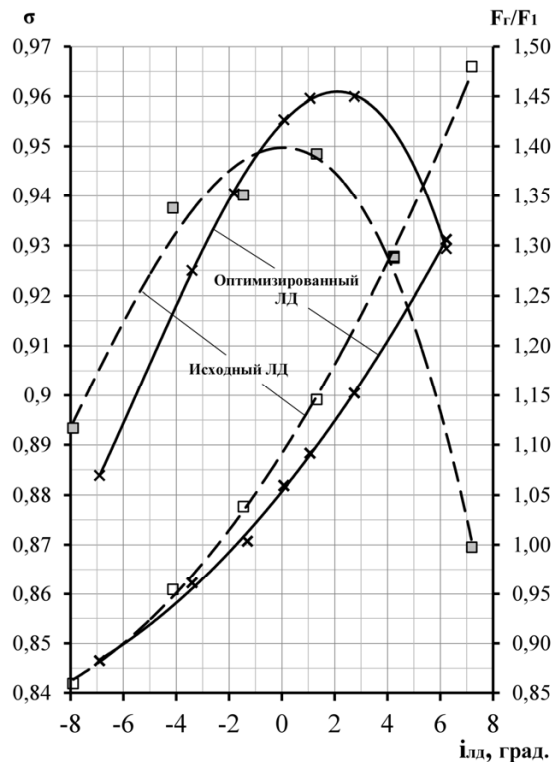


Рис. 5. Изменение σ и F_T/F_1 от i при $\lambda_1 = 0,63$

Эффективность выходной системы с оптимизированным ЛД выше исходной в широком диапазоне режимов работы по углу атаки $i_{\text{лд}} = (-1...6)^\circ$. Уменьшение угла изгиба профиля лопаток первого ряда ЛД привело к устранению резкого изменения статического давления в межлопаточных каналах, повышению равномерности потока на входе во второй ряд ЛД (рис. 6). Коэффициент восстановления полного давления в номинальной точке по сравнению с исходным вариантом возрос на 1,2% абсолютных, и составил $\sigma = 0,959$ при $i_{\text{лд}} = 0,9^\circ$, при этом величина $F_T/F_1 \approx 1,09$.

Результаты определения коэффициента потерь в двухрядном ЛД представлены в виде зависимости (рис. 7)

$$\xi = (1,63 - \lambda_1) \cdot (0,0002 \cdot i_{\text{лд}}^3 + 0,0052 \cdot i_{\text{лд}}^2 - 0,0225 \cdot i_{\text{лд}} + 0,22), \quad (9)$$

где $i_{\text{лд}}$ – угол атаки на входе в первый ряд ЛД.

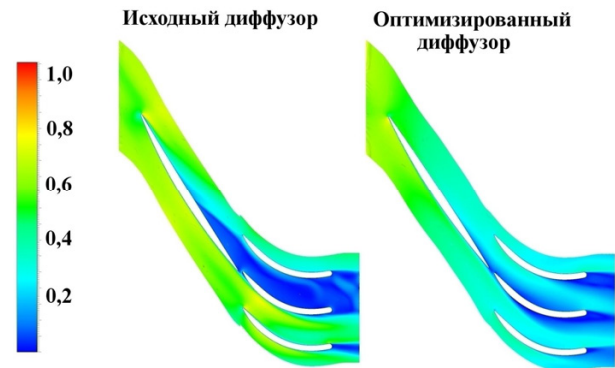
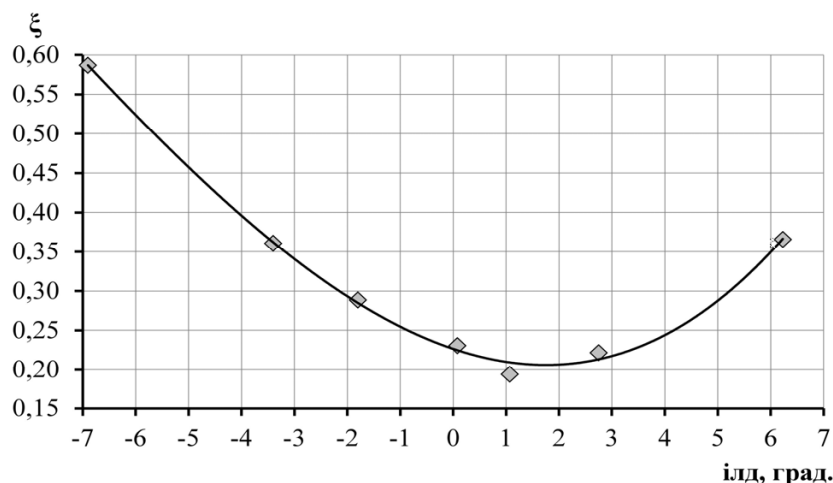
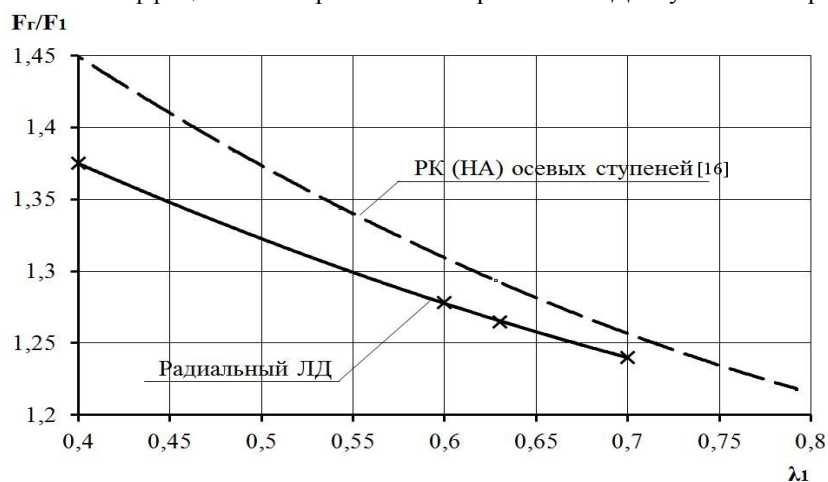


Рис. 6. Поля числа Маха вдоль межлопаточных каналов лопаточного диффузора

На режиме срыва потока в ЛД, который определен по превышению коэффициента гидравлического сопротивления над минимальной величиной в 1,5 раза, значение $F_T/F_1 \approx 1,27$. Установленные в ходе испытаний значения параметра F_T/F_1 на границе срыва при различной приведенной скорости потока на входе позволили расширить статистические зависимости [16] применительно к решеткам профилей радиального ЛД (рис. 8). Из приведенных зависимостей следует, что значения F_T/F_1 , соответствующие границе срыва радиального ЛД ниже величин F_T/F_1 , соответствующих границе срыва осевых решеток профилей РК и НА на $(1,5 \div 5,5)\%$, с уменьшением указанной разницы при увеличении приведенной скорости на входе в решетку. Предельные значения параметра F_T/F_1 , соответствующие границе срыва потока в зависимости от приведенной скорости потока на входе, могут быть выражены зависимостью

$$(F_T/F_1)_{\text{ГС}} = 0,367 \cdot \lambda_1^2 - 0,854 \cdot \lambda_1 + 1,658. \quad (10)$$

КПД центробежной ступени с оптимизированным ЛД возрос на 2% абсолютных, от $\eta_S^* = 0,825$ до $\eta_S^* = 0,845$. Экспериментальные исследования ОЦК с оптимизированным ЛД в составе двигателя подтвердили полученные параметры и характеристики. Рост КПД ОЦК при использовании оптимизированного варианта конструкции составил $\Delta \eta_S^* = 0,6\%$.

Рис. 7. Изменение коэффициента потерь в оптимизированном ЛД от угла атаки при $\lambda_1 = 0,63$ Рис. 8. Зависимость параметра F_G/F_1 от λ_1 на входе в ЛД на границе срыва

Заключение

В результате аэродинамического совершенствования радиального лопаточного диффузора на основе разработанного комплекса программ "СВК" и симплекс-метода оптимизации установлены его оптимальные геометрические параметры: $(F_G/F_1)_{\text{опт}} = 1,098$; $\theta_{\text{опт}} = 5,3^\circ$; $\alpha_m = 2,1^\circ$; $\bar{t}_{\text{см}} = 0,165$. КПД центробежной ступени с оптимизированным ЛД возрос на 2%, от $\eta_S^* = 0,825$ до $\eta_S^* = 0,845$.

Получено дальнейшее развитие расчетной модели для определения критерия срыва F_G/F_1 и коэффициента потерь полного давления применительно к решетке профилей радиального двухрядного лопаточного диффузора.

Литература

1. Теория и расчет авиационных лопаточных машин [Текст] / К. В. Холицевников, О. Н. Емин, В. Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
2. Кампти, Н. Аэродинамика компрессоров [Текст] : пер. с англ. / Н. Кампти. – М.: Мир, 2000. – 688 с.

3. Селезнев, К. П. Центробежные компрессоры [Текст] / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин. – М.: Машиностроение, 1982. – 271 с.

4. Конг Чанг, Х. Исследование эффективности двухкаскадных лопаточных диффузоров центробежных компрессоров [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.12 / Х. Конг Чанг. – М., 2006. – 131 с.

5. Aerodynamic optimization design of vaned diffusers for the 100 kW micro gas turbine's centrifugal compressor [Text] / G. Xi, Z. Wang, C. Zhang, M. Yuan // ASME paper GT2008-50440. – 7 p.

6. Рис, В. Ф. Центробежные компрессорные машины [Текст] / В. Ф. Рис. – Л.: Машиностроение, 1981. – 351 с.

7. Ден, Г. Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров [Текст] / Г. Н. Ден. – Л.: Машиностроение, 1980. – 231 с.

8. Металликов, С. М. Расчет и профилирование радиальных двухрядных диффузоров [Текст] / С. М. Металликов, Ю. В. Бышев, А. И. Горбунов // Двигателестроение. – 1980. – № 8. – С. 36-39.

9. Iancu, F. Low solidity cascade diffuser and scroll optimization for centrifugal compressors [Text] / F. Iancu, J. Trevino, S. Sommer // ASME paper GT2008-50132. – 11 p.

10. Oh, J. Numerical investigation of low solidity vaned diffuser performance in a high-pressure centrifugal compressor. Part II: influence of vane stagger [Text] / J. Oh, C. Buckley, G. Agrawal // ASME paper GT2008-50178. – 8 p.

11. Романов, В. В. Разработка осевого многоступенчатого компрессора двигателя ГТД-110. [Текст] / В. В. Романов, М. А. Шаровский // Компрессорная техника и пневматика. – 1997. – Вып. 1-2 (14-15). – С. 15-23.

12. Ferrara, G. Low solidity vaned diffusers for rotating stall prevention: experimental analysis of some design parameters [Text] / G. Ferrara, L. Ferrari, L. Baldassarre // ASME paper GT2004-54146. – 10 p.

13. Расчетно-экспериментальное исследование центробежной ступени осецентрированного компрессора стационарного ГТД [Текст] / М. А. Шаровский, Е. А. Усатенко, М. Ю. Шелковский, И. А. Зубрицкая // Восточно-Европейский журнал

передовых технологий. – 2012. – № 3/10 (57). – С. 57-60.

14. Шелковский, М. Ю. Верификация программного комплекса ANSYS CFX для численного анализа трехмерного вязкого течения в компрессоре [Текст] / М. Ю. Шелковский // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 3/10 (57). – С. 60-65.

15. Шелковский, М. Ю. Параметрическое исследование газодинамических характеристик компрессорных решеток [Текст] / М. Ю. Шелковский // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 7 (94). – С. 95-106.

16. Расчет суммарных газодинамических характеристик компрессоров по идентифицированной модели с использованием CFD-технологий [Текст] / В. Е. Спицын, М. А. Шаровский, А. В. Ивченко, Е. А. Токарева, М. Ю. Шелковский // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 4/5 (40). – С. 37-41.

Поступила в редакцию 12.06.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

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

АЕРОДИНАМІЧНЕ ВДОСКОНАЛЕННЯ РАДІАЛЬНОГО ЛОПАТКОВОГО ДИФУЗОРА ВІДЦЕНТРОВОГО СТУПЕНЯ КОМПРЕСОРА

А. В. Котов, М. А. Шаровський, М. Ю. Шелковський

У роботі представлено результати аеродинамічного вдосконалення дворядного радіального дифузора відцентрового ступеня компресора. З метою визначення аеродинамічних характеристик двох повнорозмірних варіантів (початкового і оптимізованого) моделі дифузора проведено стендові випробування. Кожна модель, окрім безпосередньо вихідної системи, включала вхідний пристрій з апаратом закручування, а також імітатор кожуха камери згоряння. Даний аналіз впливу різних конструктивних і режимних чинників на аеродинамічну ефективність лопаткового дифузора. На основі розрахункових і експериментальних досліджень приведено аналітичні залежності для урахування взаємозв'язку між коефіцієнтом втрат, запасом по зриву потоку в лопатковому дифузорі при різних значеннях кута атаки і швидкості набігаючого потоку.

Ключові слова: компресор, лопатковий дифузор, оптимізація, експеримент, коефіцієнт відновлення повного тиску.

AERODYNAMIC IMPROVEMENT OF RADIAL VANED DIFFUSER OF COMPRESSOR CENTRIFUGAL STAGE

A. V. Kotov, M. A. Sharovsky, M. Y. Shelkovsky

The results of aerodynamic improvement of double-row vaned diffuser of the centrifugal compressor stage are presented. With the purpose of determination of aerodynamic characteristics of two full-size variants (initial and optimized) of vaned diffuser model stand tests were conducted. Every model, except the output system, included an entrance device with the flow swirling vane, and also imitator of casing of combustion chamber. The analysis of different structural and regime factors influence on aerodynamic vaned diffuser efficiency is given. Analytical dependences for the account of intercommunication between the coefficient of losses, vaned diffuser stall at the different values of incident angles and stream speed are presented, on the basis of calculation and experimental researches.

Key words: compressor, vaned diffuser, optimization, experiment, total recovery pressure coefficient.

Котов Андрей Владимирович – канд. техн. наук, начальник научно-исследовательской лаборатории газодинамики, ЦНИОКР «Машпроект» ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», г. Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

Шаровский Михаил Антонович - начальник сектора газодинамики отдела компрессоров, ЦНИОКР «Машпроект» ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», г. Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

Шелковский Михаил Юрьевич - инженер 1 категории сектора газодинамики отдела компрессоров, ЦНИОКР «Машпроект» ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», г. Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

УДК 621.44.533.697

А. И. ПОПУГА, В. В. КОЛЯДА, А. В. ЕЛАНСКИЙ*ГП «Ивченко-Прогресс», Украина*

ФОРМИРОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО ОБЛИКА СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЬ - МОТОГОНДОЛА - САМОЛЕТНЫЙ ПИЛОН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Представлены результаты численных исследований с целью поиска оптимальных аэродинамических форм двигателя, мотогондола и пилон. В качестве инструмента для достижения поставленной цели использованы разработанные высокоэффективные методы комплексного аэродинамического исследования систем двигатель – мотогондола – пилон, прошедшие верификацию в конструкторском бюро. Критериями оценки качества конструкции приняты: 1) отсутствие скачков уплотнения и отрывных зон; 2) организация структур течения с минимальными потерями энергии; 3) обеспечение наибольшей тяги силовой установки на крейсерском режиме. По сравнению с исходной конфигурацией системы изменена форма внешней части мотогондолы. Существенные изменения внесены в форму воздухозаборника и сопла внутреннего контура. Выполнено существенное изменение выходной кромки пилон, а также передней кромки пилон двигателя внутри второго контура. Указанные мероприятия направлены на устранение скачков уплотнения, имеющих зон отрыва потока, повышение эффективной тяги силовой установки (СУ). Широко представлены результаты расчетов локальных и интегральных параметров модельной системы двигатель-мотогондола-корпус летательного аппарата.

Ключевые слова: численные исследования, оптимизация, двигатель – мотогондола - пилон.

Введение

Современная тенденция развития авиации, связанная с тесным интегрированием двигателя и планера, требует от разработчиков комплексных систем использования целостных, высокоэффективных методов расчета течений газа [1]. Решаемые в процессе проектирования таких систем задачи характеризуются многофакторностью, многорежимностью, широкомасштабностью и нестационарностью исследуемых явлений.

В настоящей работе представлены некоторые результаты численных исследований, целью которых являлась задача поиска оптимальных аэродинамических форм системы двигатель-мотогондола-самолетный пилон.

В качестве инструмента для достижения поставленной цели автором использовано разработанный в рамках конструкторского бюро метод комплексного аэродинамического расчета таких систем [2, 3]. В качестве критериев оценки качества конструкции принято: 1) отсутствие скачков уплотнения и отрывных зон; 2) организация структур течения с минимальными потерями; 3) обеспечение наибольшей тяги СУ.

Учитывая многопараметричность и широкий диапазон работы ТРДД большой степени двухконтурности, предназначенного для магистральных самолетов, результаты исследований представлены

только для крейсерского режима работы, являющегося наиболее значимым в общем цикле работы СУ.

1. Обозначения

P, ρ, T – термодинамические параметры: давление, плотность и температура;

P^0, T^0 – полное давление и полная температура рабочей среды;

P_a, T_a – давление и температура на свободной границе;

N – количество лопаток в венце;

n – частота вращения ротора;

k – энергия пульсационного движения;

ε – диссипация энергии пульсационного движения;

M – число Маха;

G – расход среды;

η – коэффициент полезного действия.

2. Исходная конфигурация СУ

На рис. 1, 2 представлены результаты расчета на крейсерском режиме сопряженного течения газа во втором контуре и в наружной части мотогондолы экспериментальной СУ.

Все величины приводились к безразмерному виду. Эталонной длины выбран радиус среза сопла наружного контура. В качестве эталонов давления и

температуры принимались, соответственно, значения P_a , T_a на свободной границе. Показатель адиабаты $K=1,38$, газовая постоянная $R = 287$ дж/(кг·К). Эталонной скорости служила изотермическая скорость звука $\sqrt{RT_a}$. Физическая вязкость, принятая постоянной во всей расчетной области, соответствовала физической вязкости, взятой на свободной границе. Фоновая турбулентность течения составляла 0,1%. Полетное число Маха 0,8. Скорость вращения рабочего колеса вентилятора $n = 5600$ об/мин. Рабочее колесо вентилятора включало 35 лопаток. Число лопаток спрямляющего аппарата 64.

В представленных результатах все расходы газа приводились к расходу газа, определенному на входе в двигатель. Так что расход газа на входе в первый контур $G_{i1} = 0,09012$, а также расход газа через сопло первого контура $G_{s1}=0,08906$, являлись величинами известными.

Из представленных на рис. 1, 2 результатов видно наличие сверхзвуковых зон с наружной стороны обечайки воздухозаборника, а также с наружной стороны обечайки сопла второго контура. Присутствие сверхзвуковой области можно наблюдать и на наружной стороне среза сопла первого контура.

Необходимо отметить наличие зон отрыва вблизи внутреннего конуса сопла первого контура, а также во внутренней части воздухозаборника, что неблагоприятно скажется на работе и эффективности СУ.

Помимо анализа полей параметров проводились вычисления различных интегральных параметров СУ, среди которых, например, расход газа на срезе сопла второго контура. В исследуемом случае он составил 0,91.

Для конфигурации СУ характерны следующие значения тяг:

суммарная идеальная тяга, которая определялась по полным параметрам газа после спрямляющего аппарата и тягой внутреннего сопла;

внутренняя тяга, определялась путем интегрирования разности выходного и входного импульсов, а также избыточных сил давления по соплам первого и второго контуров;

располагаемая (эффективная) тяга, отличающаяся от внутренней тяги на величину суммарных аэродинамических нагрузок на мотогондолу и выходные конуса реактивных сопел.

Если принять за единицу суммарную идеальную тягу, то согласно расчету исходного профиля СУ получено, что располагаемая тяга имела следующие осевые составляющие:

- сила сопротивления внешней части мотогондолы $F_m = -0,07947$;
- сила воздействия струи на внутренний конус сопла второго контура $F_{k2} = -0,00587$;
- сила воздействия струи на внутренний конус сопла первого контура $F_{k1} = 0,06333$;

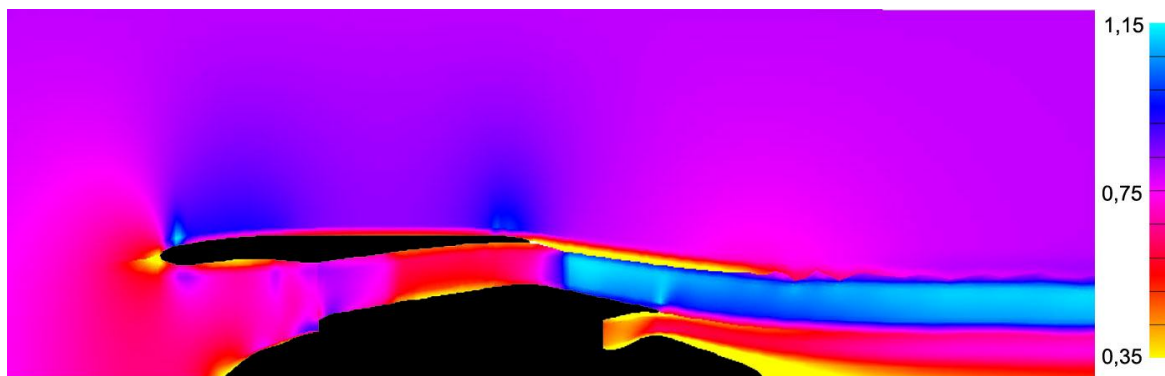


Рис. 1. Число М

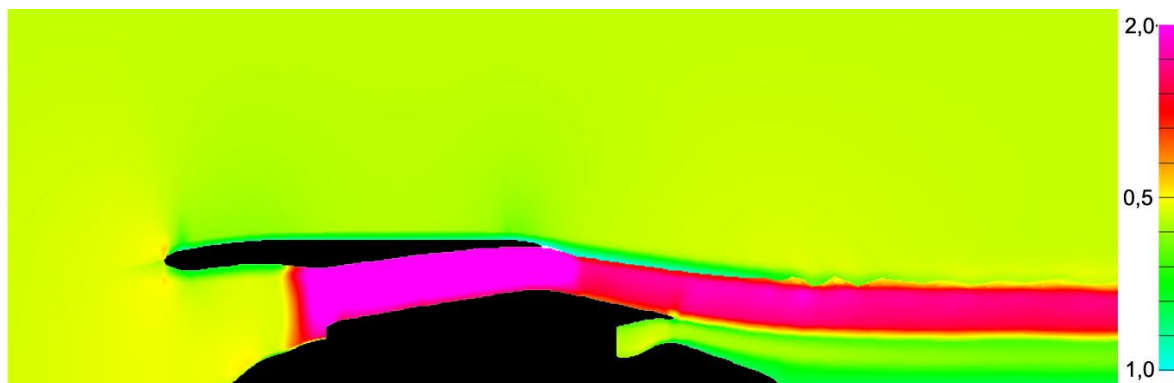


Рис. 2. Распределение полного давления

- сила тяги сопла первого контура
 $F_1 = 0,11227$;
 - сила тяги сопла второго контура
 $F_2 = 0,82193$.

В качестве интегрального параметра, характеризующего газодинамическую эффективность конструкции, рассматривался КПД сопел 1-ого и 2-ого контуров, вычисляемый по соотношению

$$\eta = \frac{P_{ou}^0(S) - P_{ou}}{P_{in}^0 - P_{ou}}, \quad (1)$$

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

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

P_{ou} – статическое давление в сечении выхода.

Расчетные значения КПД для исходной конфигурации СУ составили: для 1-ого контура $\eta = 0,93$; для 2-ого контура $\eta = 0,96$.

3. Формирование рационального облика внутренней и внешней части мотогондолы

На первом этапе исследовательских работ

проведены параметрические исследования осесимметричного закрученного течения в СУ при отсутствии самолетного пилона и аэродинамической стойки внутри второго контура двигателя [2].

В результате проведенных численных исследований для различных внешних форм мотогондолы получены такие обводы, при которых отсутствуют сверхзвуковые зоны на входной и выходной обечайках (см. рис. 3, 4).

Для исключения возможности образования отрывных зон с внутренней стороны воздухозаборника, оптимизирована его геометрия и увеличена осевая протяженность в 1,17 раза (см. рис. 3, 4).

Как видно из рис. 3, 4, проведенное перепрофилирование обеспечивает не только исчезновение сверхзвуковых зон, но и утонение пограничных слоев на внешних\внутренних частях мотогондолы, что благоприятно отразится на эффективности СУ.

Существенному перепрофилированию подвергнута внутренняя конфигурация сопла первого контура (сравните рис. 3, 4 с рис. 1, 2), а также конфигурации конусов сопел первого и второго контуров.

В результате проведенных доработок идеальная и внутренняя тяга СУ возросла по сравнению с соответствующими значениями тяг исходной СУ в 1,092 раза. В то же время располагаемая тяга СУ возросла в 1,16 раза.

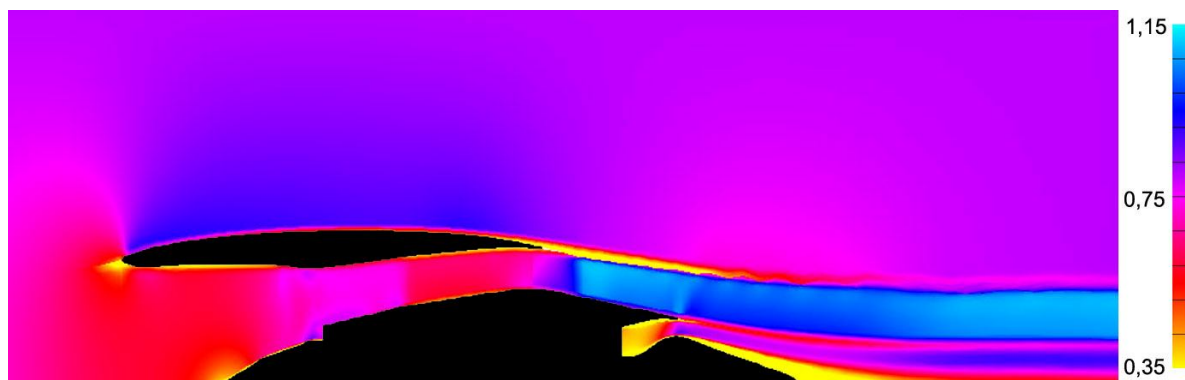


Рис. 3. Число М

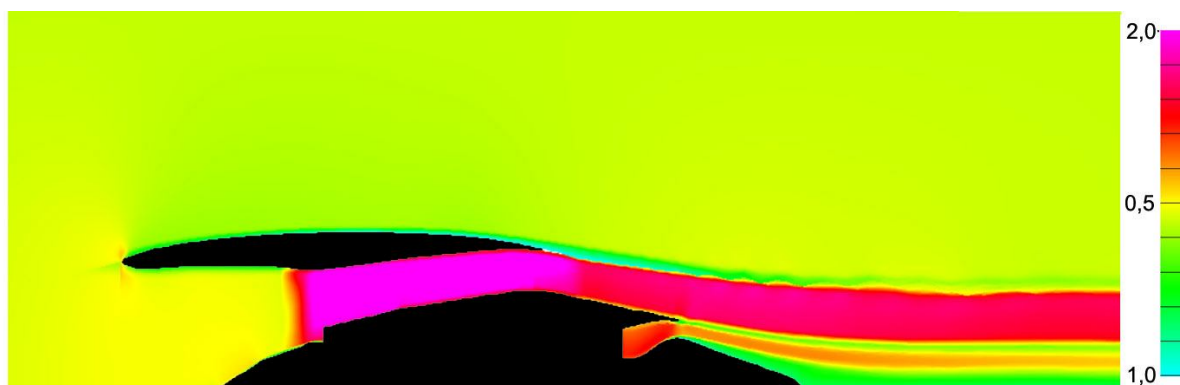


Рис. 4. Распределение полного давления

Расчетные значения КПД для новой конфигурации СУ составили: для 1-ого контура $\eta=0,92$; для 2-ого контура $\eta=0,97$.

4. Совершенствование внутреннего и внешнего облика пилона

На втором этапе численных исследований в расчетную схему включен самолетный пилон. При отсутствии пилона потребовало в зоне его расположения выполнять аэродинамические расчеты с учетом трехмерности течения [3].

На рисунке 5 показан фрагмент течения, свидетельствующий о существовании в кормовой, корневой части пилона сверхзвуковых зон, которые заканчиваются отрывом течения. Неблагоприятная ситуация развивается вверх по течению от носовой части пилона двигателя внутри второго контура, см. рис. 7 а. В указанной области течения наблюдалась зона повышенного давления, которая могла вызвать нежелательные вынужденные колебания лопаток вентилятора.

Для устранения срывных, скользящих течений, которые наблюдались в кормовой части исходной конфигурации пилона, выполнено его перепрофилирование. В результате этих работ выходная кромка пилона сдвинута вниз по течению (см. рис. 6, 7 б). Нижняя, кормовая поверхность пилона, выходящая за пределы сечения сопла первого контура, ориентирована по граничной поверхности течения, сходящей с обечайки сопла внутреннего контура. Как видно из рис. 6, проведенные мероприятия способствовали устранению сверхзвуковых зон в кормовой части пилона. Распределение осредненного в окружном и радиальном направлениях значения параметра энтропии, представленного на рис. 8, подтверждает эффективность проведенных мероприятий.

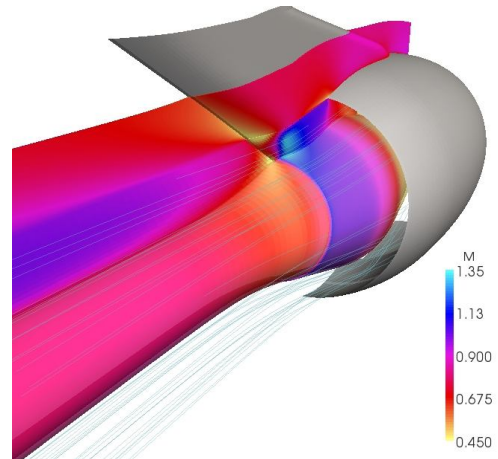


Рис. 5. Распределение безразмерной скорости M для исходной конфигурации самолетного пилона

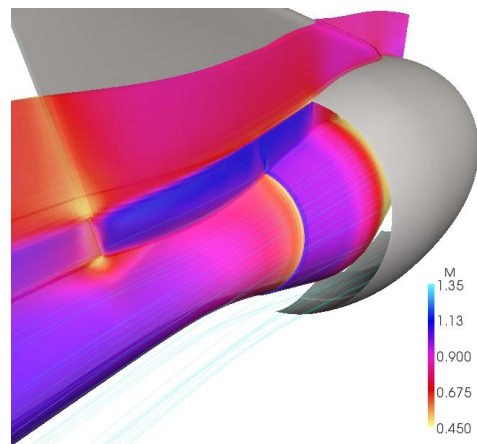


Рис. 6. Распределение безразмерной скорости M

Для устранения зоны повышенного давления в области спрямляющего аппарата носовая часть стойки заострена, см. рис. 9 б. Благодаря этому мероприятию не только улучшено течение в головной части, но и уменьшились профильные потери (см. рис. 10).

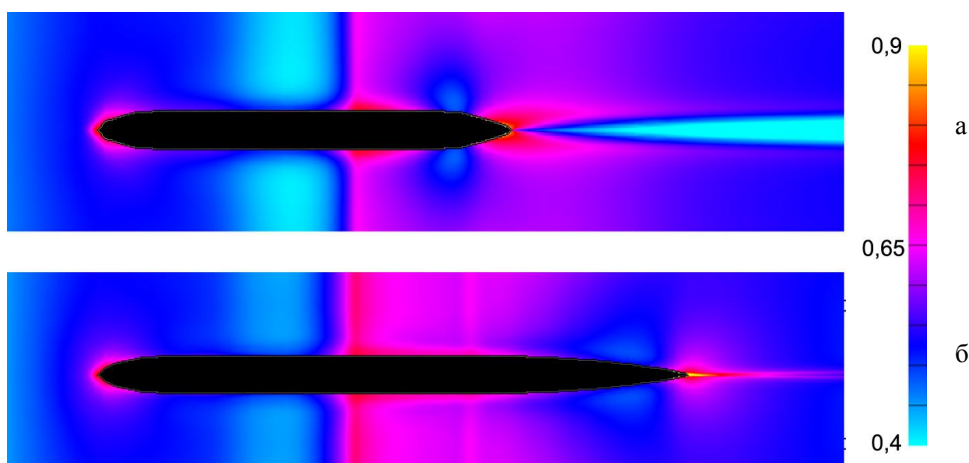


Рис. 7. Распределение безразмерной скорости M вдоль профиля пилона в сечении 3% высоты пилона: а – исходный (верхний) вариант; б – оптимизированный (нижний) вариант

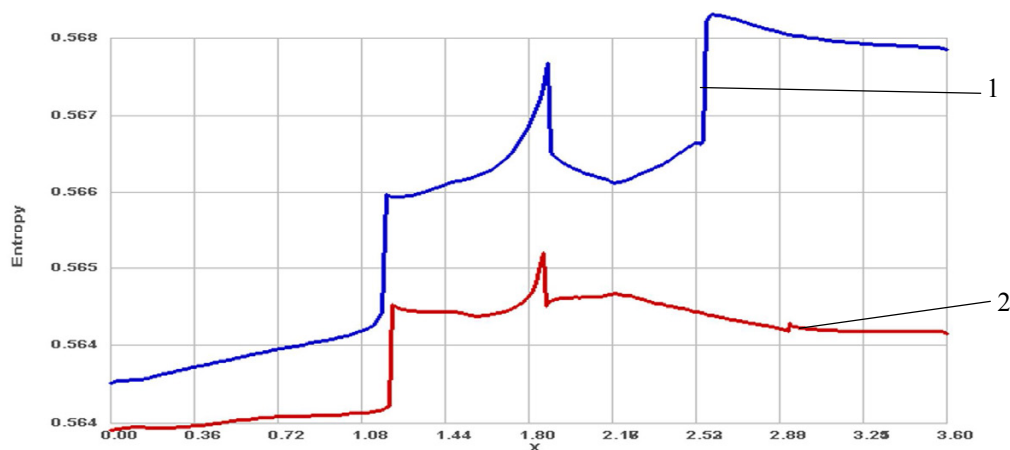


Рис. 8. Осредненное распределение потерь вдоль мотогондолы:
1 – исходный профиль пилон; 2 – скорректированный профиль пилон

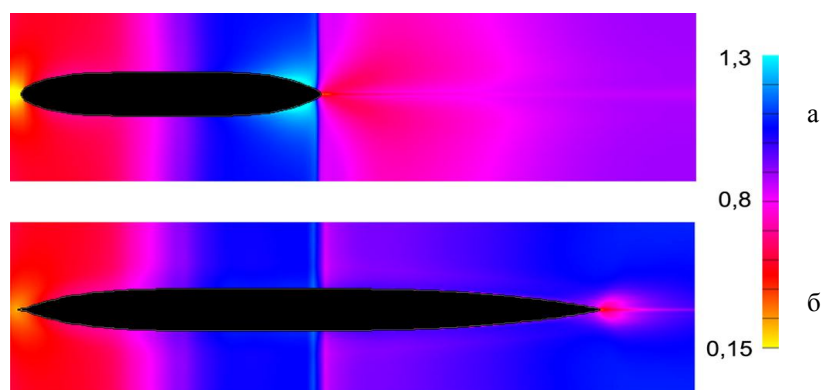


Рис. 9. Распределение безразмерной скорости M вдоль профиля стойки в сечении 7% высоты стойки:
а – исходный (верхний) вариант; б – оптимизированный (нижний) вариант

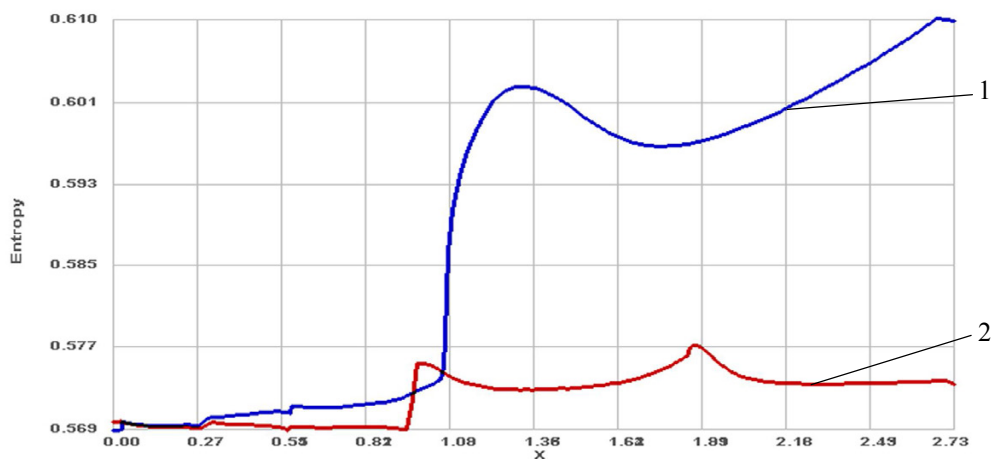


Рис. 10. Осредненное распределение потерь вдоль стойки:
1 – исходный профиль стойки; 2 – скорректированный профиль стойки

Заключение

В рамках модели течения газа, обладающего физической вязкостью и турбулентным движением среды для осесимметричного закрученного течения, а также с учетом трехмерных эффектов, вызванных присутствием пилон самолета, проведен комплекс

численных расчетов, выясняющий влияние различных геометрических параметров на характеристики системы ТРДД-мотогондола-самолетный пилон.

Для рассматриваемого крейсерского режима получена форма внешней части мотогондолы, обеспечивающее отсутствие сверхзвуковых зон.

Показана структура формирования суммарной

эффективной тяги СУ. Выполнена доработка внутреннего сопла, обеспечивающая увеличение эффективной тяги двигателя.

Выполнены работы по улучшению формы пилона, обеспечивающие благоприятные структуры течения в кормовой части СУ, а также в области взаимодействия пилон и спрямляющего аппарата.

Литература

1. Методология оптимального проектирования двухконтурных сопел в составе мотогондолы двигателя [Текст] / Н. А. Зленко, С. В. Михайлов, А. А. Савельев и др. // Реактивные сопла перспек-

тивных гражданских самолетов : Тр. ЦАГИ, сб. ст. – М. : 2013. – Вып. 2710. – С. 91-110.

2. Лапотко, В. М. Сопряженная газодинамическая модель второго контура и наружной части мотогондолы ДТРД [Текст] / В. М. Лапотко, Ю. П. Кухтин, Г. И. Слынько // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 3(110). – С. 15-22.

3. Кухтин, Ю. П. Сопряженное численное моделирование внутренней и внешней аэродинамики системы двигатель-корпус летательного аппарата [Текст] / Ю. П. Кухтин, В. М. Лапотко, А. В. Еланский // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 3(110). – С. 30-36.

Поступила в редакцию 30.05.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой теплотехники и гидравлики Г. И. Слынько, Запорожский Национальный технический университет, Запорожье.

ФОРМУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО ОБЛІКУ СИСТЕМИ ДВИГУН - МОТОГОНДОЛА - ЛІТАКОВИЙ ПІЛОН З ВИКОРИСТАННЯМ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

А. І. Попуга, В. В. Коляда, О. В. Єланський

Представлено результати чисельних досліджень з метою пошуку оптимальних аеродинамічних форм двигуна, мотогондoli і пілона. Як інструмент для досягнення поставленої мети використано розроблені високоефективні методи комплексного аеродинамічного дослідження систем двигун - мотогондola - пілон, що пройшли верифікацію в конструкторському бюро. Критеріями оцінки якості конструкції прийнято: 1) відсутність стрибків ущільнення і відривних зон; 2) організація структур течії з мінімальними втратами енергії; 3) забезпечення найбільшої тяги силової установки на крейсерському режимі. У порівнянні з вихідною конфігурацією системи змінено форму зовнішньої частини мотогондoli. Суттєві зміни внесено у форму повітрозабірника і сопла внутрішнього контуру. Виконана суттєва зміна вихідної кромки пілона, а також передньої кромки стійки усередині другого контуру двигуна. Зазначені заходи спрямовано на усунення стрибків ущільнення, наявних зон відриву потоку, підвищення ефективної тяги силової установки (СУ). Широко представлено результати розрахунків локальних і інтегральних параметрів модельної системи двигун - мотогондola - корпус літального апарату.

Ключові слова: чисельні дослідження, оптимізація, двигун - мотогондola - пілон.

SHAPING A REASONABLE APPEARANCE OF ENGINE - ENGINE NACELLE - AIRCRAFT PYLON SYSTEM BY USING COMPUTATIONAL MODELING

A. I. Popuga, V. V. Kolyada, A. V. Elansky

Represented are the results of numerical investigations for the purpose of searching optimum aerodynamic forms of the engine, the engine nacelle and the pylon. As a tool for pursuing the target goal used were the developed high-efficiency methods of complex aerodynamic study of the engine - engine nacelle - pylon systems, verified in the design bureau. As criteria for design quality evaluation accepted were the following: 1) absence of compression shocks and separation zones; 2) organization of flow structures with minimal energy losses; 3) provision of maximum power plant thrust at cruise power setting. As compared with the baseline system configuration the shape of the engine nacelle external portion was changed. Essential modifications were introduced in the forms of the air intake and the core nozzle. Completed was essential change in the pylon trailing edge, as well as in the front edge of the strut inside the engine bypass air duct. The specified measures were aimed to eliminate the compression shocks, existing flow separation zones, and to increase the installed thrust of the power plant. Amply presented are the computational results for the local and integral parameters of the engine - engine nacelle - airframe system model.

Key words: numerical studies, optimization, engine - nacelle - pylon.

Попуга Андрей Иванович – ведущий конструктор, ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина.

Коляда Виталий Викторович – ведущий инженер, ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина.

Еланский Александр Витальевич – начальник бригады, ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина.

УДК 532. 536.2. 621

В. В. КОРОБКО, О. О. МОСКОВКО*Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна*

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЦЕСІВ ЗАПУСКУ ТЕРМОАКУСТИЧНИХ ДВИГУНІВ ЗА УМОВ ВИКОРИСТАННЯ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ

В статті розглянуто питання, пов'язані зі створенням термоакустичних систем, призначених для утилізації низькотемпературних теплових ресурсів. Аналіз попередніх досліджень показав, що в деяких випадках в термоакустичних двигунах має місце велика різниця між температурою джерела теплової енергії та температурою робочого тіла. Це є небажаним явищем для будь якої теплової машини, оскільки зумовлює втрату загальної ефективності. В зв'язку з цим було вирішено провести серію дослідів процесів, які мають місце в термоакустичних двигунах під час їх запуску. В статті наведено результати цих експериментальних досліджень. Встановлено, що можливі умови, коли теплообмінники не здатні забезпечити потрібний тепловий потік і це є лімітуючим фактором для потужності термоакустичних теплових машин. Експерименти також показали, що для самочинного старту термоакустичних коливань повздовжній температурний градієнт в матриці не є єдиною та достатньою умовою. Результати дослідів дозволяють запропонувати ряд рішень, спрямованих на підвищення ефективності низькотемпературних термоакустичних теплових машин.

Ключові слова: термоакустика, тепла машина, двигун, теплообмін, акустика, теплообмінник, матриця, резонатор.

Вступ

Робота будь яких теплових двигунів пов'язана з продукуванням вторинних теплових викидів. Одночасно існує загальна тенденція, коли підвищення ефективності таких двигунів веде до зменшення температурного рівню цих викидів. Можна стверджувати, що існує певний брак теплових машин (ТМ), які здатні ефективно використовувати саме низькопотенційні вторинні та відновлювальні теплові ресурси. Термоакустичні апарати (ТАА) – двигуни (ТАД) і рефрижератори, можуть стати в нагоді для вирішення цієї проблеми. Потенційні можливості термоакустичних теплових машин (ТАТМ) дають змогу створювати ефективні рішення в різних галузях – енергетиці, кліматичних системах, транспорті, кріотехніці. Проте, широкому впровадженню ТАТМ заважають їх мала питома потужність, складність безпосереднього отримання механічної роботи, малий досвід практичного використання.

Мета роботи. Суттєва відмінність ТАТМ від звичайних систем полягає в тому, що в термоакустиці теплообмін є єдиним механізмом як для підводу теплоти до робочого тіла, так і для процесу перетворення теплової енергії в механічну у вигляді потужних акустичних коливань робочого середовища в порожнині резонатора. Забезпечення умов для максимально інтенсивного теплообміну між елементами ТАТМ є неодмінною умовою для створення ефективних ТАА. Використання низькотемпературних

теплових ресурсів створює додаткові труднощі для забезпечення потрібних теплових потоків в ТАТМ. Наявні дослідження спрямовані на вивчення комплексу факторів, які визначають інтенсивність теплообміну в ТАА та пошуку раціональних шляхів підвищення загальної їх ефективності.

1. Аналіз досліджень та публікацій

Відомо, що основою будь якої ТАТМ є теплообмінний вузол, який складається з нагрівача, охолоджувача та розташованої між ними пористої матриці (рис 1) [1].

Завдяки теплообмінникам в матриці формується повздовжній градієнт температури. При досягненні певних значень цього градієнту в резонаторі самочинно виникають акустичні коливання і, оскільки система є резонансною, ці пульсації набувають значної інтенсивності.

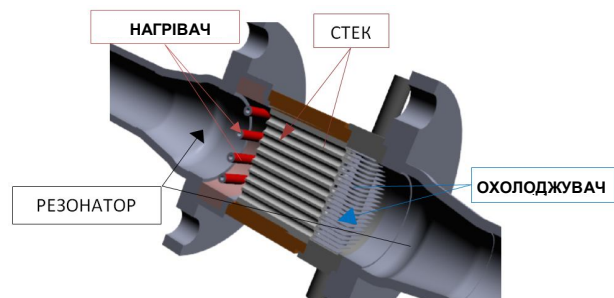


Рис. 1. Загальна схема термоакустичного апарату

Базові принципи теорії ТАТМ започаткували N. Rott та P. Ceperley [2, 3], в подальшому ці положення були розвинені S. Backhaus, G. Swift та S. L. Garrett в [1, 4, 5]. В чисельних роботах детально розглядалися питання теорії ТАТМ, їх конструктивних особливостей, можливих шляхів практичного використання [1, 5-8]. В [9, 10] показано, що на роботу ТАД великий вплив оказують процеси теплообміну між основними структурними частинами ТАА - стеком (матрицею) та теплообмінниками.

Переважає більшість досліджень присвячена вивченню робочих процесів в ТАД на сталих робочих режимах. Найчастіше в експериментальних ТАД використовуються відкриті електричні нагрівачі або пальники. При цьому максимальні температури робочого тіла та поверхонь теплообмінників сягають рівню 600 - 900 °C та вище. Значно менша кількість робіт пов'язана з вивченням роботи низькотемпературних ТАД з робочими температурами у 200 - 400 °C.

Не зважаючи на відмінності у конструкції різних ТАД та на максимальний температурний рівень, існують спільні закономірності у характері протікання робочих процесів. Так, різними дослідниками було показано, що з моменту запуску ТАД, коли в резонаторі виникають акустичні пульсації, відбувається зниження температур нагрівача, матриці та робочого тіла (рис. 2) [7, 8]. В деяких випадках, ці явища не дуже помітні (рис. 2, а), але є приклади, коли падіння температур поверхонь теплообмінників, матриці та робочого тіла є досить суттєвим (рис. 2, б).

Тобто, маючи джерело теплової енергії з температурою у 450°C, наявний ТАД починає працювати у сталому режимі з максимальною температурою робочого тіла, яка не перевищує 250°C, що неодмінно знижує ефективність ТАД. Зрозуміло, що для

випадку утилізації низькотемпературних теплових ресурсів такі явища є абсолютно неприйнятними.

2. Постановка задачі дослідження

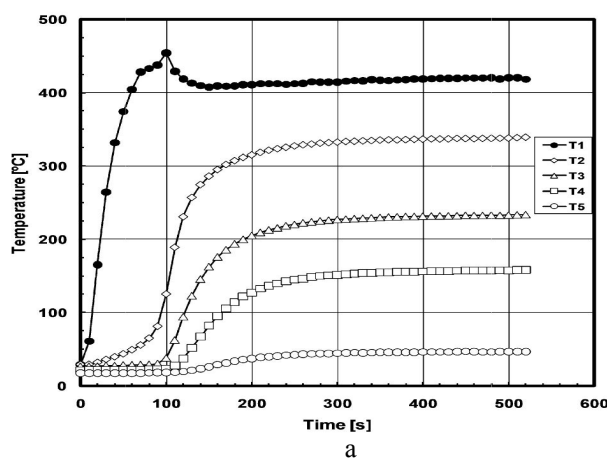
Маючи за мету розробку ТАТМ, призначених для використання низькотемпературних джерел теплової енергії, авторами вирішено провести серію експериментальних досліджень явищ, які мають місце в ТАД під час його запуску.

Перший етап експериментів спрямовано на дослідження процесів в ТАД під час розігріву, запуску та виходу на сталий режим роботи. Основна увага приділялася реєстрації температурних флуктуацій робочого тіла, поверхонь теплообмінників та матриці. В якості об'єкту досліджень було обрано ТАД, який працює в режимі «стоячої» хвилі, реалізуючи термодинамічний цикл Брайтона.

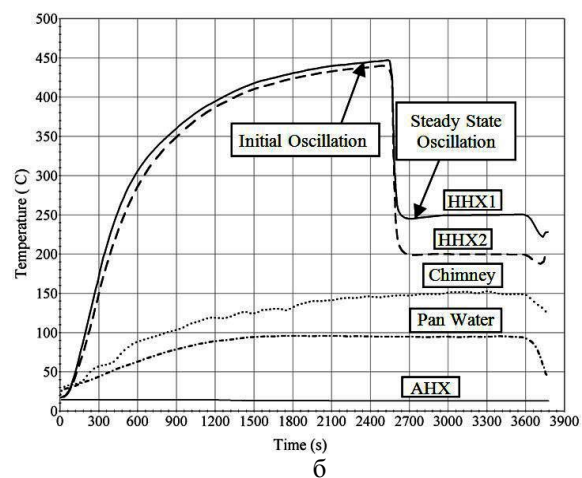
Експерименти проводились з використанням дослідного стенду, який оснащено комп'ютеризованою контрольно-вимірювальною системою [10, 11]. Схема розташування термодатчиків в дослідному ТАД показана на рис. 3.

Планом досліджень було передбачено вивчення впливу низької конструктивних особливостей на робочі характеристики ТАД, а саме:

- визначити залежність пускових якостей ТАД від параметрів нагрівача;
- отримати інформацію відносно коливань температур основних елементів ТАД;
- перевірити ефективність різних типів теплообмінних поверхонь в умовах пульсуючого середовища;
- провести аналіз експериментальної інформації з метою пошуку можливих шляхів зменшення мінімальної температури запуску ТАД.



а



б

Рис. 2. Типовий вигляд температурних трендів основних елементів ТАД:

а – дослідний зразок ТАД [7], б – ТАД проект SCORE [8]

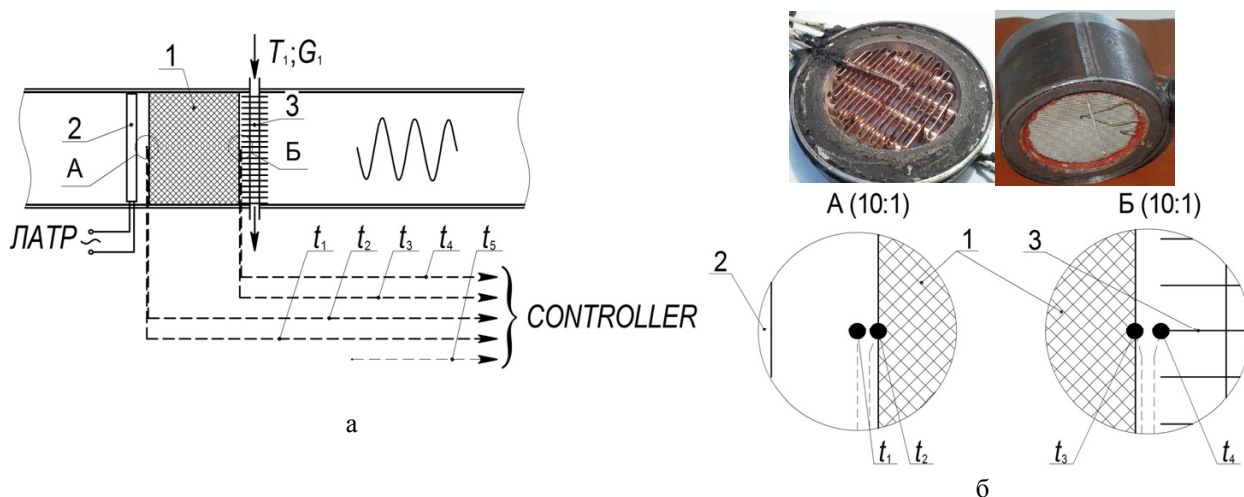


Рис. 3. Схема розташування термопар на експериментальній установці:
1 – стек; 2 – нагрівач; 3 – охолоджувач

3. Аналіз результатів досліджень

В ході першого етапу дослідів єдиним параметром, який змінювався була потужність електричного нагрівача – P_{hit} . Результати цих експериментальних досліджень показані на рис. 4 у вигляді температурних трендів основних елементів ТАД та в таблиці 1.

Момент запуску ТАД визначався за показниками датчиків акустичного тиску та за зміною характеру лінії тренду температури стеку.

Теплообмінники ТАД (нагрівач та охолоджувач) мають підтримувати максимально можливий повздовжній градієнт температури на стеку, забезпечуючи максимальну потужність ТАД. В момент старту ТАД відбувається практично синхронна зміна кривизни температурних трендів нагрівача, робочого середовища та поверхні матриці, що можна бачити на графіках. Аналізуючи наведені результати можна стверджувати, що в момент запуску ТАД відбуваються різкі зміни характеру температурних трендів.

Таблиця 1

Вплив потужності нагрівача на параметри запуску ТАД

P_{heat} , Вт	ΔT_{onset} °C/мм	ΔT_{work} °C/мм	τ_{onset} , сек	t_{start} °C
125	2,7	4,3	87	160
80	3,1	4,1	150	180
54	3,5	3,9	330	200
40	$\Delta T_{stack} \approx 3,5$	–	–	–

Отже має місце стрімке зростання температури матриці при одночасному зниженні температур поверхні нагрівача та робочого тіла. Слід відмітити,

що ці явища більш виражені при високих рівнях підведеної потужності – P_{heat} .

Пояснити такий ефект можна припустивши невідповідність теплової продуктивності нагрівача потенціальній енергоємності матриці та зміною механізмів, що впливають на інтенсивність теплообміну. В умовах пульсуючого руху робочого середовища теплообмін забезпечують різні механізми – конвекція, випромінювання, теплопровідність. Роль кожної складової змінюється в процесі запуску ТАД [9, 10].

Таким чином, за умов обмеження максимальної температури теплообмінників підвищення їх теплової продуктивності є складною задачею, яка потребує розробки спеціальних методів.

Крім того потужність нагрівача суттєво впливає на пускові якості ТАД, зростання P_{hit} скорочує час, потрібний для початку термоакустичних пульсацій, при одночасному зменшенні величини стартового температурного градієнту – ΔT_{onset} . За умов різкого розігріву стеку локальний повздовжній температурний градієнт ΔT_{onset} на момент старту ТАД суттєво менший, ніж на сталому робочому режимі ΔT_{work} . Цей факт підтверджує припущення про важливу роль термоконвекційних течій та гідродинамічної нестабільності в процесі самочинного виникнення термоакустичних пульсацій в каналах матриці.

Більш того, коли потужність нагрівача була зменшена до 40 Вт старт ТАД не відбувся, не зважаючи на те, що досягнутий температурний градієнт – ΔT_{stack} перевищив значення потрібні для виникнення термоакустичних пульсацій ($\Delta T_{stack} \geq 3,6$). Тобто, температурний градієнт ΔT_{onset} не є єдиним фактором, який визначає якості ТАД, що суперечить загально визнаній теорії [1].

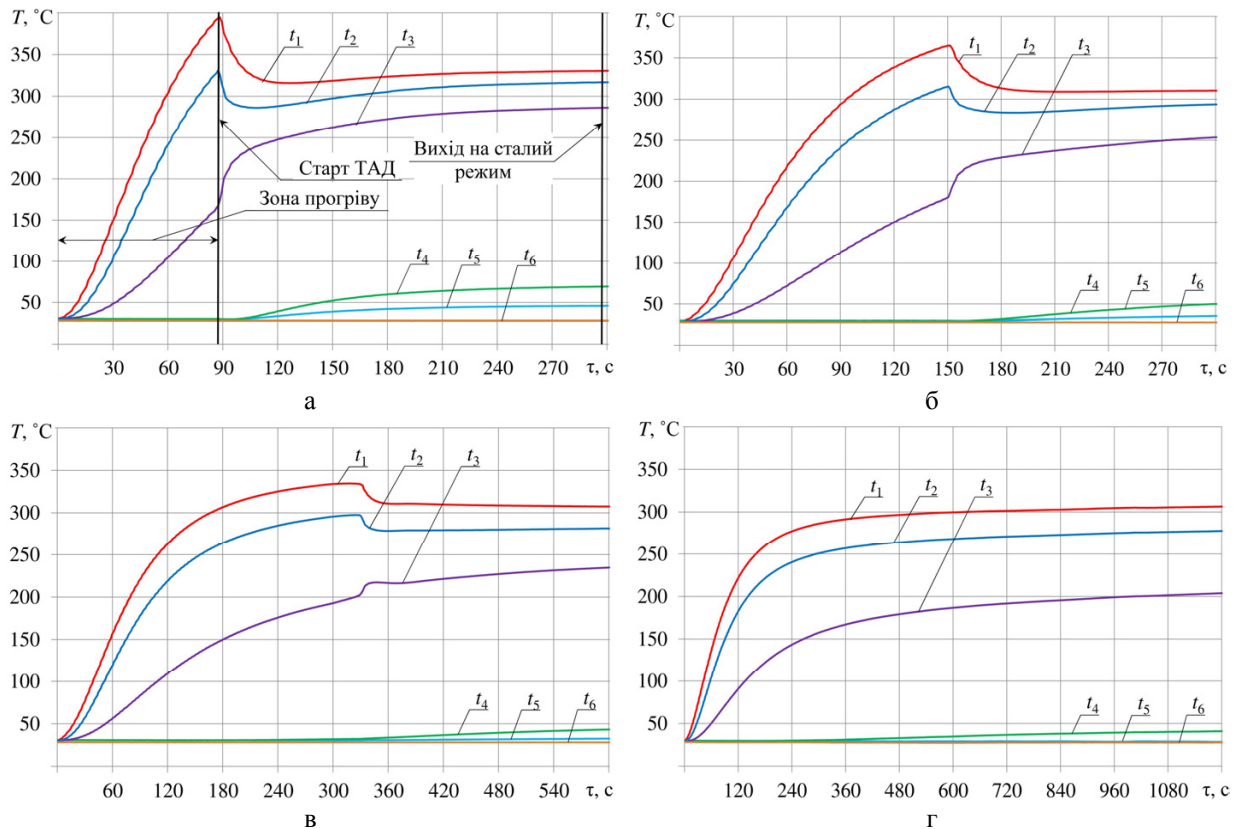


Рис. 4. Температурні тренди основних елементів ТАД під час запуску:

а – потужність нагрівача 125 Вт; б – потужність нагрівача 80 Вт;

в – потужність нагрівача 54 Вт; г – потужність нагрівача 40 Вт

Отже, пошук раціональних шляхів інтенсифікації теплообміну в умовах пульсуючого середовища є важливою задачею для створення ефективних конструкцій ТАТМ.

Висновок

1. Невідповідність теплової продуктивності нагрівача та потенційної енергоємності матриці створює передумови зниження ефективності ТАТМ.

2. Раціональна інтенсифікація процесів теплопереносу є необхідною умовою для вдосконалення ТАТМ.

3. Температурний градієнт в матриці ΔT_{onset} не є єдиним фактором, який визначає умови для запуску ТАД. Важливим є не тільки максимальні значення температури елементів, але і швидкість її зростання. Для надійного запуску ТАД слід забезпечити умови для різкого розігріву нагрівача та матриці.

Література

1. Swift, G. W. *Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators* [Text] / G. W. Swift. – American Institute of Physics, 2002. – 300 p.

2. Rott, N. *Damped and thermally driven acoustic oscillations in wide and narrow tubes* [Text] / N. Rott // *Journal of Applied Mathematics and Physics*. – 1969. – № 20. – P. 230–243.

3. Ceperley, P. H. *A pistonless stirling engine - the traveling wave heat engine* [Text] / P. H. Ceperley // *Journal of Acoustical Society of America*. – 1979. – № 66. – P. 1508.

4. Backhaus, S. *A thermoacoustic-Stirling heat engine: Detailed study* [Text] / S. Backhaus, G. Swift // *J. Acoustic. Soc. Am.* – 2000. – № 107. – P. 3148–3166.

5. Garrett, S. L. *Thermoacoustic engines and refrigerators* [Text] / S. L. Garrett // *American Journal of Physics*. – 2004. – Vol. 72. – P. 11–17.

6. Bruneau *Asymptotic theory of nonlinear acoustic waves in a thermoacoustic prime-mover* [Text] / V. Gusev, H. Bailliet, P. Lotton, M. Bruneau // *Acustica*. – 2000. – Vol. 86. – P. 25–38.

7. Yu, Z. *Experimental testing of the flow resistance and thermal conductivity of porous materials for regenerators* [Text] / Z. Yu, F. A. Z. Saat, A. J. Jaworski // *Proceedings of 23rd IIR International Congress of Refrigeration*. – 2011. – Vol. 32. – P. 217–228.

8. *Development and Assessment of Thermoacoustic Generators Operating by Waste Heat from Cooking Stove* [Text] / B. Chen, A. A. Yousif, P. H. Riley, D. B. Hann // *Engineering*. – 2012. – № 4. – P. 894–902.

9. Коробко, В. В. Исследование факторов, влияющих на эффективность термоакустических аппаратов [Текст] / В. В. Коробко // Прикладні проблеми аерогідромеханіки та тепломасопереносу: матер. 4-ї Міжнар. наук. конф. – Дніпропетровськ : ДНУ, 2012. – С. 56-59.

10. Коробко, В. В. Исследование процессов теплообмена и гидродинамики в элементах термоакустических двигателей [Текст] / В. В. Коробко // Ави-

ационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 8 (105). – С. 123-130.

11. Kondratenko, Y. Multisensor data acquisition system for thermoacoustic processes analysis [Text] / Y. Kondratenko, V. Korobko, O. Korobko // Proceedings of the 6th IEEE international conference Intelligent Data Acquisition and Advanced Computing Systems IDAACS'2011. – Prague, 2011. – Vol. 1. – P. 54-58.

Поступила в редакцию 31.05.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент : д-р техн. наук, проф., зав. каф. двигунів внутрішнього згорання Б. Г. Тимошевський, Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Миколаїв.

ОСОБЕННОСТИ ЗАПУСКА ТЕРМОАКУСТИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

В. В. Коробко, А. А. Московко

В статье рассмотрены вопросы, связанные с созданием термоакустических систем, предназначенных для утилизации низкотемпературных тепловых ресурсов. Анализ предыдущих исследований показал, что в некоторых случаях в термоакустических двигателях имеет место большая разница между температурой источника тепловой энергии и температурой рабочего тела. Это нежелательно для любой тепловой машины, поскольку приводит к потере общей эффективности. В связи с этим было решено провести экспериментальные исследования процессов, имеющих место в термоакустических двигателях при их запуске. В статье приведены результаты этих экспериментальных исследований. Установлено, что возможны условия, когда теплообменники не способны обеспечить нужный тепловой поток и это является лимитирующим фактором для мощности термоакустических тепловых машин. Эксперименты показали, что для самопроизвольного старта термоакустических колебаний продольный температурный градиент в матрице не является единственным и достаточным условием. Результаты работы позволяют предложить ряд решений, направленных на повышение эффективности низкотемпературных термоакустических тепловых машин.

Ключевые слова: термоакустика, тепловая машина, двигатель, теплообмен, акустика, теплообменник, матрица, резонатор.

FEATURES START THERMOACOUSTIC ENGINE UNDER CONDITIONS USING LOW-TEMPERATURE THERMAL ENERGY SOURCE

V. V. Korobko, A. A. Moskovko

The article discusses issues related to the creation of thermoacoustic systems designed for the utilization of low-temperature heat resources. Analysis of previous studies have shown that in some cases in thermoacoustic engines there is a big difference between the temperature of thermal energy of the source and the temperature of the working substance. This is undesirable for any heat engine, as it leads to the loss of overall efficiency. In this regard, it was decided to carry out experimental studies of processes that are taking place in thermoacoustic engines. The results of these experimental studies are shown and discussed in the article. Experiments revealed the possible conditions when heat exchangers are not able to provide the desired heat flux and this is a limiting factor for the power of thermoacoustic heat engines. Experiments have shown that the spontaneous start of thermoacoustic oscillations longitudinal temperature gradient in the matrix is not the only sufficient condition. The results allow us to offer a number of solutions to improve the efficiency of low-temperature thermoacoustic heat engines.

Keywords: thermoacoustic, heat engine, heat transfer, acoustics, heat exchanger, matrix, resonator.

Коробко Володимир Владиславович – канд. техн. наук, доцент кафедри суднових та стаціонарних енергетичних установок, Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: volodymyr.korobko@nuos.edu.ua, kvv001@gmail.com.

Московко Олексій Олексійович – аспірант, Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: oleksiy.moskovko@nuos.edu.ua.

УДК 629.7.036.001

Б. Ш. МАМЕДОВ

Запорожский национальный технический университет, Запорожье, Украина

ЕДИНАЯ ТЕОРИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ. НОВОЕ НАЗНАЧЕНИЕ И ПРИНЦИП РАБОТЫ "НУЛЕВОЙ" СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Рассматриваются недостатки современной теории воздушно-реактивных двигателей, в которой все ее фундаментальные основы - термодинамический цикл турбореактивных двигателей в координатах P - V , T - S , формулы тяги, полетного (тягового) КПД, теорема о подъемной силе продуваемого профиля, являются ошибочными, что приводит к неточному или ошибочному описанию и пониманию различных физических процессов, имеющих место при работе турбореактивных двигателей, в частности, ошибочно описывается назначение и принцип работы "нулевой" ступени компрессора низкого давления, что приводит к неточному проектированию турбореактивных двигателей.

Ключевые слова: заторможенный поток, кинематический анализ, "нулевая" ступень компрессора.

Введение

Современная теория воздушно-реактивных двигателей, например, [1], делится на две части – теоретическую и экспериментальную, которые существуют автономно друг от друга. Такое деление стало возможным благодаря тому, что все, без исключения, фундаментальные основы современной теории ошибочны. К ошибочным фундаментальным основам современной теории воздушно-реактивных двигателей относятся:

1. Термодинамический цикл турбореактивных двигателей в координатах P - V , T - S , [2, 3].
2. Формула тяги, [4].
3. Формула полетного (тягового) КПД, [4].
4. Теорема о подъемной силе продуваемого профиля, [5, 6].
5. Неправильное понимание и применение уравнения Эйлера, [2, 4 – 6].

Основной ошибкой термодинамического цикла турбореактивных двигателей в координатах P - V , T - S является то, что точка В никогда, ни при каких режимах работы при $V_{\Pi} \geq 0$, не может быть расположена выше точки Н, на правильном термодинамическом цикле турбореактивных двигателей в координатах P - V , T - S точка В всегда располагается ниже и правее точки Н, [2, 3]. Расположение точки В выше точки Н, как это принято в современной теории воздушно-реактивных двигателей, [1, с. 16-17, рис. 1.1, рис. 1.2, рис. 1.3 и др.], заставляет конструкторов считать, что сразу после растормаживания колес на ВПП при движении самолета с нарастающей скоростью V_{Π} в выходном сечении В-В воздухозаборника увеличиваются давление P_B^* и температура T_B^* за-

торможенного потока. Это ошибочное мнение, поскольку известно, что при правильно разработанном термодинамическом цикле турбореактивных двигателей в координатах P - V , T - S , [2, 3], и давление и температура входящего газового потока (воздуха) в выходном сечении воздухозаборника В-В до $0,6 M_{\Pi}$ уменьшаются, при $0,6 M_{\Pi}$ стабилизируются и при дальнейшем увеличении M_{Π} начинают расти, а говорить об увеличении статического давления P_B^* и температуры T_B^* выше P_{Π} и 0°C соответственно можно только при скорости полета более $(1,2-1,4) M_{\Pi}$, где M_{Π} – условное обозначение скорости звука в воздухе.

Таким образом, ошибочный термодинамический цикл турбореактивных двигателей в координатах P - V , T - S , принятый современной теорией воздушно-реактивных двигателей, формирует целую цепь других ошибочных мнений, среди которых отметим объяснение неустойчивой работы турбореактивных двигателей при взлете, полете, посадке, [1, с. 114], цитируем: "...Уменьшение n_{Π} будет идти за счет роста T_B^* , например, в связи с увеличением скорости полета. Это приведет к снижению P_K^* , росту объемного расхода и осевой скорости на последних ступенях компрессора и, как следствие, к отрицательным углам атаки. Последние ступени начинают лимитировать расход воздуха через компрессор, из-за чего осевая скорость C_a на входе в компрессор уменьшается, и растут углы атаки i на первых ступенях компрессора. При существенном увеличении углов атаки наступает отрыв потока со спинки лопатки рабочего колеса, а это вызывает помпаж компрессора...".

Согласно данного описания центральным звеном генерирования неустойчивой работы турбореактивного двигателя является рост T_B^* , особенно при повышенных температурах окружающей среды, поэтому с целью расширения возможностей работы турбореактивного двигателя при повышенных температурах окружающей среды конструктора вводят "нулевую" ступень компрессора низкого давления, которая не сжимает поток, а наоборот, вакуумирует его, [7, с. 116]. Вакуумирование (разрежение) – это эндотермический процесс, который всегда сопровождается поглощением тепла, т.е. понижением температуры газового потока. С позиции единой теории движителей на непрерывных потоках введение "нулевой" ступени компрессора низкого давления является абсолютно правильным действием, поскольку позволило частично повысить газодинамическую устойчивость работы турбореактивного двигателя и частично снизить децибельную характеристику. Таким образом, согласно современной теории воздушно-реактивных двигателей назначение "нулевой" ступени компрессора низкого давления – это снижение температуры газового потока в зоне сечения В-В воздухозаборника, принцип работы – это организация процесса вакуумирования (разрежения) между первыми двумя рабочими колесами компрессора низкого давления.

С позиции единой теории движителей на непрерывных потоках такое видение назначения и принципа работы "нулевой" ступени компрессора низкого давления является ошибочным, что приводит к неточному проектированию турбореактивных двигателей.

1. Постановка цели (задания)

Исходя из вышеизложенного, уже разработанная единая теория движителей на непрерывных потоках ставила своей целью (заданием):

Показать и доказать, что новым назначением "нулевой" ступени компрессора низкого давления, с целью повышения безопасности взлета, полета, посадки при любых климатических условиях путем максимального повышения газодинамической устойчивости работы турбореактивных двигателей с одновременным снижением децибельной характеристики и повышением тяги турбореактивных двигателей, является полное устранение кинематической зоны жесткого (упругого) удара в сечении В-В воздухозаборника путем замены в зоне Н-В закона движения частиц газового потока с нарастающим ускорением, что имеет место в современных турбореактивных двигателях, на синусоидальный закон движения частиц газового потока, обеспечивающий

нулевое ускорение газового потока в сечении В-В турбореактивного двигателя, а значит безударный вход газового потока во входные кромки лопаток первого рабочего колеса компрессора низкого давления, сжимающего газовый поток, рис. 1, что позволяет максимально повысить газодинамическую устойчивость работы, максимально снизить децибельную характеристику на входе в двигатель, увеличить C_a до 290-300 м/с, P_k^* , P_{T-F}^* , тягу турбореактивных двигателей при взлете, полете, посадке.

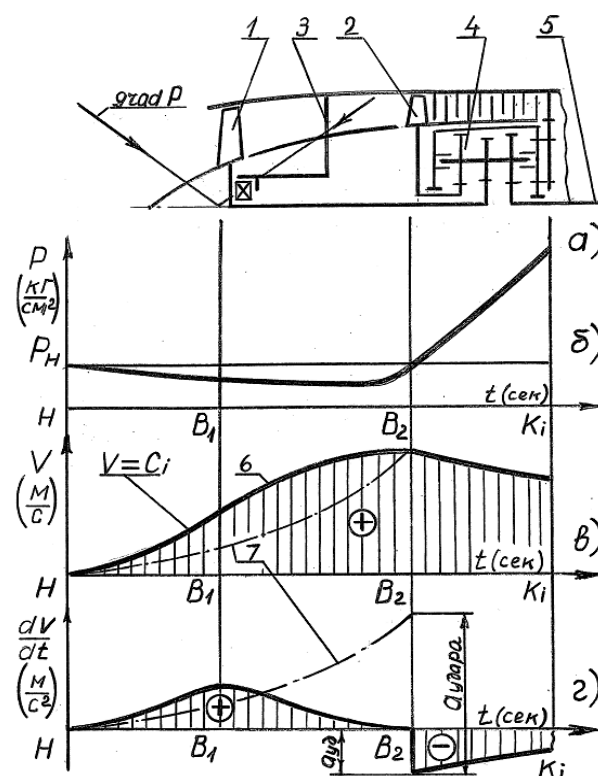


Рис. 1. Способ повышения газодинамической устойчивости работы, P_k^* , тяги ТРД, снижения децибельной характеристики по пат. 46407, Украина:

1 – вращающийся направляющий аппарат; 2 – второе рабочее колесо; 3 – корпус; 4 – цилиндрический редуктор; 5 – приводной вал; 6 – синусоидальный характер изменения осевых скоростей газового потока в зоне Н-В₂; 7 – характер изменения осевых скоростей и ускорений газового потока в существующих турбореактивных двигателях

2. Недостатки конструкции современных турбореактивных двухконтурных двигателей (ТРДД) на основе применения "нулевой" ступени компрессора низкого давления

Недостатки конструкции современных ТРДД на основе применения "нулевой" ступени компрес-

сора низкого давления, например, для ТРДД Д436-ТП, проектирование ЗМКБ "Прогресс", рассматривается впервые.

Любые недостатки конструкции современных турбореактивных двигателей, включая ТРДД, ТРДФ и др., связаны с полным отсутствием правильной теории воздушно-реактивных двигателей, поскольку, как указывалось выше, все, без исключения, фундаментальные основы этой теории ошибочны.

В двигателе Д436-ТП "нулевая" ступень компрессора низкого давления выполнена только по первому контуру между входными кромками лопаток вентилятора и входными кромками лопаток подпорной ступени, [8, с. 7, рис. 4]. Такое проектирование генерирует следующие конструктивные недостатки:

1. Очень мало расстояние между входными кромками лопаток вентилятора и входными кромками лопаток подпорной ступени, при этом входные кромки лопаток вентилятора расположены правильно, в сечении B_1-B_1 , рис. 1, которое является точкой перегиба синусоиды, точкой экстремума по ускорению газового потока.

Входные кромки лопаток подпорной ступени расположены не на вершине синусоиды, рис. 1, сечение B_2-B_2 , а ближе к сечению B_1-B_1 , что позволяет только на 10-15% устранить кинематическую зону жесткого (упругого) удара в сечении В-В турбореактивных двигателей, [4], и на столько же снизить децибельную характеристику. Согласно единой теории движителей на непрерывных потоках входные кромки лопаток подпорной ступени должны располагаться на вершине синусоиды, сечение B_2-B_2 , рис. 1, при этом расстояние между сечениями B_1-B_1 и B_2-B_2 должно находиться в пределах 300-500 мм, в зависимости от размеров двигателя, что дает почти 100%-ное устранение кинематической зоны жесткого (упругого) удара в сечении В-В ТРДД и такое же снижение децибельной характеристики.

2. Расположение лопаток вентилятора и подпорной ступени на одном роторе, вращающимся с постоянным числом оборотов, не дает возможности получить осевую скорость на входе во второе рабочее колесо (РК), равной 290-300 м/с, например, рис. 2, не дает возможности существенно повысить Π_k^* , поскольку осевая скорость на входе в первое РК (вентиляторное колесо) регламентируется коэффициентом расхода ступени, равным 0,5, а осевая скорость газового потока на входе во второе РК (подпорная ступень) регламентируется коэффициентом расхода ступени, равным 0,7, что очень незначительно увеличивает гидравлический угол β_1 и осевую скорость газового потока на входе в лопатки второго (подпорного) РК.

При этом необходимо отметить, что согласно единой теории движителей на непрерывных потоках одним из направлений технического прогресса в области авиадвигателестроения является увеличение C_a до 290-300 м/с, что становится возможным только после полного устранения кинематической зоны жесткого (упругого) удара в сечении B_2-B_2 , рис. 1, г, что дает возможность существенно увеличить Π_k^* , тягу ТРДД.

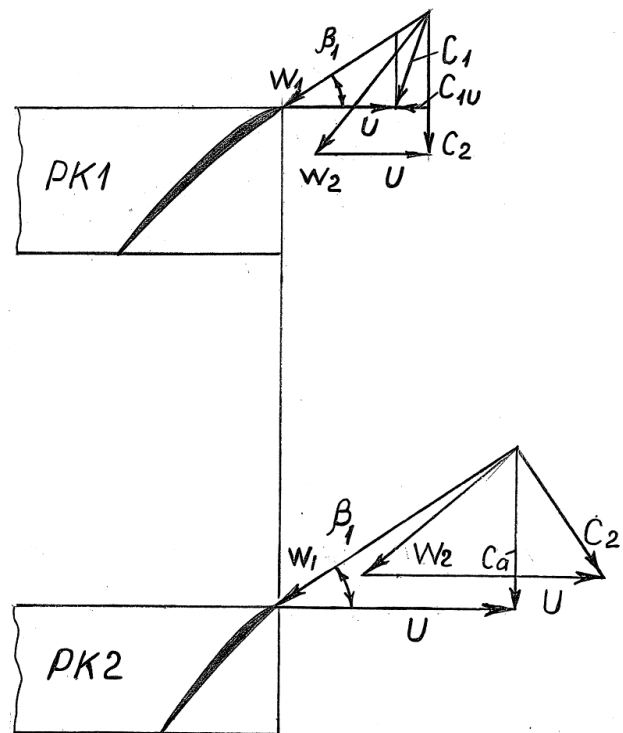


Рис. 2. План скоростей газового потока на лопатках 1 и 2 рабочего колеса по пат.46407, Украина

Поэтому "нулевую" ступень компрессора низкого давления необходимо рассматривать как прямой путь к реализации следующих направлений технического прогресса в области авиадвигателестроения:

2.1. Повысить газодинамическую устойчивость работы турбореактивного двигателя, а значит, повысить безопасность полетов, путем полного устранения кинематической зоны жесткого (упругого) удара в сечении В-В ТРД, [4].

2.2. Снизить децибельную характеристику ТРД.

2.3. Повысить Π_k^* , тягу ТРД за счет увеличения C_a до 290-300 м/с.

К сожалению, "нулевая" ступень компрессора низкого давления в том виде, в котором она применяется конструкторами в современных ТРДД полностью не реализует вышеуказанные направления технического прогресса в области авиадвигателестроения.

3. Непонимание конструкторами правильного назначения и принципа работы "нулевой" ступени компрессора низкого давления привело к тому, что второй контур двигателя Д436-ТП работает по старинке – с наличием кинематической зоны жесткого (упругого) удара в сечении В-В, что существенно снижает его газодинамическую устойчивость работы.

Таким образом, третьим конструктивным недостатком двигателя Д436-ТП является полное отсутствие "нулевой" ступени компрессора низкого давления по второму контуру, [9].

3. Новое назначение и принцип работы "нулевой" ступени компрессора низкого давления согласно патентов [9, 10] и др.

Из курса "Патентоведение" следует, что если известное устройство применяется по новому назначению, то это считается изобретением, [9, 10] и др.

Новое назначение известного устройства "нулевой" ступени компрессора низкого давления отражено в поставленной цели (задании), принцип работы отражен в патентах [9, 10] и др., приведем его краткое описание.

На рисунке 1, а представлено:

- рис.1, а – устройство для реализации "Способу підвищення газодинамічної стійкості роботи повітря-реактивних двигунів" согласно патента [10], которое включает 1 – первое рабочее колесо, которое не сжимает газовый поток, а служит только вращающимся направляющим аппаратом с заданным законом вращения (оборотами), 2 – второе рабочее колесо, которое сжимает газовый поток, служит началом компрессора низкого давления, 3 – корпус, 4 – цилиндрический редуктор, 5 – приводной вал, 6 – синусоидальный характер изменения осевых скоростей газового потока в зоне Н-В₂, обеспечивающий нулевое ускорение (безударный вход) газового потока на входных кромках лопаток второго по ходу потока рабочего колеса 2, 7 – характер изменения осевых скоростей и ускорений газового потока в зоне Н-В₂ при условии отсутствия рабочего колеса 1, как это принято в современных турбореактивных двигателях с наличием кинематической зоны жесткого (упругого) удара в сечении В-В;

- рис. 1, б – характер изменения статических давлений газового потока в зоне Н-К₁ турбореактивного двигателя на любом режиме работы при $V_{п} = 0$, продолжение компрессора до выходного сечения К-К условно не показано;

- рис. 1, в – характер изменения осевых скоро-

стей газового потока в зоне Н-В₂ на любом режиме работы при $V_{п} \geq 0$;

- рис. 1, г – характер изменения осевых ускорений газового потока в зоне Н-В₂ на любом режиме работы при $V_{п} \geq 0$.

На рисунке 2 представлен план скоростей на лопатках первого рабочего колеса (РК1), которое не сжимает газовый поток, а служит только вращающимся направляющим аппаратом, и на лопатках второго рабочего колеса (РК2), которое сжимает газовый поток и является началом компрессора низкого давления.

При вращении приводного вала 5 цилиндрический редуктор 4 выдает рабочим колесам 1, 2 различные обороты, которые увеличиваются по ходу потока от рабочего колеса 1 к рабочему колесу 2, рис. 2, обеспечивая, таким образом, производительность второго РК больше производительности первого РК. При этом газовый поток (воздух) инжектируется (всасывается) через промежутки между лопатками первого РК, обеспечивая на его лопатках увеличение w_1 и w_2 , рис. 2. Увеличение w_1 при постоянной окружной скорости РК1 приводит к закрутке газового потока, C_{1u} , рис. 2, противоположно направлению вращения РК1, РК2, при этом максимальное вращение инжектируемого газового потока в зоне Н-В₁ совпадает с сечением В₁-В₁, в котором под действием центробежных сил генерируется дополнительный максимальный градиент статических давлений, направленных к центру сечения В₁-В₁. Этот градиент статических давлений от центробежных сил, $grad P$, рис. 1, а, стягивает газовый поток в жгут до и после сечения В₁-В₁, при этом в зоне Н-В₁ этот градиент способствует дополнительному ускорению закрученного газового потока, а в зоне В₁-В₂ способствует торможению раскрученного до осевого направления газового потока, генерируя при этом синусоидальный характер изменения осевых скоростей газового потока в зоне Н-В₂, что, в свою очередь, обеспечивает полное устранение кинематической зоны жесткого (упругого) удара в сечении В-В ТРДД, [4], что открывает все возможности для реализации трех направлений технического прогресса, описанных выше.

4. Общие выводы.

Перспективы дальнейших разработок

Современная теория воздушно-реактивных двигателей из-за полностью ошибочных фундаментальных основ не может дать правильных направлений технического прогресса в области авиадвигательостроения, задержав это прогресс более чем на 80 лет.

Да, самолеты летают, но двигатели, которые стоят на крыле, имеют огромное количество конструктивных ошибок, о которых конструктора даже не догадываются, считая, что двигатели спроектированы на апофеозе конструкторской мысли.

С позиции единой теории движителей на непрерывных потоках никакого "апофеоза" не существует, в любом ТРД, созданном конструкторами, существует как минимум семь конструктивных ошибок, полное устранение которых позволило бы любому КБ стать законодателем авиационной моды Мира и завоевать Мировой авиационный рынок.

Воздушно-реактивные двигатели в настоящее время проектируются только по наработкам экспериментальной части, которой зачастую требуются десятилетия, чтобы выйти на правильное понимание того или иного физического процесса, имеющего место при работе турбореактивного двигателя, а выйти на правильные направления технического прогресса экспериментальной части потребуются столетия. Именно в таком положении находится современная теория воздушно-реактивных двигателей, в которой полностью отсутствует теоретическая часть, поскольку иметь "нулевую" ступень компрессора низкого давления и не видеть в ней трех направлений технического прогресса возможно только при нулевой теории.

Проектирование любого ВРД должно начинаться с правильной теории, с правильного термодинамического цикла турбореактивных двигателей в координатах P - V , T - S , с правильной формулы тяги ТРД, с правильной формулы полетного (тягового) КПД, с правильной теоремы о подъемной силе продуваемого профиля, что соответствует единой теории движителей на непрерывных потоках, как самой передовой и прогрессивной теории воздушно-реактивных двигателей, поэтому очередная статья будет касаться влияния скорости полета V_{Π} на газодинамические характеристики двигателя при $V_{\Pi} \leq C_K$.

Литература

1. Теория и расчет воздушно-реактивных двигателей [Текст] : учеб. для вузов / С. М. Шляхтенко и др. ; под ред. С. М. Шляхтенко. – М. : Машиностроение, 1987. – 568 с.
2. Мамедов, Б. Ш. Единая теория движителей. Разработка термодинамического цикла турбореактивных двигателей в координатах P - V , T - S [Текст] / Б. Ш. Мамедов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – № 2/7(62). – С. 29-34.
3. Мамедов, Б. Ш. Единая теория движителей. Разработка термодинамического цикла турбореактивных двигателей в координатах P - V , T - S [Текст] / Б. Ш. Мамедов // Тез. докл. 18 Междунар. конгресса двигателестроителей (14-19 сентября 2013). – Х., 2013. – С. 90.
4. Мамедов, Б. Ш. Основы единой теории движителей на непрерывных потоках. Вывод формулы тяги, полетного (тягового) КПД турбореактивных двигателей [Текст] / Б. Ш. Мамедов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – № 4/7(52). – С. 15-20.
5. Мамедов, Б. Ш. Глава 2. Основы единой теории движителей на непрерывных потоках. Вывод формулы тяги, полетного (тягового) КПД, теоремы о подъемной силе продуваемого профиля, как движителя [Текст] / Б. Ш. Мамедов // Вісник нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. – Вип. 33. – Х., 2011. – С. 146-153.
6. Мамедов, Б. Ш. Глава 7. Основы единой теории движителей на непрерывных потоках. Вывод формулы тяги, полетного (тягового) КПД, теоремы о подъемной силе продуваемого профиля крыла птицы, как движителя [Текст] / Б. Ш. Мамедов // Вісник нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. – Вип. 44. – Х., 2012. – С. 11-20.
7. Гражданская авиация России [Текст]. – М. : Военный парад, 2004. – 336 с.
8. Казанджан, П. К. Теория авиационных двигателей [Текст] : учеб. для вузов / П. К. Казанджан, Н.Д. Тихонов, А.К. Янко. – М. : Машиностроение, 1983. – 223 с.
9. Пат. 66619, Україна, МПК F02C7/04, F 2D 27/02, F02K 1/00, F02K 3/00. Турбореактивний двоконтурний двигун [Текст] / Мамедов Б. Ш. ; Заявник та патентовласник Запорізький нац. техн. ун-т. – № u201107779 ; заявл. 20.06.2011 ; опубл. 10.01.2012, Бюл. № 1. – 12 с.
10. Пат. 46407, Україна, МПК F04D 27/00, F02K 1/00, F02K 3/00, F02C 7/00. Спосіб підвищення газодинамічної стійкості роботи повітряреактивних двигунів [Текст] / Мамедов Б. Ш. ; Заявник та патентовласник Запорізький нац. техн. ун-т. – № U200905152 ; заявл. 25.05.2009 ; опубл. 25.12.2009, Бюл. № 24, – 26 с.

Рецензент: д-р техн. наук, проф., директор В. В. Лунев, Физико-технический институт запорожского национального технического университета, г. Запорожье.

ЄДИНА ТЕОРІЯ РУШІВ. НОВЕ ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ПРИНЦИП РОБОТИ "НУЛЬОВОЇ" СТУПЕНІ КОМПРЕСОРА НИЗЬКОГО ТИСКУ ТУРБОРЕАКТИВНИХ ДВИГУНІВ

Б. Ш. Мамедов

Розглядаються недоліки сучасної теорії повітря-реактивних двигунів, у котрій усі її фундаментальні основи - термодинамічний цикл турбореактивних двигунів у координатах P-V, T-S, формули тяги, польотно-го (тягового) ККД, теорема о підйомній силі профілю, що продувається, являються помилковими, що призводить до неточного або помилкового опису і розумінню різноманітних фізичних процесів, маючих місце при роботі турбореактивних двигунів, натомість, помилково описується призначення та принцип роботи "нульової" ступені компресора низького тиску, що призводить до неточного проектування турбореактивних двигунів.

Ключові слова: загальмований потік, кінематичний аналіз, "нульова" ступень компресора.

THE SINGLE THEORY OF CONTINUOUS FLOW PROPULSION. NEW DESTINATION AND WORK PRINCIPAL OF "ZERO" TURBO-JET COMPRESSOR LOW PRESSURE STEP

B. S. Mamedov

Highlights the shortcomings of modern theory of air-jet engines, in which all her fundamental foundations; thermodynamic cycle of turbo-jet engines in co-ordinate P-V, T-S, formulars of thrust, flying (thrust) efficiency, theorem of the rising force of blowing profile, are mistake. That leads to unaccurate or mistake description and misunderstanding of difference physical processes, which take place while turbo-jet engines working, for example, an appointment and working principal of low pressure compressor "zero" step are mistake described, that leads to unaccurate turbo-jet engines design.

Keywords: brake flow, kinematic analysis, compressor "zero" step.

Мамедов Борис Шамшадович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри "Начертательная геометрия, инженерная и компьютерная графика", Запорожский национальный технический университет, Запорожье, Украина, e-mail: www.zntu.edu.ua.

УДК 621.452.3

Е. С. ГОРЯЧКИН, Г. М. ПОПОВ, В. Н. МАТВЕЕВ

Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), Россия

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТРЕХСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

В статье приводятся результаты численного моделирования рабочего процесса трехступенчатого компрессора низкого давления. В ходе работы изучено влияние на протекание расчётных характеристик компрессора используемого типа интерфейса между вращающимися и невращающимися доменами. Проведена валидация численной модели компрессора путем сравнения расчётных характеристик с экспериментальными характеристиками на различных частотах вращения. Исследовано влияние отбора воздуха. Полученная информация может быть использована при создании численных моделей компрессоров.

Ключевые слова: компрессор низкого давления, гидродинамика, интерфейс, эксперимент.

Компрессор – один из основных узлов ГТД, эффективность которого в значительной степени определяет эффективность всего двигателя [1]. Современные компрессоры должны обеспечивать максимально высокий коэффициент полезного действия (КПД), заданную величину повышения давления и обладать при этом достаточными запасами газодинамической устойчивости. Часто выполнение этих требований противоречит друг другу и оптимальным является компромиссное решение.

Поиск такого решения значительно облегчается благодаря использованию современных методов вычислительной газовой динамики (CFD – методы). Применение программных комплексов, основанных на численных методах моделирования потока, позволяет конструктору с достаточной степенью точности определять характеристики компрессора еще на стадии проектирования. Что, в конечном итоге, позволяет существенно снизить сроки и стоимость разработки нового изделия.

Объектом исследования в данной работе являлся компрессор низкого давления (КНД) стационарной газотурбинной установки. Компрессоры подобного типа характеризуются сложной пространственной картиной течения потока, наличием отрывов и вихрей, а также сверх- и трансзвуковой скоростью потока в первых ступенях.

Целью работы являлось:

- создание численной модели трехступенчатого компрессора низкого давления;
- изучение влияния на протекание расчётных характеристик используемого типа интерфейса между вращающимися и невращающимися доменами;

- изучение влияния на характеристики компрессора отбора воздуха.

Создание расчётной модели и расчёт осуществлялся в программном комплексе *NUMECA Fine/Turbo*.

При создании численной модели были приняты допущения:

- течение во всех лопаточных венцах (ЛВ) обладает свойством циклической симметрии;
- характер течения в КНД не является сугубо нестационарным, то есть расчёт можно выполнять в стационарной постановке;
- деформация лопаток от рабочих нагрузок моделировалась раскруткой лопаток на некоторый угол. Для втулочного сечения угол был принят равным нулю. В периферийном сечении угол был принят равным одному градусу. В остальных сечениях угол раскрутки определялся из условия линейного закона распределения по высоте лопатки;
- не учитывался теплообмен между стенками проточной части и потоком.

Геометрия расчётной области была построена на основе конструкторской документации и состояла из доменов входного направляющего аппарата, рабочих колёс, направляющих аппаратов (рис. 1).

Созданная трёхмерная сетка конечных элементов расчётной модели КНД представлена на рис. 2. Суммарное количество элементов в сетке составило около 2,1 млн. Средний размер сетки для одного ЛВ составил 300 тысяч элементов. Величина минимальной скошенности в трёхмерной сетке составила 32 градусов. Среднее значение параметра *Aspect Ratio* составило примерно 2000.

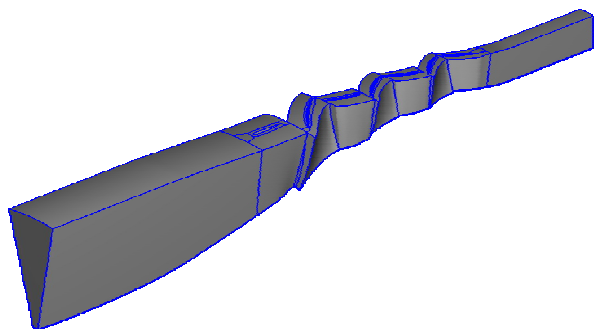


Рис. 1. Геометрия расчётной области

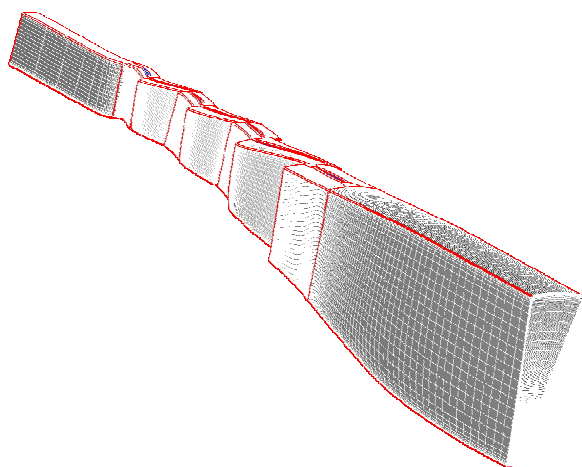


Рис. 2. Созданная конечно-элементная сетка численной модели КНД

При настройках расчётной модели в программном комплексе *NUMECA Fine/Turbo* в качестве рабочего тела использовался идеальный газ со свойствами сухого воздуха, переменной изобарной теплоёмкостью и вязкостью.

При расчётах использовалась модель турбулентности $k-\varepsilon$ (*Low Re Yang-Shih*).

В качестве граничных условий на входе в КНД задавалось значение полного давления $P^* = 101,325$ кПа и полной температуры $T^* = 288,15$, направление потока на входе было задано осевым.

На выходе из КНД задавалось статическое давление во втулочном сечении с учётом радиальной неравномерности потока.

В первых ступенях современных компрессоров низкого давления поток обладает сверх- и транзвуковыми скоростями. При этом возникает система скачков уплотнений. При положении системы скачков уплотнений, когда возможен её выход за пределы интерфейса, связывающего вращающиеся домены рабочих

колес и неподвижные домены направляющих аппаратов, могут возникнуть неточности при расчёте.

Для того чтобы исключить влияние возможного отражения скачка уплотнения от интерфейса, связывающего домен первого рабочего колеса и входного направляющего аппарата, была проведена серия расчётов при частоте вращения доменов рабочих колёс 5000 об/мин с использованием различных типов интерфейсов:

- *full non matching mixing plane* – интерфейс, осредняющий параметры потока в окружном направлении;

- *non reflecting 1D* – интерфейс, не позволяющий волнам уплотнений отражаться;

- *local conservative coupling* – интерфейс, осредняющий параметры потока по всем узлам в окружном направлении.

Рассчитанные с использованием различных типов интерфейсов характеристики КНД показаны на рисунке 3.

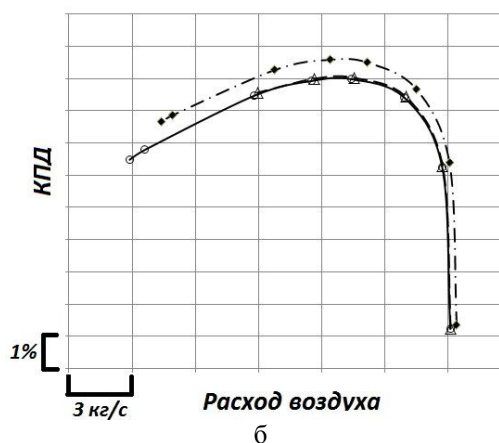
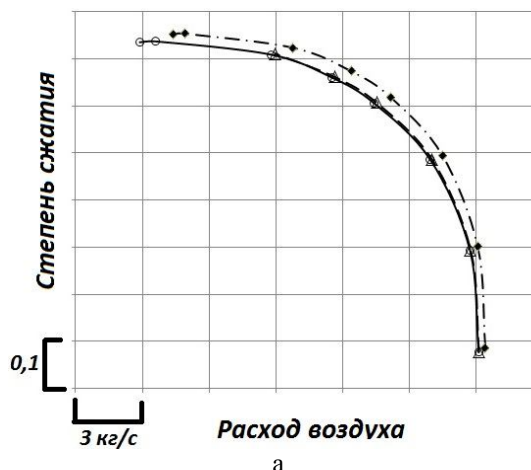


Рис. 3. Рассчитанные характеристики компрессора с различными типами интерфейсов:

а - напорная, б - КПД

На графиках сплошной линией с маркерами в виде кругов показаны характеристики, рассчитанные с использованием интерфейса *full non matching mixing*

plane; сплошными линиями с маркерами в виде треугольников показаны характеристики, рассчитанные с помощью интерфейса *local conservative coupling*; штрихпунктирной линией показаны характеристики, рассчитанные с помощью интерфейса *non reflecting 1D*.

Из анализа графиков, представленных на рисунке 3 видно, что расчёт с использованием интерфейсов *non reflecting 1D* и *full non matching mixing plane* дают разные по величине, но сравнимые по величинам запасов устойчивой работы результаты; расчёт с использованием интерфейсов *local conservative coupling* и *full non matching mixing plane* даёт равные по величине, но существенно различающиеся по величинам запасам устойчивой работы результаты.

Дальнейшие исследования было решено проводить с использованием интерфейса *full non matching mixing plane*.

На рисунке 4 показана система скачков уплотнений в первом рабочем колесе рассматриваемого компрессора на частоте вращения 5000 об/мин при различных перепадах давления с использованием интерфейса *full non matching mixing plane*.

Для валидации созданной численной модели был проведён расчёт характеристик КНД на частотах вращения 4200 об/мин, 4600 об/мин, 5000 об/мин.

Результаты расчёта характеристик и их сравнение с экспериментальными приведено на рис. 5.

Из графиков видно, что рассчитанные напорные и КПД ветки имеют некоторые отклонение от экспериментальных, но позволяют точно описывать

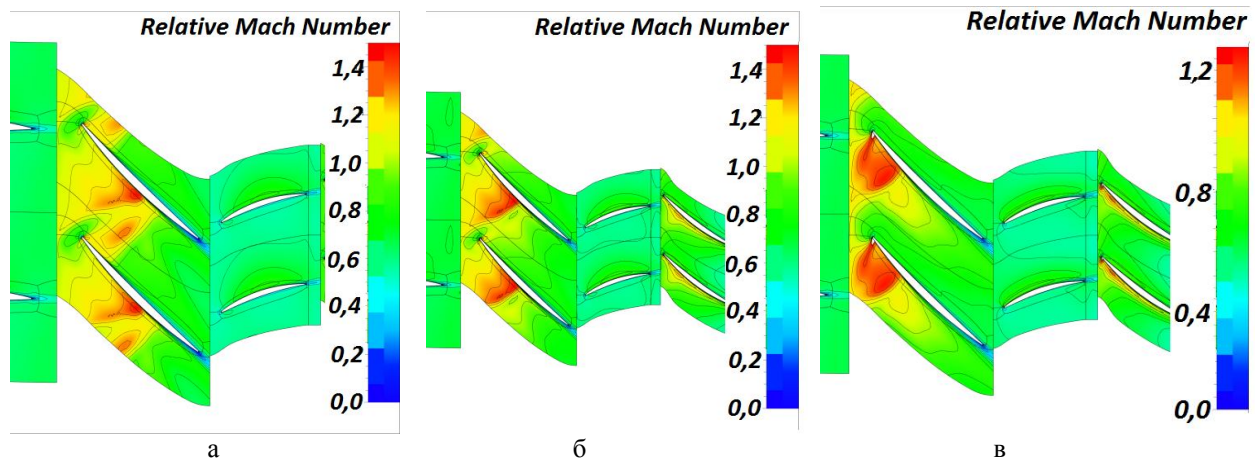


Рис. 4. Система скачков уплотнения в первом РК КНД:
а – на режиме запираня, б – на расчётном режиме, в – на режиме срыва

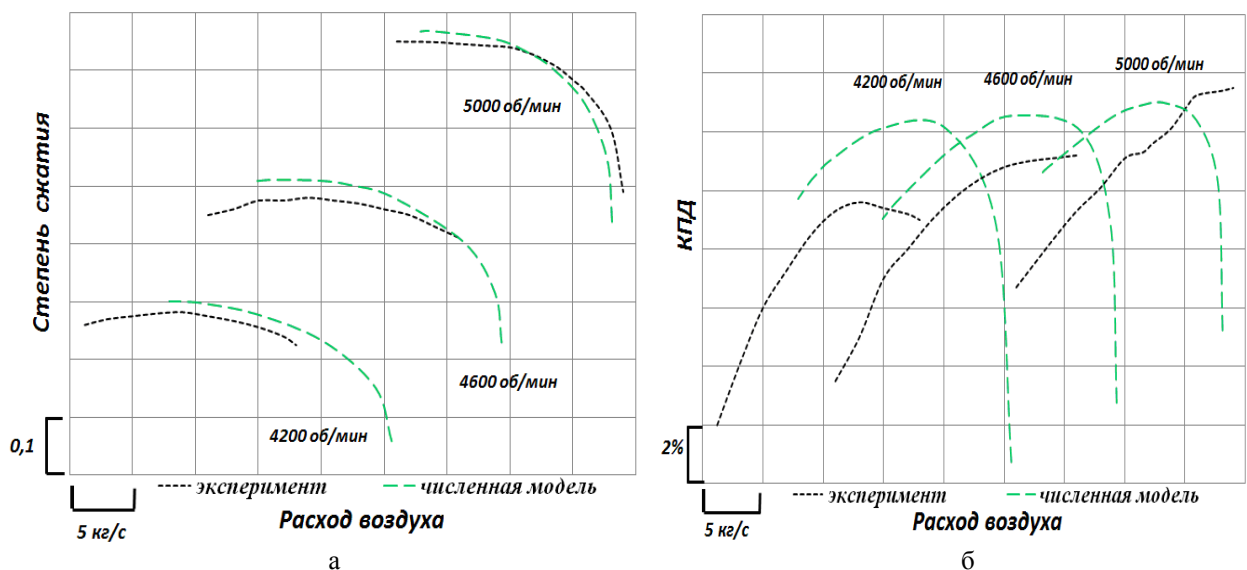


Рис. 5. Рассчитанные характеристики КНД: а – напорная, б – КПД

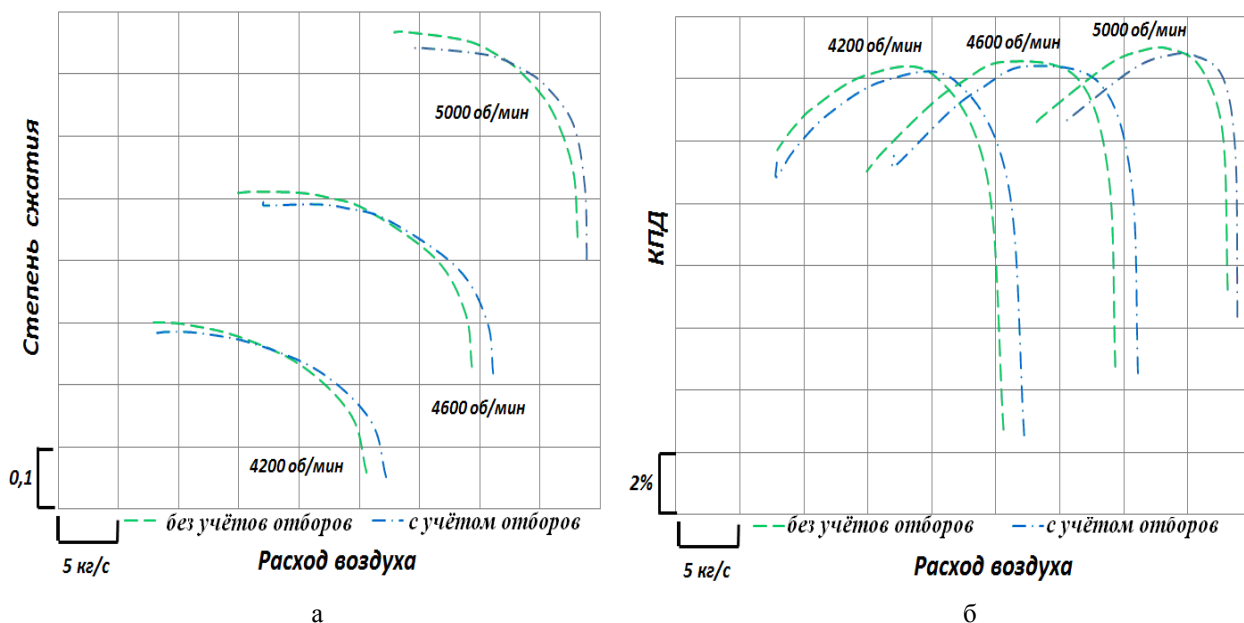


Рис. 6. Сравнение рассчитанных характеристик с учётом отбора и без: а – напорная, б – КПД

тенденции изменения характеристик компрессора.

Как известно, отбор воздуха от компрессоров может оказывать существенное влияние на их характеристики [3].

Для изучения влияния отбора воздуха на характеристики компрессора, был выполнен расчёт характеристик с помощью численной модели с учётом отбора воздуха за первым направляющим аппаратом КНД. Сравнение с характеристиками, рассчитанными без учёта отбора, показано на рис. 6.

По результатам работы можно сделать выводы:

1. При расчётах компрессоров со сверхзвуковыми ступенями тип интерфейса между вращающимися и неподвижными доменами может оказывать влияние на результаты расчёта.
2. Созданная расчётная модель позволяет адекватно оценивать характеристики компрессора во всем диапазоне частот вращения.
3. Отбор воздуха за первой ступенью КНД приводит к падению степени сжатия до 1% на повышенных режимах, и незначительно влияет на степень сжатия на малых режимах.
4. Отбор воздуха из-за первой ступени КНД приводит к падению КПД на величину до 0,1%.

Литература

1. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок [Текст] : учеб. / А. А. Иноземцев, М. А. Нихамкин, В. Л. Сандрацкий. – М. : Машиностроение, 2008. – 368 с.
2. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст] : учеб. для вузов / В. В. Кулагин. – М. : Машиностроение, 2003. – 616 с.

**Работа выполнена при финансовой поддержке
Правительства Российской Федерации
(Минобрнауки) на основании постановления №218
от 09.04.2010 (шифр темы 2013-218-04-4777)**

Рецензент: д-р техн. наук, проф., декан факультета двигателей летательных аппаратов А. И. Ермаков, Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара.

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТРЬОХСТУПЕНЕВОГО КОМПРЕСОРА НИЗЬКОГО ТИСКУ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

Є. С. Горячкін, Г. М. Попов, В. М. Матвеев

У статті наводяться результати чисельного моделювання робочого процесу двохступеневого компресора низького тиску. В ході роботи вивчено вплив на протікання розрахункових характеристик компресора використовуваного типу інтерфейсу між обертовими і необертівими доменами. Проведено валідацію чисельної моделі компресора шляхом порівняння розрахункових характеристик з експериментальними характеристиками на різних частотах обертання. Досліджено вплив відбору повітря. Отримана інформація може бути використана при створенні чисельних моделей компресорів.

Ключові слова: компресор низького тиску, гідродинаміка, інтерфейс, експеримент.

WORKFLOW MODELING OF THREE STAGE LOW PRESSURE COMPRESSOR OF GAS TURBINE ENGINE

E. S. Gorachkin, G. M. Popov, V. N. Matveev

The results of numerical modeling workflow two stage compressor low pressure. During the study the effect on the course of the calculated characteristics of the compressor type used interface between rotating and non-rotating domain. Conducted validation of the numerical model by comparing the calculated compressor characteristics with experimental characteristics at different rotation speeds. The influence of air sampling. The information obtained can be used to create numerical models of compressors.

Key words: low-pressure compressor, fluid dynamics, interface, experiment.

Горячкин Евгений Сергеевич – магистрант факультета двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара, Россия, e-mail: evgeni0063@yandex.ru.

Попов Григорий Михайлович – аспирант факультета двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара, Россия, e-mail: grishatty@gmail.com.

Матвеев Валерий Николаевич – д-р техн. наук, проф., зав. каф. теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара, Россия, e-mail: mvn@ssau.ru.

УДК 621.438.001 2 (02)

В. А. ГРИГОРЬЕВ, Д. С. КАЛАБУХОВ, В. М. РАДЬКО*Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), Россия***МЕТОДЫ ОБОБЩЕНИЯ И ПРЕДСТАВЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК
ТУРБИН АВИАЦИОННЫХ ГТД**

Проанализированы современные варианты задания характеристик турбин авиационных ГТД. Показано влияние расчетных значений степени понижения давления $\pi_{Тр}^$ и степени реактивности $\rho_{Тр}$ на характер протекания характеристик. Описаны достоинства и недостатки существующих методов обобщения и представления характеристик турбин. Приведен метод обобщения и представления характеристик турбин с помощью нейросетевой аппроксимации. Представлен алгоритм обобщения экспериментальных характеристик с помощью эффективных методов искусственных нейронных сетей. Показаны результаты аппроксимации и интерполяции характеристик нейронными сетями на основе многослойного персептрона при различных расчетных значениях $\pi_{Тр}^*$.*

Ключевые слова: турбина, ГТД, обобщение характеристик, аппроксимация, искусственная нейронная сеть, персептрон.

Введение

К настоящему времени известны различные методы и способы обобщения и представления характеристик турбин авиационных ГТД на различных носителях информации. Современные методы обобщения характеристик предполагают их представление в программных пакетах.

Рациональное задание характеристик турбин без дополнительных погрешностей является сложной задачей и определяется следующими критериями:

- точностью аппроксимации и интерполяции;
- объемом памяти, необходимым для задания на ЭВМ;
- удобством применения в математической модели двигателя на ЭВМ;
- возможностью экстраполяции и интерполяции по характеристике турбины за пределы заданной области;
- сложностью реализации метода в алгоритмах программирования на ЭВМ.

Среди множества способов описания характеристик турбин, работающих в области автомодельности по числу Re, можно выделить три наиболее информативных варианта:

- 1) $\eta_T^* = f(y_T^*, \rho_T); N_T / (p_T^* \sqrt{T_T^*}) = f(y_T^*, \rho_T);$
- 2) $\eta_T^* = f(\pi_T^*, n / \sqrt{T_T^*});$

$$G \sqrt{T_T^*} / p_T^* = f(\pi_T^*, n / \sqrt{T_T^*});$$

$$3) \eta_T^* = f(\pi_T^*, G n / p_T^*); L_T / n^2 = f(\pi_T^*, G n / p_T^*)$$

$$\text{или } \pi_T^* = f(\pi_T^*, G n / p_T^*).$$

Известные методы аппроксимации характеристик турбин ГТД имеют свои достоинства и недостатки, которые описаны, например, в работах [1, 3].

Общим недостатком аппроксимации характеристик турбин является неприемлемая для настоящего времени точность даже на начальном этапе проектирования ГТД. Например, методы [1 - 3] не учитывают, что при различных расчетных значениях степени понижения давления $\pi_{Тр}^*$ или степени реактивности $\rho_{Тр}$ форма характеристики может значительно изменяться в некоторых диапазонах значений параметра нагруженности y_T^* , π_T^* и относительной окружной скорости λ_u . В качестве иллюстрации этого факта на рис. 1 показана зависимость $\eta_T^* = f(y_T^*)$ при различных значениях $\rho_{Тр}$.

Из него следует, что при $y_T^* > 0,6$ характеристика турбины расслаивается и ее вид зависит от $\rho_{Тр}$.

Аналогичные расхождения в характере протекания характеристик по $\pi_{Тр}^*$ можно получить для зависимостей вида $\eta_T^* = f(\pi_T^*)$. Таким образом, для составления математической модели универсальной обобщенной характеристики турбины с целью пред-

ставления ее в САПР ГТД требуется учет величины $\pi_{тp}^*$ или $\rho_{тp}$ (в зависимости от вида характеристики), т.е. введение дополнительной переменной в характеристику.

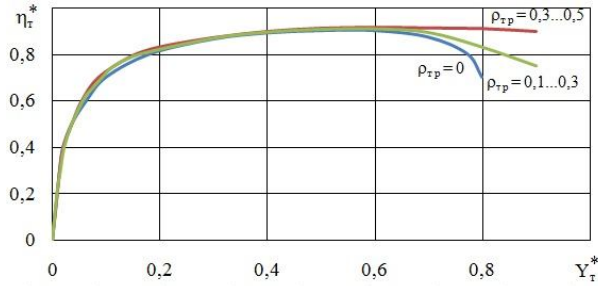


Рис. 1. Экспериментальные зависимости окружного КПД от Y_T^* при различных $\rho_{тp}$

С помощью трехмерного параболического сплайна обобщенные характеристики турбины можно представить в ЭВМ в виде трехмерной функции:

$$\begin{cases} S_{\eta_T^*}(\pi_T^*, \bar{\lambda}_u, \pi_{тp}^*) = \\ = \sum_{i=1}^p \sum_{j=1}^q \sum_{k=1}^r \bar{\eta}_{i,j,k} S_i(\pi_T^*) S_j(\bar{\lambda}_u) S_k(\pi_{тp}^*); \\ S_{\bar{q}(\lambda_T)}(\pi_T^*, \bar{\lambda}_u, \pi_{тp}^*) = \\ = \sum_{i=1}^p \sum_{j=1}^q \sum_{k=1}^r \bar{q}_{i,j,k}(\lambda_T) S_i(\pi_T^*) S_j(\bar{\lambda}_u) S_k(\pi_{тp}^*), \end{cases} \quad (1)$$

где $S_i(\pi_T^*), S_j(\bar{\lambda}_u), S_k(\pi_{тp}^*)$ – фундаментальные параболические сплайны, описывающие зависимость $\bar{\eta}_T^*$ и $\bar{q}(\lambda_T)$ от относительных величин π_T^* , $\pi_{тp}^*$ и приведенной окружной скорости $\bar{\lambda}_u$;

$\bar{\eta}_{i,j,k}^*, \bar{q}_{i,j,k}(\lambda_T)$ – относительные значения КПД и приведенной плотности тока в узловых точках интерполяционного сплайна.

Фундаментальные параболические сплайны имеют вид [4]

$$S_i(x) = f_0 + m_0(x - x_0) + c_0(x - x_0)^2 + \sum_{i=1}^{n-1} c_i(x - x_i)_+^2, \quad (2)$$

где x_i – узловые точки интерполяционной сетки,

$$(x - x_i)_+ = \max\{0, (x - x_i)\};$$

$f_0, m_0, c_0, c_1, \dots$ – коэффициенты фундаментального сплайна.

Ожидаемыми достоинствами такого метода обобщения и представления характеристик турбин

по аналогии со сплайн-аппроксимацией характеристик компрессоров [5] являются:

- более высокая точность приближения функции по сравнению с методами аппроксимации многомерными полиномами;
- гладкость получаемых характеристик за счет автоматического сглаживания «шероховатостей» исходной информации;
- возможность экстраполяции обобщенных характеристик по $\pi_{тp}^*$ вне диапазона обобщения в пределах 10...15%;
- упрощение визуализации результатов исследования и вывода графической информации.

К очевидным недостаткам метода следует отнести:

- усложнение алгоритмов расчета и представления характеристик на ЭВМ из-за использования многомерного сплайна для интерполяции;
- низкую сходимость параболического сплайна со свободными граничными условиями в случае задания непрямоугольных сеток узловых точек, обусловленную осцилляцией в окрестностях точек характеристик $\bar{q}(\lambda_T) = f(\bar{\lambda}_u, \pi_T^*), \bar{\mu}_T = f(\bar{\lambda}_u, \pi_T^*)$ при $\pi_{тp}^* > \pi_{ткр}^*$ и малых $\bar{\lambda}_u \bar{q}(\lambda_T)$ соответственно.

Последний недостаток устраняется заменой параболического сплайна на кубический, но тогда алгоритмы расчета еще более усложняются.

Существовавшее длительное время представление характеристик в виде таблиц, в связи с малым объемом оперативной памяти ЭВМ, приводило к её неэкономичному расходованию [6]. Сейчас проблема объема оперативной памяти ЭВМ не стоит так остро, поэтому экспериментальные данные зачастую задаются в виде таблиц. Однако представление характеристики в табличном виде неудобно для визуального восприятия и анализа. Поэтому в настоящее время требуется применять методы обобщения исходных табличных данных, позволяющие удовлетворить указанным критериям рационального представления характеристик.

К таковым можно отнести методы аппроксимации характеристик с помощью искусственных нейронных сетей. Искусственные нейронные сети (ИНС) – математические модели, а также их программные или аппаратные реализации, построенные по принципу организации и функционирования биологических сетей нервных клеток живого организма [7]. Они представляют собой систему соединённых и взаимодействующих между собой простых процессоров (нейронов). Главной особенностью нейронных сетей является их способность к обучению, т.е. к нахождению сложных зависимостей между входными данными и выходными, а

также к их обобщению в условиях неполноты или «зашумленности» исходной информации.

Нейросетевая аппроксимация при обобщении и представлении характеристик турбин

Для представления характеристик турбин в системах автоматизированного начального проектирования ГТД, прежде всего, необходимо составить методику обобщения этих характеристик. Использование методов ИНС позволяет достаточно легко обобщать исходные экспериментальные либо расчетно-экспериментальные данные, представленные в табличном виде. Алгоритмы обобщения характеристик турбин в математических пакетах по ИНС-методам строятся следующим образом.

1. В зависимости от исходного вида представления экспериментальных или расчетно-экспериментальных характеристик с последних снимают значения соответствующих параметров и заносят в таблицу. Если исходные характеристики представлены в виде

$$\eta_T^* = f\left(\pi_{T,n}^*, \sqrt{T_{T,n}^*}\right) G \sqrt{T_{T,n}^*} / p_{T,n}^* = f\left(\pi_{T,n}^*, \sqrt{T_{T,n}^*}\right)$$

$$\text{или } \eta_T^* = f(\lambda_u, \pi_{T,n}^*) \text{ и } G \sqrt{T_{T,n}^*} / p_{T,n}^* = f(\lambda_u, \pi_{T,n}^*),$$

то в таблицу заносятся значения $n/\sqrt{T_{T,n}^*}$ (или λ_u), $G \sqrt{T_{T,n}^*} / p_{T,n}^*$, а также $\pi_{T,n}^*$, $\bar{\lambda}_u$ соответствующие экспериментальным точкам, снятым с характеристик с различными $\pi_{T,n}^*$.

2. Проводится пересчет абсолютных значений в относительные

$$\bar{\eta}_T^* = \eta_T^* / \eta_{T,p}^*, \quad \bar{q}(\lambda_u) = q(\lambda_u) / q(\lambda_{u,p}),$$

$\bar{\lambda}_u = \lambda_u / \lambda_{u,p}$ и $\bar{\pi}_T^* = \pi_{T,n}^* / \pi_{T,p}^*$ для турбин с определенными значениями $\pi_{T,n}^*$.

3. В случае необходимости представления обобщенной характеристики в виде, отличном от исходного, относительные параметры могут быть изменены с соответствующим пересчетом значений.

4. Применяются методы нейросетевой аппроксимации к обобщению табличных данных.

После процедуры обобщения характеристик их представляют в виде, удобном для визуального восприятия, анализа информации и применения для расчета двигателя на начальном этапе проектирования.

Отметим, что использование ИНС носит во многом эвристический характер. При аппроксимации нейронными сетями необходимо задавать множество исходных данных и принципов построе-

ния и обучения ИНС. К ним относятся: объем обучающей, тестовой и поверочной выборки в процентах от общего числа наблюдений, число скрытых слоёв и нейронов в них, типы функций активации в скрытых и выходном слоях (для многослойного персептрона), диапазон величин значимых весов нейронов в скрытых и выходных слоях, тип поверхности ошибки аппроксимации, число циклов обучения, скорость обучения и некоторые другие. В большинстве современных нейросетевых пакетах реализованы алгоритмы автоматизированного построения ИНС на основе перебора вариантов задания исходной информации и поиска оптимальных, с точки зрения поставленной задачи, вариантов. В этом случае пользователем пакета также задаётся число сетей для построения или машинное время, в течение которого будет построено определённое число сетей в зависимости от их сложности и качества минимизации ошибок.

В задаче аппроксимации важными показателями качества являются производительности обучающей p_o , тестовой p_t и поверочной p_p выборок, которые представляют собой коэффициенты множественной корреляции R регрессионной модели.

Для аппроксимации характеристик осевых авиационных турбин со значениями $\pi_{T,p}^*$, лежащими в пределах диапазона значений 1,25...5,3 и $p_{T,p}=0...0,5$ применялись сети на основе многослойного персептрона (МПП).

Построение обобщенных характеристик турбин в трех рассмотренных вариантах их представления проводилось в статистическом пакете Statistica Neural Network согласно изложенному выше алгоритму.

Опишем процедуру обобщения характеристики вида $\eta_T^* = f(y_T^*)$ при различных значениях $p_{T,p}$.

1. Был создан файл-таблица исходных данных, снятых с расчетно-экспериментальных характеристик $\eta_T^* = f(y_T^*)$ четырех турбин с расчетными значениями $p_{T,p} = 0; 0,1; 0,3; 0,5$. Общее число экспериментальных точек равнялось 60.

2. Исходные величины параметров обезразмеривались по отношению к значениям параметров $\eta_{T,p}^* = \eta_{T,\max}^*$ и $y_{T,p}^*$ в расчетных точках исходных характеристик.

3. Для анализа данных было выбрано 100 сетей, из которых в памяти ЭВМ сохранялось 5 наилучших. Для обучения и проектирования сети был выбран двухслойный персептрон с числом скрытых нейронов от 3 до 10. В качестве функции активации использовались логистическая, экспоненциальная, тангенциальная и синусоидальная функции. Критерием выбора сохраняемой сети была принята наи-

меньшая ошибка на тестовой выборке.

Результаты аппроксимации обобщенной характеристики турбины с помощью ИНС при $\rho_{\Gamma p} = 0$, $\rho_{\Gamma p} = 0,1 \dots 0,3$, $\rho_{\Gamma p} = 0,3 \dots 0,5$ трехслойным персептроном с числом нейронов 10 и 8 в скрытых слоях приведены на рис. 2. Показатели качества нейронной сети $p_0 = 0,976$, $p_r = 0,969$, $p_n = 0,963$.

Достоинством экспериментальной характеристики, представленной в координатах η_T^* и y_T^* , является ее универсальность, позволяющая учитывать влияние на КПД параметров ρ_r , π_r , λ_u и числа ступеней $z_{ст}$ в одном критериальном комплексе y_T^* .

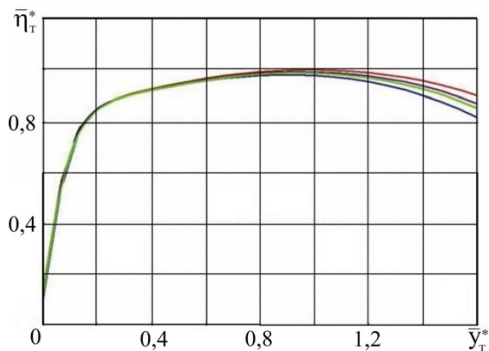


Рис. 2. Обобщенные характеристики осевых турбин, построенные с помощью методов ИНС

— $\rho_{\Gamma p} = 0$; — $0,1$; — $0,3$; — $0,5$

С другой стороны, характеристика в таком виде затрудняет анализ влияния одновременного отклонения нескольких параметров от расчетных значений на КПД турбины. Достоинством экспериментальной характеристики, представленной в координатах η_T^* и y_T^* , является ее универсальность, позволяющая учитывать влияние на КПД параметров ρ_r , π_r , λ_u и числа ступеней $z_{ст}$ в одном критериальном комплексе y_T^* . С другой стороны, характеристика в таком виде затрудняет анализ влияния одновременного отклонения нескольких параметров от расчетных значений на КПД турбины.

Результаты обобщения характеристик турбины, построенных в координатах η_T^* и $\pi_{\Gamma p}^*$ для сечений $\pi_{\Gamma p}^* = 1,25$ и $\pi_{\Gamma p}^* = 5,3$ представлены на рис. 3 (точками отмечены экспериментальные данные). Показатели качества $p_0 = 0,981$, $p_r = 0,967$, $p_n = 0,961$, функция активации в скрытом слое логистическая, а в выходном слое тождественная.

Из рис. 3 следует, что полученные путем обучения нейронных сетей кривые очень точно аппроксимируют данные экспериментальных характеристик. На рисунках показаны результаты интерполя-

ции характеристики по линиям $\bar{\lambda}_u = 0,3$ (рис. 3а) и $\bar{\lambda}_u = 0,4; 0,6$ (рис. 3б). Характер протекания этих кривых косвенно свидетельствует об адекватности описания характеристики в рассматриваемых диапазонах значений $\bar{\lambda}_u$.

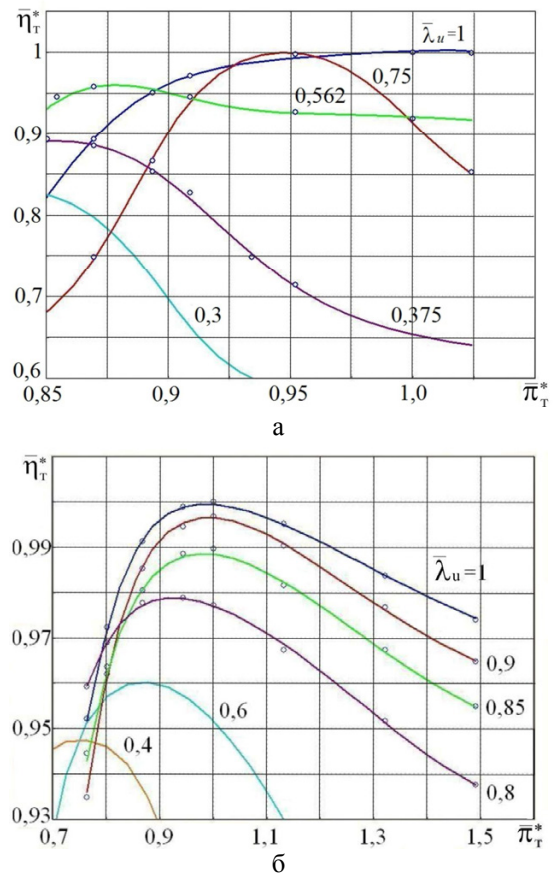


Рис. 3. Сечения характеристик турбины в координатах η_T^* - $\pi_{\Gamma p}^*$ по $\pi_{\Gamma p}^*$:

а - $\pi_{\Gamma p}^* = 1,25$; б - $\pi_{\Gamma p}^* = 5,3$

На рис. 4 показана расходная характеристика в координатах $\bar{q}(\lambda_r) - \pi_{\Gamma}^*$ для $\pi_{\Gamma p}^* = 1,7$.

Полученная расчетная характеристика в целом совпадает с экспериментальной до значений $\pi_{\Gamma}^* \leq 0,95$. В диапазоне $0,95 \leq \pi_{\Gamma}^* \leq 1$ вместо постепенного схождения всех кривых в одну точку и вырождения характеристики в прямую линию $\bar{q}(\lambda_r) = 1 = \text{const}$ наблюдается примерно эквидистантное расположение кривых $\bar{\lambda}_u = \text{const}$. Из рис. 4 следует, что $\bar{q}(\lambda_r)$ становится равной единице только при малых приведенных окружных скоростях, а с превышением значения π_{Γ}^* над расчетным и вовсе возрастает. Это противоречит законам газовой

динамики, потому использовать такую характеристику можно только до значений $\bar{\pi}_T^* = 0,95$.

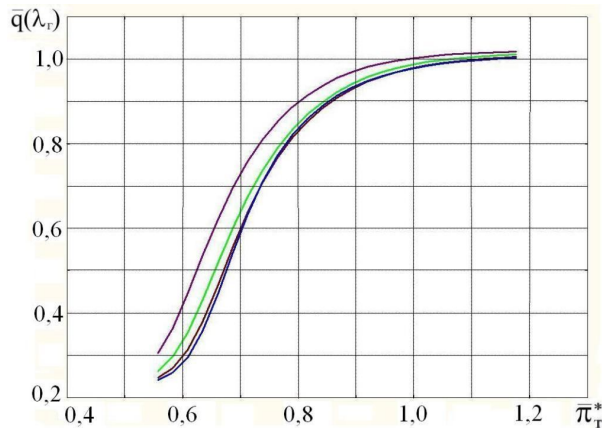


Рис. 4. Характеристики турбины в координатах $\bar{q}(\lambda_T) - \pi_T^*$ со значением $\pi_{Tp}^* = 1,7$:

— $\bar{\lambda}_u = 1$; — $\bar{\lambda}_u = 0,8$;
— $\bar{\lambda}_u = 0,6$; — $\bar{\lambda}_u = 0,4$

Характеристики турбины, построенные в координатах $\bar{q}(\lambda_T)$, $\bar{\eta}_T^*$, $\bar{\pi}_T^*$ и $\bar{\lambda}_u$ не всегда удобны из-за незначительного изменения относительной плотности тока $\bar{q}(\lambda_T)$ от $\bar{\lambda}_u$, отчего линии $\bar{\lambda}_u = \text{const}$ располагаются в очень узком диапазоне характеристики. В этом случае характеристики представляют как зависимости $\bar{\eta}_T^* = f(\pi_T^*, G n / p_T^*)$ и $L_T / n^2 = f(\pi_T^*, G n / p_T^*)$ при некотором значении

степени понижения давления π_{Tp}^* . При сравнении характеристик турбин различной геометрии вместо n используют среднюю окружную скорость u_{cp} или параметр λ_u . Тогда параметр L_T / n^2 заменяется коэффициентом нагрузки турбины $\mu_T = L_T / u_{cp}^2$, а

$$Gn / p_T^* = \frac{G \sqrt{T_T^*}}{p_T^*} \frac{n}{\sqrt{T_T^*}} \sim \bar{q}(\lambda_T) \bar{\lambda}_u.$$

Характеристика $\bar{\mu}_T = f(\bar{q}(\lambda_T) \bar{\lambda}_u)$ с изолиниями $\bar{\mu}_0 = \text{const}$, представлена на рис. 5а и 5б (точками отмечены экспериментальные данные).

Сравнение характеристик низкоперепадной малоразмерной осевой турбины с $\pi_{Tp}^* = 1,25$ и многоступенчатой высокоперепадной с $\pi_{Tp}^* = 5$ позволяет заметить, что для последней уменьшение $\bar{\pi}_T^*$ влияет на падение $\bar{\mu}_T$ гораздо менее значительно, чем для малоразмерной турбины.

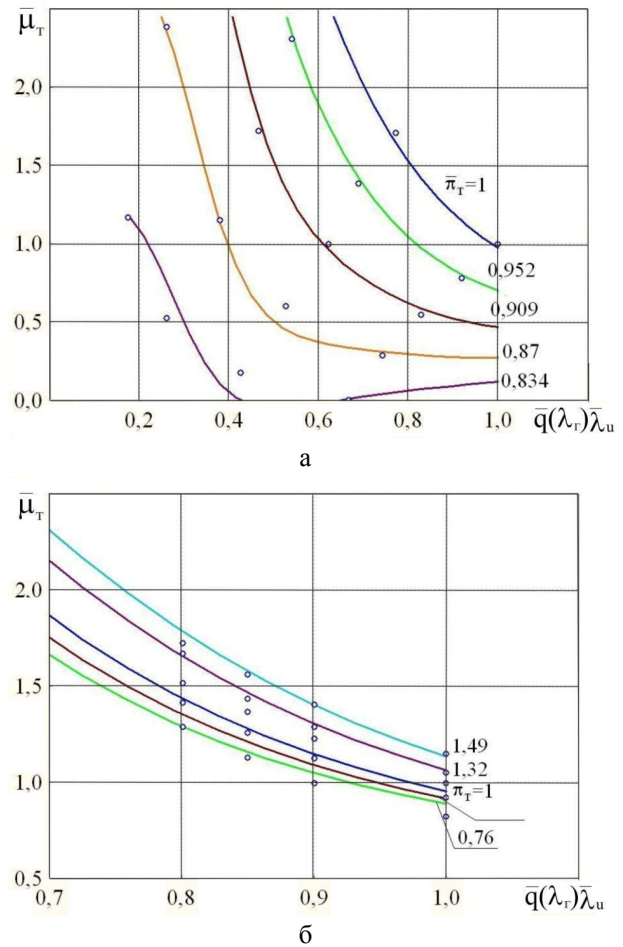


Рис. 5. Обобщенные характеристики турбин в координатах $\bar{\mu}_T - \bar{q}(\lambda_T) \bar{\lambda}_u$:

а - $\pi_{Tp}^* = 1,25$; б - $\pi_{Tp}^* = 5$

Очевидно, что это объясняется более интенсивным снижением η_T^* у такой турбины при отклонении π_T^* от расчетного значения (рис. 6). Также у турбины с $\pi_{Tp}^* = 1,25$ при уменьшении $\bar{\pi}_T^*$ характеристика становится более пологой в широком диапазоне значений комплекса $\bar{q}(\lambda_T) \bar{\lambda}_u$, но при малых $\bar{q}(\lambda_T) \bar{\lambda}_u$ резко становится крутой. Такое поведение характеристики объясняется особенностью изменения η_T^* при малых $\pi_T^* = 1,05 \dots 1,5$: с уменьшением λ_u от расчетного значения КПД сначала падает, а потом начинает резко возрастать. Компенсация изменения $\lambda_u^2 \sim u^2$ и $\eta_T^* \sim L_T$ в выражении $\mu_T = L_T / u^2$ и объясняет постоянство $\bar{\mu}_T$ при $\bar{q}(\lambda_T) = \text{const}$ и $\bar{\lambda}_u = \text{var}$.

Таким образом, обобщенные на основе нейронных сетей характеристики отображают особенности физики рабочего процесса в осевых авиационных турбинах различных агрегатов и расчетной степени понижения давлений.

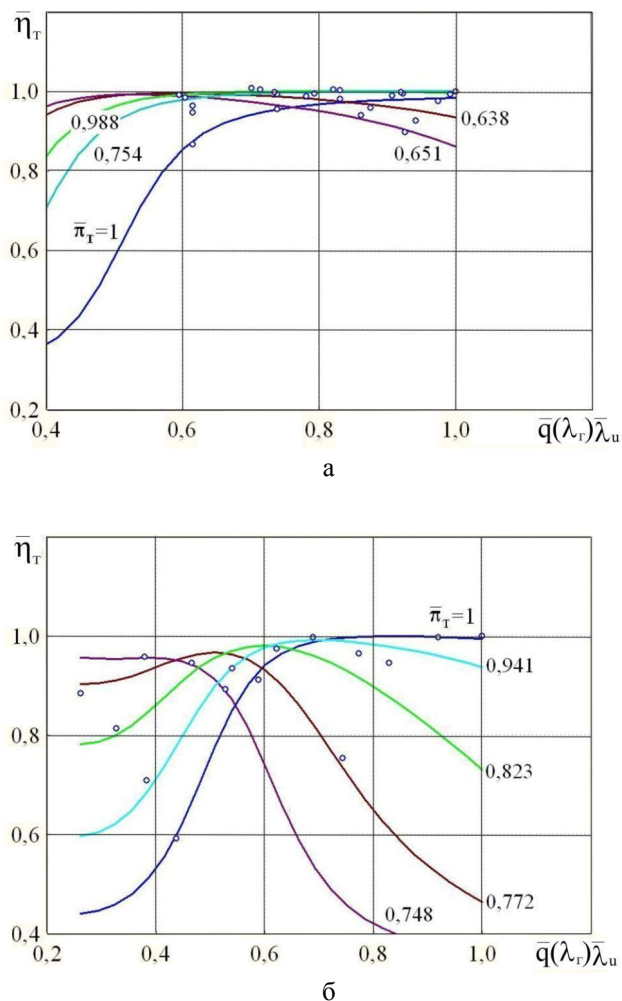


Рис. 6. Обобщенные характеристики турбин
в координатах $\bar{\eta}_T - \bar{q}(\lambda_T) \bar{\lambda}_u$:
а - $\pi_{Tp}^* = 1,25$; б - $\pi_{Tp}^* = 1,7$

В виду своей универсальности, предложенные методы ИНС могут быть применены и для решения задачи обобщения и представления характеристик компрессоров [8] и радиальных турбин.

Заключение

Установлено, что на характер протекания обобщенных характеристик турбин авиационных турбин оказывают заметное влияние величины расчетных значений степени понижения давления π_{Tp}^* и степени реактивности ρ_{Tp} . Предложено два метода аппроксимации, позволяющих учесть это влияние:

- на основе использования фундаментальных трехмерных параболических сплайнов;
- с помощью теории искусственных нейронных сетей.

Сплайн-аппроксимация обеспечивают высокую точность приближения функции и гладкость получаемых характеристик, но характеризуется сложностью алгоритмов расчетов и представления характеристик. Использование нейронных сетей позволяет проводить аппроксимацию заданных табличным способом данных для обобщенных характеристик лопаточных машин и представлять характеристики в удобном для анализа виде, получая при этом достаточно высокие значения показателей качества аппроксимации. Нейронные сети реализуют возможность интерполяции и экстраполяции этих характеристик по основным параметрам, характеризующим рабочий процесс в лопаточных машинах.

Литература

1. Нечаев, Ю. Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч.1 [Текст] / Ю. Н. Нечаев, Р. М. Федоров. – М. : Машиностроение, 1977. – 312 с.
2. Авиационные двигатели. Т. IV-21. Самолеты и вертолеты. Кн. 3. Энциклопедия. [Текст] / В. А. Скибин, Ю. М. Темис, В. А. Сосунов и др. – М. : Машиностроение, 2010. – 720 с.
3. Дружинин, Л. Н. Математическое моделирование ГТД на современных ЭВМ при исследовании параметров и характеристик авиационных двигателей [Текст] / Л. Н. Дружинин, Л. И. Швеи, А. И. Ланин // Тр. ЦИАМ №83. – М. : ЦИАМ, 1979. – 45 с.
4. Стечкин, С. Б. Сплайны в вычислительной математике [Текст] / С. Б. Стечкин, Ю. Н. Субботин. – М. : Наука, 1976. – 248 с.
5. Коварцев, А. Н. Представление в расчетах на ЭВМ обобщенных характеристик компрессоров ГТД с помощью многомерного параболического сплайна со свободными граничными условиями. [Текст] / А. Н. Коварцев // Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей. – Куйбышев : КуАИ, 1983. – С. 25-31.
6. Горюнов, И. И. Метод представления характеристик компрессоров в математических моделях газотурбинных двигателей [Текст] / И. И. Горюнов // Вестник СГАУ. – 2006. – № 3. – С. 7-12.
7. Круглов, В. В. Нечеткая логика и искусственные нейронные сети. [Текст] / В. В. Круглов. – М. : ФИЗМАТЛИТ, 2001. – 224 с.
8. Григорьев, В. А. Применение методов теории искусственных нейронных сетей при обобщении и представлении характеристик осевых компрессоров авиационных ГТД. [Текст] / В. А. Григорьев, Д. С. Калабухов, В. М. Радько // Вестник СГАУ. – 2012. – №3, ч. 3. – С. 67-75.

Поступила в редакцию 01.06.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, профессор, Главный конструктор В. П. Данильченко, ОАО «Кузнецов», Самара.

МЕТОДИ УЗАГАЛЬНЕННЯ ТА ПОДАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБІН АВІАЦІЙНИХ ГТД

В. О. Григорьев, Д. С. Калабухов, В. М. Радько

Проаналізовано сучасні варіанти завдання характеристик турбін авіаційних ГТД. Показано вплив розрахункових значень ступеня зниження тиску $\pi_{тp}^*$ і ступеня реактивності $\rho_{тp}$ на характер протікання характеристик. Описано переваги і недоліки існуючих методів узагальнення та подання характеристик турбін. Наведено метод узагальнення та подання характеристик турбін за допомогою нейромережевої апроксимації. Представлено алгоритм узагальнення експериментальних характеристик за допомогою ефективних методів штучних нейронних мереж. Показано результати апроксимації та інтерполяції характеристик нейронними мережами на основі багатошарового персептрона при різних розрахункових значеннях $\pi_{тp}^*$.

Ключові слова: турбіна, ГТД, узагальнення характеристик, апроксимація, штучна нейронна мережа, персептрон.

METHODS OF GENERALIZATION AND REPRESENTATION CHARACTERISTICS OF AVIATION GAS TURBINES

V. A. Grigoriev, D. S. Kalabuhov, V. M. Rad'ko

Modern options for specifying the characteristics of turbine gas turbine engines are analyzed. Shows the effect of the calculated values of the pressure reduction degree π_{tc}^* and the degree of reactivity ρ_{tc} on the character of the performance. Describes the advantages and disadvantages of the existing methods of summarizing and presenting characteristics of turbines. The method of summarizing and presenting characteristics of turbines using neural network approximation are given. An algorithm for the generalization of experimental performance through effective methods of artificial neural networks are presented. Shows the results of approximation and interpolation features neural networks based on the multilayer perceptron with different calculated values of π_{tc}^* .

Keywords: turbine, GTE, generalization performance, approximation, artificial neural network, perceptron.

Григорьев Владимир Алексеевич – д-р техн. наук, профессор кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королева (национальный исследовательский университет), Самара, РФ, e-mail: va_grig@ssau.ru.

Калабухов Дмитрий Сергеевич – аспирант кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королева (национальный исследовательский университет), Самара, РФ, e-mail: dskalabuhov@gmail.com.

Радько Владислав Михайлович – канд. техн. наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королева (национальный исследовательский университет), Самара, РФ, e-mail: radko@ssau.ru.

УДК 621.311.22

М. З. АБДУЛИН¹, А. А. СЕРЫЙ¹, А. М. ЖУЧЕНКО²¹ *Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев*² *НПО «Струйно-нишевая технология», Киев*

ПРИНЦИПЫ ОРГАНИЗАЦИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КАМЕР СГОРАНИЯ

В статье рассмотрены сложные взаимосвязи рабочего процесса горелочных устройств (ГУ) на основе струйно-нишевой системы (СНС) сжигания газообразного топлива. Приведены основные геометрические и режимные параметры системы, позволяющие эффективно использовать топливо в камерах сгорания (КС) огнетехнического оборудования. Основные результаты получены экспериментальным путем. Данные по процессам смешения, времени пребывания объема смеси, поля температур и скоростей получены расчетным методом с применением методов вычислительной газовой динамики. Выявлено влияние основных конструктивных факторов на показатели рабочего процесса КС и ГУ.

Ключевые слова: струйно-нишевая технология, горелочные устройства, камеры сгорания, рабочий процесс.

Введение

Рабочий процесс камер сгорания (КС) представляет собой сложную взаимосвязь гидротермохимических процессов, которые в настоящее время с большим трудом поддаются математическому моделированию. Поэтому основным инструментом исследований на сегодняшний день остается лабораторный и промышленный эксперимент [1].

В постперестроечное время значительно сократилось количество экспериментальных работ в сфере практики сжигания топлива. Это заметно сказалось на соответствии эффективности топливоиспользующего оборудования современным требованиям экономичности, экологической безопасности и надежности работы. Как правило, существенное повышение экономичности сопровождается ухудшением остальных показателей. Для комплексного улучшения эффективности топливоиспользования вводится дорогостоящая система автоматики.

На сегодняшний день, существующие подходы к организации рабочего процесса КС практически не развиваются и исчерпали свой потенциал. Конструкции КС с точки зрения формирования аэродинамической структуры течения практически не меняются. На рис. 1 а, б представлены КС трубчатого и кольцевого типа, соответственно, основой рабочего процесса которых является закрутка потока при помощи воздушных регистров. Так как, опыт передовых достижений в совершенствовании рабочего процесса КС используется для различных видов огнетехнического оборудования (ОО), то на рис. 1 в приведены фронтальные устройства ГУ для котлов, печей, сушил и т.д. ведущих мировых производителей газогорелочного оборудования также использующих закрутку потока окислителя.



а



б



в

Рис. 1. Горелочные устройства с закруткой потока окислителя: а - трубчатой КС; б - кольцевой КС; в - ведущих фирм производителей газогорелочного оборудования «Wayshaupt», «Riello», «Girsh» и др.

Детальный анализ основных распространенных газодинамических схем современных ГУ позволил их классифицировать следующим образом (рис. 2).

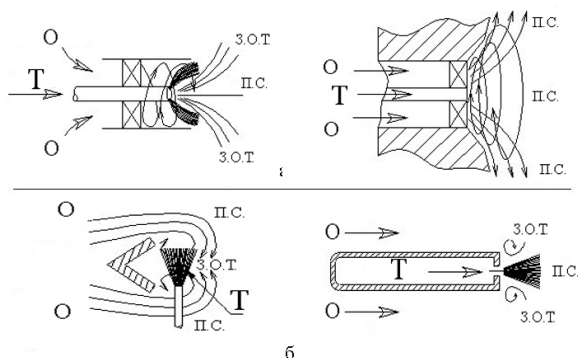


Рис. 2. Основные типы газодинамических схем ГУ: а – закрутка потока окислителя для образования зоны обратных токов продуктов сгорания; б – образование зоны обратных токов (ЗОТ) за счёт использования плохообтекаемых тел; О – окислитель, Т – топливо, П.С. – продукты сгорания, ЗОТ – зона обратных токов [2]

1. Задачи работы

Универсальная СНТ широко реализуется в различных типах ОО. Основой ее является СНС. Задачей работы является определение влияния основных геометрических характеристик на закономерности процессов, происходящих в СНС, а также определение оптимальных значений геометрических параметров с целью обоснования необходимых параметров ГУ, отвечающих требованиям экономичности, надежности и экологичности топливоиспользующего оборудования.

На рис.3 приведены основные характеристики системы, изменение которых оказывает влияние на процесс сжигания газа в системе в целом.

Ниже приведены основные взаимосвязи геометрических характеристик струйно-нишевой системы, определяющие эффективность сжигания топлива в СНС.

Основными элементами организации рабочего процесса ГУ является [3, 4]:

- рациональная раздача горючего (Г) в потоке окислителя (О);
- создание необходимой структуры течения Г, О и продуктов сгорания (П.С.);
- смешение Г и О;
- воспламенение топливной смеси и стабилизация процесса горения;
- выгорание топлива;
- формирование полей температур, скоростей и концентраций П.С.

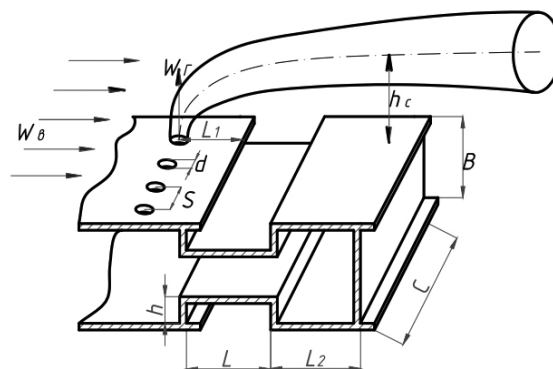


Рис. 3. Струйно-нишевая система, расположенная на газораздающем коллекторе-пилоне; режимные параметры системы: $W_в$ – скорость потока воздуха, $W_г$ – скорость истечения топлива, h_c – дальность струй; L , H – длина и глубина ниши; d , S – диаметр и шаг расположения отверстий; L_1 , L_2 – расстояние от струй до срывной комки ниши и стабилизатора

2. Анализ элементов рабочего процесса струйно-нишевой системы

2.1. Раздача горючего

Рациональная раздача горючего в потоке окислителя обеспечивает необходимую концентрацию в общем объеме смеси. В свою очередь, нерациональная раздача топлива резко снижает эффективность рабочего процесса огнетехнического объекта даже при применении мощной интенсификации смесеобразования.

В СНС важным параметром, определяющим эффективность процесса газораздачи, является параметр h_c дальность струй, которая является важной расчетной характеристикой и в общем случае может быть представлена следующей зависимостью [5]:

$$h_c = k_c \cdot \sin \beta \cdot d \cdot \sqrt{\bar{q}}, \quad (1)$$

где k_c – коэффициент, учитывающий шаг расположения отверстий, β – угол ввода струй топлива в воздушный поток, d – диаметр газоподающих отверстий, $\bar{q}$ – гидродинамический параметр,

$$\bar{q} = \frac{\rho_{\Gamma} \cdot W_{\Gamma}^2}{\rho_{\text{в}} \cdot W_{\text{в}}^2}, \quad (2)$$

где $\rho_{\text{в}}$, ρ_{Γ} – плотность топлива и воздуха соответственно; $W_{\text{в}}$, W_{Γ} – скорость топлива и газа. В реальных условиях в СНС дальность струй топлива точнее описывается (2) при использовании поправок на температуру в зоне циркуляции k_{Γ} и $k_{\text{в}}$ – коэффици-

циент, учитывающей особенности структуры течения за системой струй [6].

2.2. Создание структуры течения горючего, окислителя и продуктов сгорания

Гидродинамика потока Г, О и ПС в системе является основополагающим элементом рабочего процесса ГУ. Течение характеризуется образованием устойчивых вихревых структур в СНС, которые, в свою очередь, обеспечивают стабилизацию процесса горения в широком диапазоне скоростей топлива и окислителя. На общую картину течения влияют в большей или меньшей мере все параметры СНС (конструктивные и режимные).

Исследования показывают, что СНС обеспечивает автомодельность процесса смесеобразования в широком диапазоне нагрузок, а соответственно и гидродинамического параметра $\bar{q}$. Номинальный режим горелочных устройств СНТ соответствует $\bar{q} = 10 \div 12$. При $\bar{q} < 2$, проявляется эффект Коанда, то есть при выходе из отверстий струя «прилипает» к стенке ($\bar{q}_{кр}^I$). Максимальное же значение $\bar{q}$ зависит от величины затенения проходного сечения канала и может достигать значений $40 (\bar{q}_{кр}^{II})$ [7].

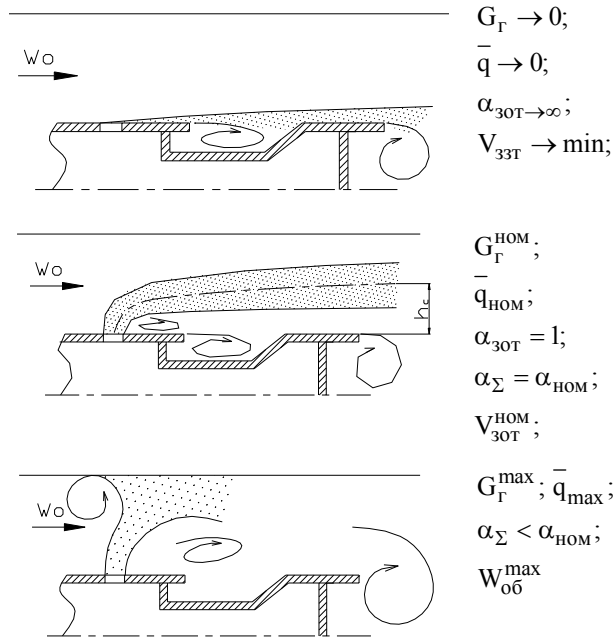


Рис. 4. Физическая модель течения и смесеобразования в струйно-нишевом модуле [8], где:

G_T - расход топлива, α_{3OT} - коэффициент избытка воздуха в зоне обратных токов ЗОТ,

$W_{об}^{max}$ - скорость окислителя, который обтекает струи топлива

2.3. Смесеобразование

Математическая модель процессов происходящих в горелочных устройствах в работе представлена на следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \nabla(\bar{\rho}\tilde{V}) &= 0; \\ (\bar{\rho}\tilde{V} \cdot \nabla)\tilde{V} &= -\nabla p + \nabla \cdot \bar{\tau}_{eff} + \bar{\rho}g; \\ \nabla \cdot (\bar{\rho}\tilde{V}\tilde{h}) &= \nabla \cdot \left(\frac{\lambda \nabla T}{Sc_t} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \nabla h \right) + \\ &+ \bar{\tau}_{eff} : \nabla \tilde{V} + E(\tilde{T}); \\ \nabla \cdot (\bar{\rho}\tilde{V}k) &= \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + \\ &+ P_k - \bar{\rho}\epsilon; \\ \nabla \cdot (\bar{\rho}\tilde{V}\epsilon) &= \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + \\ &+ C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} P_k - C_{\epsilon 2} \bar{\rho} \frac{\epsilon^2}{k}; \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где $\bar{\rho}$ - плотность, осредненная по Рейнольдсу, кг/м³;

$\nabla = \left(\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right)$ - оператор Гамильтона;

$\tilde{V}^T = (\tilde{V}_x, \tilde{V}_y, \tilde{V}_z)$ - вектор скорости осреднен-

ный по Фавру ($\tilde{f} = \overline{\rho f / \bar{\rho}}$), м/с; p - давление,

Па; $\bar{\tau}_{eff}$ - тензор эффективных напряжений растяжения-сжатия, Па;

μ - динамическая вязкость, Па·с;

$\mu_t = \bar{\rho} C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$ - турбулентная вязкость, Па·с;

k - турбулентная кинетическая энергия, Дж/кг;

ϵ - скорость диссипации турбулентной кинетической энергии, Дж/(кг·с);

I - единичный тензор второго ранга;

$Sc_t = \frac{\mu_t}{\rho D_t}$ - число Шмидта;

$\tilde{h}$ - массовая энтальпия, Дж/кг;

c_p - массовая теплоемкость, Дж/(кг·К);

T - температура, К;

T_{ref} - температура отсчета, К;

λ - теплопроводность, Вт/(м·К);

$:$ - оператор скалярного произведения вектора на градиент;

$E(\tilde{T})$ - объемная плотность радиационного теплового потока «серой» излучающей и поглощающей среды, Вт/м³;

P_k - объемный источник за счет турбулентной вязкости потока, Вт/м³;

$C_\mu = 0,09$; $\sigma_k = 1,0$; $\sigma_\varepsilon = 1,3$; $C_{\varepsilon_1} = 1,44$; $C_{\varepsilon_2} = 1,92$ - константы стандартной $k-\varepsilon$ модели.

Граничные условия задавались следующим образом: во входных сечениях принимались постоянные значения соответствующих величин (температуры, скорости, k и ε); на выходе - мягкие граничные условия; на твердых границах - условия прилипания.

Взаимосвязь концентрации топлива по объему топочного пространства с параметрами системы характеризуется зависимостью $C_{\%} = f(L_1, d, \bar{S}, \bar{q})$.

Как известно, в СН системе преобладает микродиффузионный механизм горения, обладающий рядом преимуществ [9]. При этом процессы смесеобразования в основном определяются относительным шагом расположения отверстий, гидродинамическим параметром и конструктивными параметрами нишевой полости. На рисунке приведены результаты численных расчетов, которые показывают одну важную особенность системы - равномерность распределения компонентов смеси в зоне стабилизации пламени. На рис. 5 представлены поля коэффициента избытка воздуха в плоскости, проходящей через центр нишевой полости параллельно нижней стенке ниши для одного из режимов работы системы.

Как видно, позиция 5 б является наиболее предпочтительной с точки зрения обеспечения концентрационных пределов воспламенения пламени, позиции а и в характеризуются соответственно обогащенной и обедненной горючей смесью. Следует отметить, что при отклонении геометрических параметров топливоподачи от оптимального, указанная равномерность нарушается (рис. 5 в).

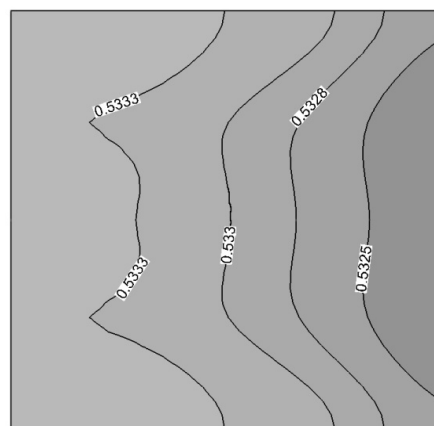
Во всех рассмотренных случаях концентрация топлива выше в области, примыкающей к задней стенке ниши из-за воздействия на струйную подачу топлива нишевой вихревой структуры, увлекающей смесь в зону обратных токов.

2.4. Воспламенение смеси и стабилизация процесса горения

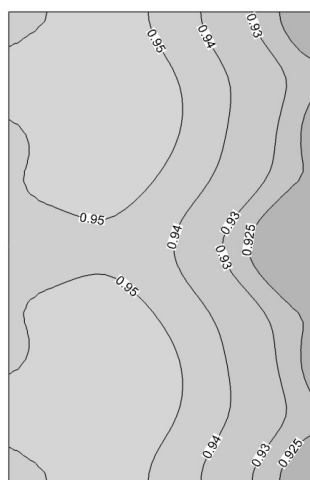
Стабилизационные качества системы характеризуют диапазон ее устойчивой работы без срыва и проскока пламени, а также определяют:

- диапазон коэффициента регулирования объема в целом;
- безопасность работы ОО (отсутствие загазованности);
- отсутствие термических ударов.

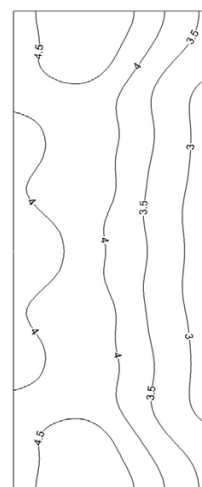
В ГУ СНТ стабильность процесса горения в основном обеспечивается устойчивостью вихревой структуры в области стабилизации за срывной кромкой пилона (рис. 6).



а

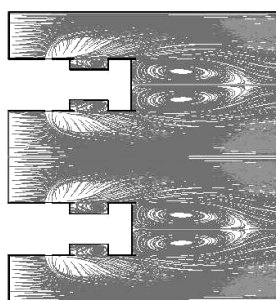


б

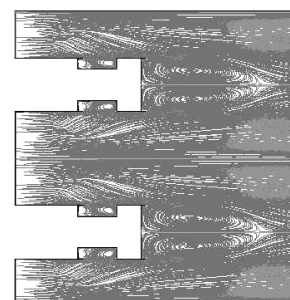


в

Рис. 5. Поля коэффициента избытка воздуха в плоскости, проходящей через центр нишевой полости параллельно дну ниши в струйно-нишевой системе с характеристиками ($d=4,5$ мм; $L/H=25/7$; $W_b=10$ м/с; $\bar{q}=15$): а - $\bar{S}=2$; б - $\bar{S}=3,2$; в - $\bar{S}=5$



а



б

Рис. 6. Линии токов в системе плоских пилонов пламени, работающей на основе СНС в плоскости, проходящей: а - через центр газоподающего отверстия, б - между газоподающими отверстиями

На рис. 7 приведена область, характеризующая диапазон устойчивой работы системы. Эксперименты проводились на решетке из двух пилонов шириной 25 мм, коэффициент загромождения канала

$k_f = 0,3$ обеспечивает устойчивое горение в широком диапазоне скоростей топлива и окислителя, причем приструйная ниша значительно расширяет пределы устойчивого горения по суммарному коэффициенту избытка воздуха на систему α_Σ [10].

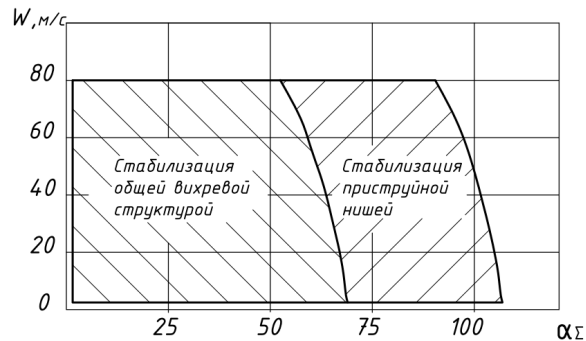


Рис. 7. Пределы устойчивого горения в струйно-нишевой системе $B=25$ мм; $k_f=0,3$; $d=4$ мм; $S=16$ мм, $t_b=25$ °С, (W -скорость воздушного потока, ограничена возможностями стенда)

Одним из критериев оценки стабилизационных качеств системы может служить среднее время пребывания элементарного объема смеси в зоне обратных токов τ_{Pi} .

Ниже приведены данные по стабилизационным характеристикам ЗОТ при струйной подаче и без нее (табл. 1). В целом струи топлива несколько увеличивают время пребывания в ЗОТ независимо от величины загромождения потока пилонами пламени. Особенно этот эффект проявляется при внедрении газовых струй диаметром 7,5 мм и более. В табл. 1 приведены данные численных расчетов.

Таблица 1

Время пребывания элементарного объема смеси в зоне стабилизации пламени в СНС

в зоне стабилизации плазмы в СТС								
K _f	0,3				0,6			
D, мм	Воздушные продувки	5	7,5	10	Воздушные продувки	5	7,5	10
τ _{Πi} 10 ⁻² с	3,8	6,0	9,34	9,86	1,2	3,3	7,4	6,9

2.5. Выгорание топлива

Эффективность сжигания топлива определяется полнотой его выгорания. Основными конструктивными факторами, определяющим выгорание газа в ГУ СНТ, являются конструктивные параметры газораздающих отверстий и шаг расположения пилонов. Исследования различных модификаций решеток из струйно-нишевых пилонов показали высо-

кую интенсивность выгорания при минимально возможных коэффициентах загромождения потока, что является предпосылкой к малому аэродинамическому сопротивлению таких систем и обеспечивает возможность создания ГУ с малыми затратами энергии на подачу окислителя. Минимальный характерный размер пилонов, из условия равномерного распределения горючего по отверстиям, составляет $B=10$ мм.

В результате лабораторных экспериментов установлено, что полнота выгорания природного газа за пилоном и за решеткой существенно отличается, при этом длина факела за системой пилонов ($\eta_r=95\%$) значительно короче, чем за одиночным пилоном. Кроме того, появляется возможность существенно варьировать шаг между пилонами (t , мм) и таким образом доводить коэффициент загромождения потока (k_f) до предельно низких значений 0,15 и ниже [Ошибка! Источник ссылки не найден.].

2.6. Формирование полей температур и скоростей ПС

Одной из основных задач ГУ является создание условий для формирования требуемых скоростных и особенно температурных условий в КС огнетехнических объектов в зависимости от их назначения. На рис. 8 приведены изолинии температур и скоростей в топочном пространстве котла работающего с ГУ СНТ – 22.

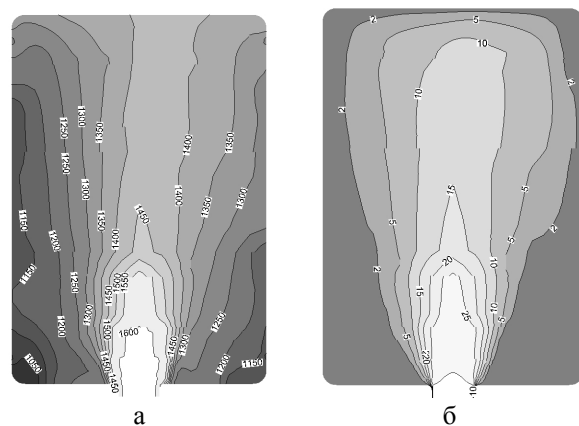


Рис. 8. Изолинии: а - температур, К; б – скоростей, м/с, продуктов сгорания природного газа в горизонтальном сечении, проходящем через амбразуру прямоугольной топочной камеры оборудованной ГУ типа СНТ-22

Заключение

Проведенные исследования позволили выявить рациональные значения основных конструктивных параметров для СНС, определяющие надежность, экономичность и безопасность работы системы, на основе которой работают ГУ мощностью от 0,01 до 40 МВт.

Литература

1. Абдулин, М. З. Технология сжигания топлива – основа создания высокоэффективных камер сгорания [Текст] / М. З. Абдулин // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2009. – № 4/61. – С. 40 - 42.
2. Перспективные разработки повышения эффективности работы КС ГТД на основе струйно-нишевой технологии [Текст] / М. З. Абдулин, Ю. А. Кулешов, Г. Р. Дворцин, А. М. Жученко // *Газотурбинные технологии*. – 2012. – № 9(110). – С. 26 - 31.
3. Абдулин, М. З. Технология сжигания – определяющий фактор эффективности огнетехнических объектов [Текст] / М. З. Абдулин, Г. Р. Дворцин, А. М. Жученко // *Новости теплоснабжения*. – 2008. – № 4. – С. 31 - 34
4. Абдулин, М. З. Струйно-нишевая технология сжигания топлива на объектах муниципальной энергетики [Текст] / М. З. Абдулин, В. С. Дубовик // *Новости теплоснабжения*. – 2004. – № 11 (51). – С. 20–25.
5. Иванов, Ю. В. Основы расчета и проектирования газовых горелок [Текст] / Ю. В. Иванов. – М. : Изд-во Недра, 1972. – 272 с.

6. Джамал Абдель Карим Ибрагим Особенности рабочего процесса модуля газогорелочного устройства с поперечной подачей струй газа [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.01 / Джамал Абдель Карим Ибрагим ; КПИ. – К., 1997. – 20 с.

7. Абдулин, М. З. Изотермические исследования модулей горелочных устройств на основе струйно-нишевых систем [Текст] / М. З. Абдулин, А. А. Серый // *Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. – Харків : НТУ «ХПИ», 2013. – Вып. 13. – С. 81 -88.

8. Абдулин, М. З. Струйно-нишевая система стабилизации и смесеобразования пламени [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.01 / Абдулин Михаил Загретдинович ; КПИ. – К., 1986. – 20 с.

9. Франк-Каменецкий Д. А. К теории микродиффузионного горения [Текст] / Д. А. Франк-Каменецкий // *Сб. науч. тр.* – М. : Оборонгиз, 1946. – С. 1 - 9.

10. Абдулин, М. З. Вітчизняні енергоефективні технології – запорука енергетичної безпеки держави [Текст] : моногр. / М. З. Абдулін, О. А. Сірий. – К. : Наук. думка, 2013. – С. 224 – 233.

Поступила в редакцию 07.06.14, рассмотрена на редколлегии 14.06.214

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. каф. химического, полимерного и силикатного машиностроения А. Я. Карвацкий, Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев.

ПРИНЦИПИ ОРГАНІЗАЦІЇ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ КАМЕР ЗГОРЯННЯ

М. З. Абдулін, О. А. Сірий, А. М. Жученко

У статті розглянуто складні взаємозв'язки робочого процесу пальникових пристроїв на основі струменево-нішевої системи спалювання газоподібного палива. Наведено основні геометричні та режимні параметри системи, що дозволяють ефективно використовувати паливо в камерах згоряння вогнетехнічного обладнання. Основні результати отримані експериментальним шляхом. Дані по процесам змішування, часу перебування об'єму суміші, поля температур і швидкостей отримані розрахунковим методом із застосуванням методів обчислювальної газової динаміки. Виявлено вплив основних конструктивних факторів на показники робочого процесу.

Ключові слова: струменево-нішева технологія, пальники, камери згоряння, робочий процес.

PRINCIPLES OF WORKING PROCEDURE ORGANIZATION OF COMBUSTION CHAMBERS

M. Z. Abdulin, O. A. Siryi, A. M. Zhuchenko

The article deals with the complex relationships of working procedure of burners on basis of the spray and niche system of combustion gaseous fuel. It is showed the basic geometric and operating parameters of systems, which allow efficient utilize of fuel in the combustion chambers of fire equipment. The main results are obtained experimentally. Data of the mixing process, the residence time of the mixture volume, temperature and velocity fields are obtained by calculation using the methods of computational fluid dynamics. It was revealed the influence of the main structural factors on the working procedure of the combustion chambers and burning devises.

Keywords: spray and niche technology, burning devises, combustion chambers, working procedure.

Абдулин Михаил Загретдинович – канд. техн. наук, доцент кафедры теплоэнергетических установок тепловых и атомных электрических станций, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», Украина, e-mail: mزابدولين@gmail.com.

Серый Александр Анатольевич – ассистент кафедры теплоэнергетических установок тепловых и атомных электрических станций, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», Украина, e-mail: Seruy_Alex@i.ua.

Жученко Андрей Михайлович – технический директор, Научно-Производственное Объединение «Струйно-нишевая технология», Киев, e-mail: nposnt@i.ua.цзшл

УДК 621.45.022.5

И. Ф. КРАВЧЕНКО¹, В. Н. ЖУРАВЛЕВ¹, С. А. БОРЗОВ¹, А. В. ПАПЧЁНКОВ²¹ ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс»² ПАО "Мотор Сич", Запорожье, Украина

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ПАРАМЕТРОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД

Анализируются параметры, характеризующие качество турбулентности пламён основной камеры сгорания газотурбинного двигателя (ГТД). Показано, что параметр спектрального объема сигнала турбулентного горения чувствителен к мощности сигнала пульсаций турбулентной скорости на интервале времени активности пламени в объеме жаровой трубы и параметрам вибрационного горения в диапазоне вероятных частот. Изменение качества работы камеры сгорания по результатам оценки предложенных параметров позволит увеличить её энергетическую и ресурсную эффективность и, как следствие, увеличится ресурс двигателя в целом.

Ключевые слова: камера сгорания, турбулентное горение, вибрационное горение, параметры турбулентности пламён.

Введение. Постановка задачи

В связи с тем, что основным и единственным источником энергии газотурбинного двигателя (ГТД) является узел камеры сгорания, энергетическая и ресурсная эффективность двигателя определяется качеством процесса горения топлив и параметрами турбулентности рабочего тела в объеме жаровой трубы. Различают режимы ламинарного, турбулентного и детонационного горения топлив. Два крайних режима допускают возникновение как кратковременного, так и длительного процесса вибрационного горения [1], как малой, так и большой интенсивности, которая характеризуется совпадением собственных частот элементов конструкции двигателя с частотными параметрами турбулентных вихрей, возникающих в процессе горения. Проведенные многочисленные теоретические и экспериментальные исследования [2, 3] доказывают, что наиболее эффективным, с точки зрения полноты сгорания топлива и токсичности продуктов сгорания, является режим турбулентного горения. Косвенными параметрами, характеризующими эффективность режима, являются температура пламени и количество эмиссии окислов азота NO_x , причём при уменьшении этих параметров пламени имеют predisposition к возникновению режима вибрационного горения [4]. Ввиду большой добротности контуров механического резонанса, процесс диссипации в них энергии пульсаций турбулентных вихрей приводит к резкому снижению ресурса тягело нагруженных элементов двигателя.

В результатах ранее проведённых исследований предложены феноменологические параметры

турбулентности потока рабочего тела в камере сгорания. Однако технологическая трудоёмкость их определения в составе двигателя и адаптация к конструктивным особенностям узла камеры сгорания не позволяют осуществлять оперативный прогноз и управление режимом горения.

Научно-техническая задача повышения эффективности и достоверности определения одномерного параметра режима качества турбулентного горения, с учётом границ перехода работы камеры сгорания в вибрационный режим, актуальна как с теоретической точки зрения, так и с прикладной, в части разработки опережающего научно-технического задела создания перспективных ГТД.

1. Основная часть. Теоретические исследования

Проведен анализ эволюции однопараметрических коэффициентов, поясняющих интенсивность и линейный масштаб турбулентности в пламенах камеры сгорания. Следует отметить, что не все исследования достаточно хорошо согласуются между собой из-за сложности их проведения, различия методик измерений и точности измерительных приборов [5].

Первый вклад в изучение интенсивности турбулентных пламён сделан известным немецким химиком Дамкёлером [2]. Им было предложено, что турбулентное пламя имеет ту же структуру, что и ламинарное, и связать наблюдаемое увеличение скорости горения с вызываемым турбулентностью искривлением фронта пламени, что увеличивает площадь поверхности горения по сравнению с гладким ламинарным фронтом и, следовательно, спо-

способность «перерабатывать» свежую смесь. Автором предложено охарактеризовать скорость распространения турбулентного пламени при крупномасштабной турбулентности следующим выражением

$$S_T = S_L + u', [\text{м/с}], \quad (1)$$

где S_T – скорость распространения турбулентного потока, S_L – скорость распространения ламинарного потока, u' – среднеквадратическое значение пульсаций скорости. Параметр турбулентности (1) имеет размерность скорости и не позволяет пояснить масштаб, т.е. часть энергии турбулентности в суммарной энергии потока рабочего тела, в связи с этим не нашел применения в процессах технологической доводки двигателей.

В дальнейшем появился ряд теорий, исследующих концепцию искривленного фронта пламени и отличающихся от теории Дамкёлера (и одна от другой) способом увязывания характеристик турбулентности с результирующим увеличением поверхности пламени. Так, в подходе, развитом Щёлкиным [5], выражение для параметра скорости U_T турбулентного определяется выражением

$$U_T = U_N \cdot \sqrt{1 + \frac{u' \cdot l}{\chi}}, [\text{м/с}], \quad (2)$$

где u' – средняя скорость турбулентных пульсаций [м/с], l – масштаб турбулентности [м], χ – температуропроводность [м²/с]. Анализ показывает, что данный подход имеет недостатки, свойственные предыдущему, однако, учитывает линейный масштаб турбулентности l , который должен соответствовать размеру жаровой трубы и коэффициент температуропроводности χ , который, по мнению авторов, отражает скорость перемещения энергии. Отличия от предыдущих подходов существенно повышают энергетическую информативность параметра (2), однако, не поясняет границы перехода к вибрационному процессу горения.

Наибольшее применение в научных и технических исследованиях нашел безразмерный параметр Кармана [6], который определяется отношением среднего квадратичного пульсационных составляющих компонент скорости потока рабочего тела u' к осреднённой на определённом интервале времени T скорости его течения $\bar{U}$:

$$Ka = \frac{u'(t)}{\bar{U}(t)}, \quad (3)$$

$$T \in [t].$$

Анализ коэффициента (3) показывает его информативность в части масштаба скоростей, однако, не отражает параметр линейного масштаба энергии

турбулентности l и не несёт информации о признаках вибрационного горения.

Как видно из анализа (1 – 3), пульсационная составляющая турбулентной скорости горения $u'(t)$ неизменно участвует во всех выражениях для определения параметра турбулентности, но существующие подходы не позволяют адекватно отвечать на возникающие вопросы о качестве процесса горения.

Промежуточные выводы. Проведя анализ традиционных одномерных параметров турбулентности пламен можно сделать вывод, что все они не учитывают два очень важных, по нашему мнению, параметра: энергетическую эффективность турбулентности и чувствительность к границе возникновения вибрационного горения. Математическая модель j -ого параметра турбулентности K_{ω_j} определяется выражением:

$$K_{\omega_j} = \left\{ \begin{array}{l} 10 \lg \left[\frac{\sum_{i=1}^k \omega_i^2 S_i(\omega_i, t)}{k} \right] \\ S_i(\omega_i, t) \geq aM[S(\omega, t)] \end{array} \right\}, [\text{дБ}] \quad (4)$$

$$S(\omega, t) = \int_0^T R_{xx}[u'(t)] e^{-j\omega t} dt,$$

$$\omega \in [\Delta\Omega], T \in [t],$$

где $M[S(\omega, t)]$ – математическое ожидание спектральной плотности мощности $S(\omega, t)$ сигнала $u'(t)$ в полосе частот $\Delta\Omega$; $R_{xx}[u'(t)]$ – автокорреляционная функция сигнала $u'(t)$; $a = 0,1$ – коэффициент чувствительности модели; T – интервал времени анализа; j – количество значений рассчитываемой функции; $k = \frac{\Delta\Omega}{\Delta\omega}$ – количество интервалов частот

$\Delta\omega$ в частотном диапазоне $\Delta\Omega$; $\Delta\omega = \frac{F_s}{T}$, F_s – частота дискретизации сигнала $u'(t)$. Предложенный параметр (4) чувствителен к мощности (энергии) сигнала пульсаций турбулентной скорости $u'(t)$ на интервале времени T и параметрам вибрационного горения в полосе частот $\Delta\Omega$. Параметр является аналогом понятия объема канала, который традиционно [7] применяется в теории информации.

2. Результаты экспериментальных исследований

Результаты, обсуждаемые в данной статье, получены на основании научно-исследовательских

работ, выполненных на испытательных стендах ГП «Ивченко-Прогресс» и ПАО «Мотор Сич», Украина, г. Запорожье. В настоящее время на ГП «Ивченко-Прогресс» разрабатывается и проходит практическую апробацию методика по подтверждению возможности обнаружения процесса вибрационного горения в ГТД [8] с помощью пьезоэлектрических акселерометров [9].

При исследованиях параметра спектрального объема сигнала турбулентного горения датчик (акселерометр) установлен возле рабочей форсунки камеры сгорания (рис. 1).

Проведен расчет спектральной плотности мощности (СПМ) сигналов в широкой полосе частот. Анализ функции СПМ показал наличие «следов» роторных вибраций вала свободной турбины $f = (650 - 750)\text{Hz}$ и вала турбокомпрессора $f = (850 - 950)\text{Hz}$. Исключив эти диапазоны частот, рассчитаны (рис. 2, 3) функции параметра Кармана (3) (рис. 2) и спектрального параметра турбулентности (4) (рис. 4). Анализ графиков позволяет утверждать, что предлагаемый параметр более информативен, чем традиционный параметр Кармана.

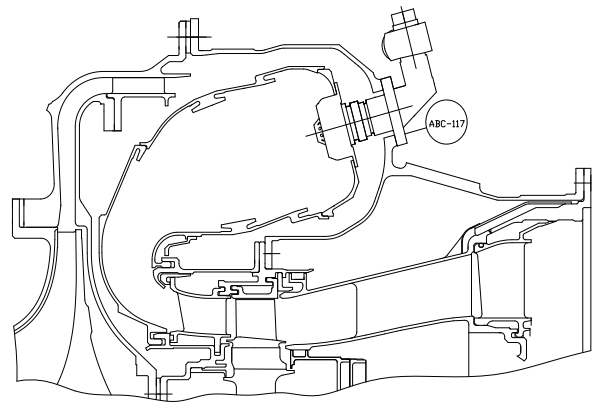


Рис. 1. Схема установки датчиков

Для проверки чувствительности исследуемого параметра к началу процесса вибрационного горения, предположим, что сигнал роторной частоты турбокомпрессора, в частотном диапазоне $f = (850 - 950)\text{Hz}$, является началом режима вибрационного горения. Функции исследуемых параметров для этого режима приведены на рисунках 4 и 5.

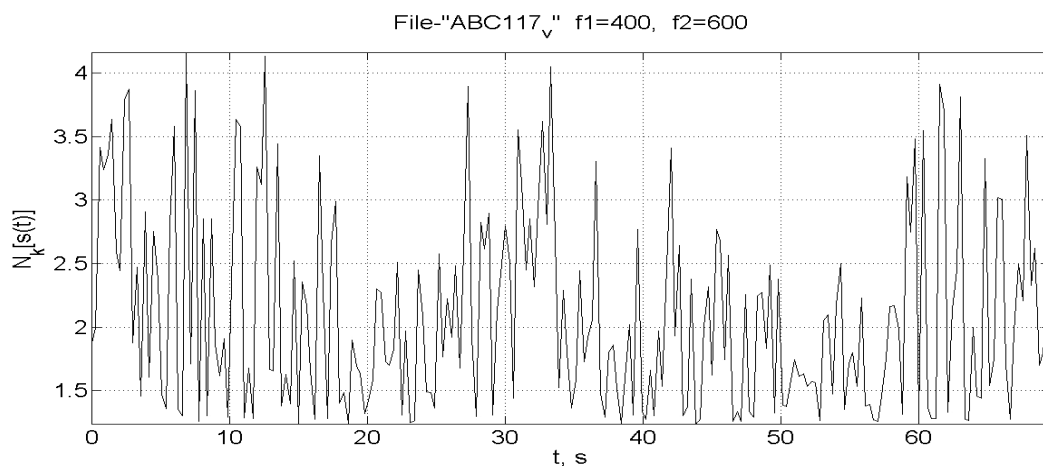


Рис. 2. График функции параметра Кармана в частотном диапазоне $f = (400 - 600)\text{Hz}$

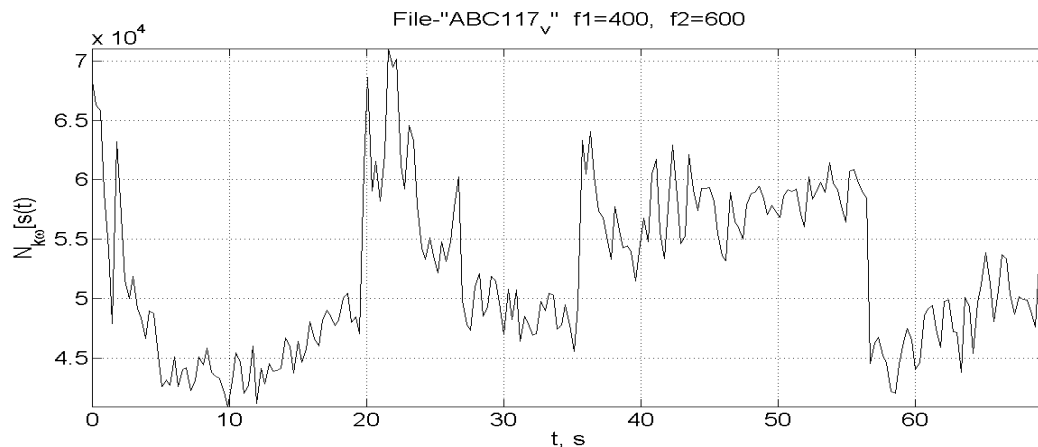
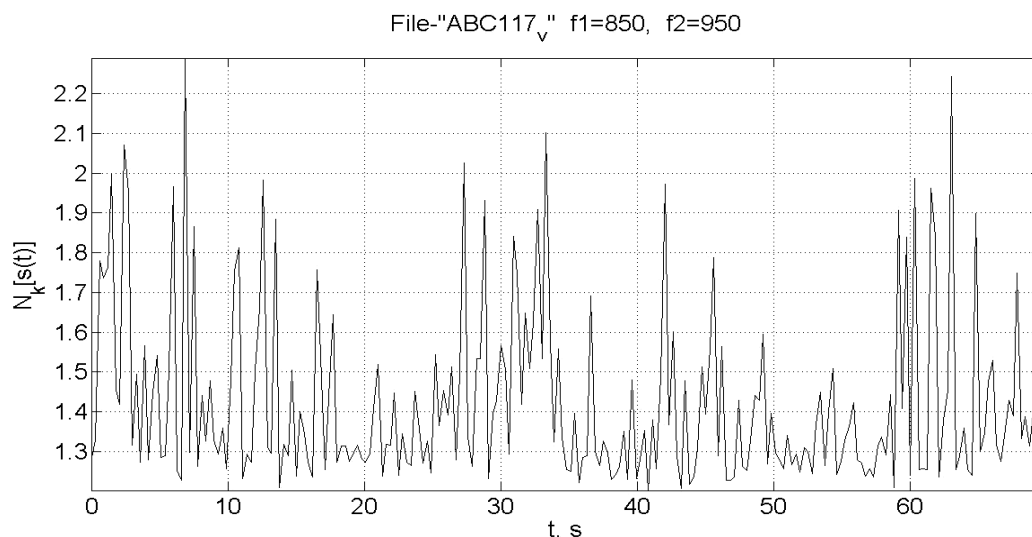
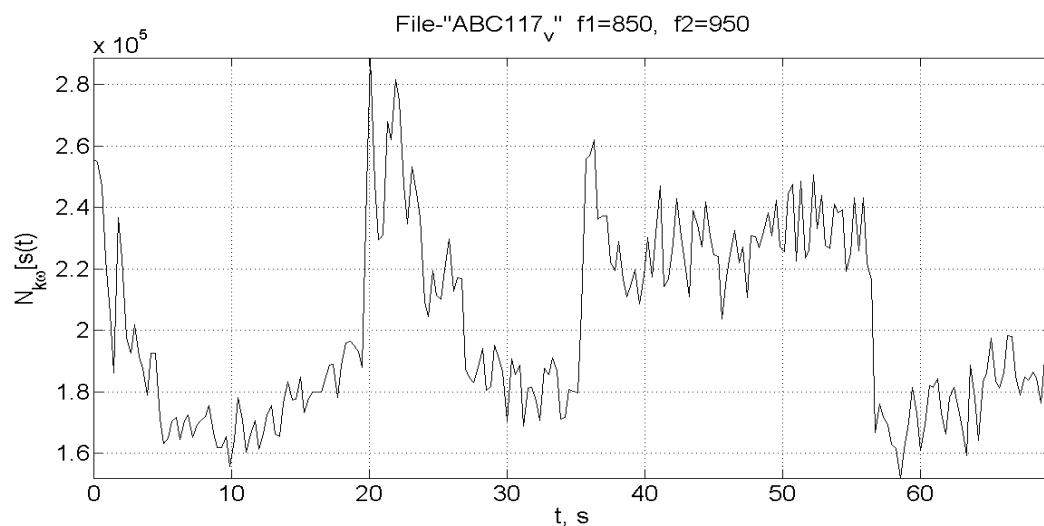


Рис. 3. График функции спектрального параметра турбулентности в частотном диапазоне $f = (400 - 600)\text{Hz}$

Рис. 4. График функции параметра Кармана в частотном диапазоне $f = (850 - 950)\text{Hz}$ Рис. 5. График функции спектрального параметра турбулентности в частотном диапазоне $f = (850 - 950)\text{Hz}$

Анализ функции спектрального параметра турбулентности показывает увеличение динамического диапазона на 0,5 дБ по сравнению с режимами, не содержащими признаков вибрационного горения.

Анализ результатов исследований позволяет сделать следующие промежуточные выводы:

- параметр Кармана слабо чувствителен к параметру пульсаций турбулентного горения, который отчетливо наблюдается на левых нижних функциях СПМ;
- предложенный спектральный параметр турбулентности адекватно отображает турбулентные процессы на интервалах времени (20 – 25) с. и (40 – 55) с., и чувствителен к началу режима вибрационного горения.

3. Общие выводы

Анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований позволяет сделать следующие выводы:

1. Для «тонкой» доводки узла камеры сгорания газотурбинных двигателей необходимо более полное определение количества выделенной энергии при однозначной взаимосвязи с частотным диапазоном и временем работы двигателя. Исследованные параметры объема сигнала турбулентного горения и информационного расстояния в симметричных точках кольцевой камеры сгорания определяют это взаимодействие.

2. Изменение качества работы камеры сгорания по результатам оценки предложенных параметров позволит увеличить её энергетическую и ресурсную эффективность и, как следствие, увеличится ресурс двигателя в целом.

Литература

1. Раушенбах, Б. В. Вибрационное горение [Текст] / Б. В. Раушенбах. – М. : Физ. мат. лит., 1961. – 500 с.
2. Лефевр, А. Процессы в камерах ГТД [Текст] : пер с англ. / А. Лефевр. – М. : Мир, 1986. – 566 с.
3. Пчелкин, Ю. М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей [Текст] / Ю. М. Пчелкин. – М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.
4. Open-loop active control of combustion dynamics on gas turbine engine [Text] / Geo. A. Richards, Jimmy D. Thornton, Edward H. Robey, Leonell Arellano // Journal of engineering for gas turbines and power. – 2007. – Vol. 129. – January.
5. Щелкин К. И. - Быстрое горение и спиновая детонация газов. [Текст] / К. И. Щелкин / под. ред. академика Н. Н. Семенова. – М. : Воениздат, 1949. – 196 с.
6. Hall, Carl W. Laws and Models: Science, Engineering and Technology [Электронный ресурс] / Carl, W. Hall. – CRC Press, Boca Raton, 2000, – 524 p. – Режим доступа: <http://books.google.ru/books?id=EEhpsf6L09gC&lpg=PA241&dq=karman%20number&pg=PA241#v=onepage&q=karman%20number&f=false>. – 1.06.2014.
7. Кузьмин, И. В. Основы теории информации и кодирования [Текст] / И. В. Кузьмин, В. А. Кедрус. – К. : Вища шк., 1986. – 238 с.
8. Кравченко, И. Ф. Исследование влияния параметров пульсаций давления в камере сгорания на устойчивость работы ГТД [Текст] / И. Ф. Кравченко, В. Н. Журавлев, С. А. Борзов // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2013. – № 8 (105). – С. 136–141.
9. Частотная модель коэффициента турбулентности пламени камеры сгорания ГТД [Текст] / В. Н. Журавлев, С. А. Борзов, А. В. Папченко, В. С. Кабак // Системні технології : зб. наук. праць / М-во освіти і науки України, Нац. метал. акад. – Вып. 3(92). – Дніпропетровськ, 2013. – С. 13-18.

Поступила в редакцію 01.06.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф., заслуженный деятель науки и техники Украины, проф. каф. авиационных двигателей М. М. Митрахович, Национальный авиационный университет, Киев.

МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ПАРАМЕТРІВ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ГТД

І. Ф. Кравченко, В. М. Журавльов, С. А. Борзов, О. В. Папченко

Аналізуються параметри, що характеризують якість турбулентності полум'їв основної камери згоряння ГТД. Параметр спектрального об'єму сигналу турбулентного горіння чутливий до потужності сигналу пульсацій турбулентної швидкості на інтервалі часу активності полум'я в об'ємі жарової труби й параметрам вібраційного горіння в діапазоні ймовірних частот. Зміна якості роботи камери згоряння по результатам оцінки запропонованого параметра дозволить збільшити її енергетичну й ресурсну ефективність та, як наслідок, збільшити ресурс двигуна у цілому.

Ключові слова: камера згоряння, турбулентне горіння, вібраційне горіння, параметри турбулентності полум'їв.

MATHEMATICAL MODELS OF ENERGETIC EFFECTIVENESS FOR COMBUSTION CHAMBER UNIT OF GAS TURBINE ENGINE

I. F. Kravchenko, V. N. Zhuravlev, S. A. Borzov, A. V. Papchonkov

Parameters which define quality of turbulent flames of main combustion chamber unit of gas turbine engines are analyzing. It is shown the parameter of spectral volume of signal of turbulent combustion has sensitiveness to the power of oscillation turbulent velocity within time interval of flame activity and vibration combustion parameters in the range of the frequencies probability. The combustor chamber quality work changes according to results of estimation offered parameters and allow to increase energy and lifetime effectiveness of the one and in consequence increase lifetime whole engine will happen.

Key words: combustion chamber, turbulent combustion, combustion oscillation, parameters of turbulent flame

Кравченко Игорь Федорович – канд. техн. наук, Генеральный конструктор, ГП «Ивченко-Прогресс» Запорожье, Украина, e-mail: root@ivchenko-progress.com.

Журавлев Владимир Николаевич – д-р техн. наук, зам. нач. Управления информационных технологий, ГП «Ивченко-Прогресс» Запорожье, Украина, e-mail: ws50@i.ua.

Борзов Сергей Анатольевич – вед. констр. отдела камер сгорания, руководитель группы жаровых труб, ГП «Ивченко-Прогресс» Запорожье, Украина, e-mail: kpr345@i.ua.

Папченко Александр Викторович – зам. технического директора по новым изделиям, ПАО «Мотор Сич» Запорожье, Украина, e-mail: papchonkov@gmail.com.

УДК 621.438

С. И. СЕРБИН¹, А. Б. МОСТИПАНЕНКО¹, А. В. КОЗЛОВСКИЙ¹, В. В. ВИЛКУЛ²¹ *Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев, Украина*² *ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», г. Николаев, Украина***МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ИНТЕНСИВНОСТИ ПУЛЬСАЦИОННОГО ГОРЕНИЯ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГТД, РАБОТАЮЩЕЙ НА ГАЗООБРАЗНОМ ТОПЛИВЕ**

Статья посвящена вопросам численного моделирования термо-акустических процессов в камерах сгорания газотурбинных двигателей. Проведен обзор экспериментальных исследований по подавлению пульсаций в камерах сгорания ГТД. Проведен анализ пульсационных процессов в низкоэмиссионной камере сгорания газотурбинного двигателя с помощью современных инструментов вычислительной гидродинамики. Рассмотрены основные методы модернизации существующих камер с целью разработки конструктивных мероприятий, направленных на уменьшение вероятности возникновения режимов пульсационного горения в камере сгорания ГТД, работающей на газообразном топливе.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, камера сгорания, турбулентное горение, пульсационное горение, численные методы, математическое моделирование.

Введение

Вследствие повышения требований к показателям эффективности газотурбинные двигатели должны иметь существенно более высокую экономичность при низких удельных выбросах вредных веществ в отработанных газах. Одним из основных путей снижения выбросов, в частности оксидов азота, является уменьшение максимальной температуры горения в жаровой трубе. Достигается такое снижение за счет обеднения и предварительного перемешивания топливо-воздушной смеси. Однако, несмотря на то, что такие камеры сгорания демонстрируют хорошие результаты по уровню вредных выбросов [1], в конструкциях малоэмиссионных камер существует недостаток, обусловленный физикой горения бедных смесей. Это возникновение режимов вибрационного горения. Такое явление также называют неустойчивым горением, термическим возбуждением звука, термо-акустическими колебаниями, пульсирующим горением [2].

В камерах сгорания газотурбинных двигателей мощные колебания в ряде случаев приводят к частичному или полному разрушению элементов конструкции, снижают надежность их работы. Вследствие интенсификации теплообмена наблюдаются прогорания различных элементов камеры сгорания. Поэтому обеспечение устойчивости процесса горения является серьезной и актуальной задачей, требующей больших материальных затрат и занимает значительную часть времени при доводочных испытаниях двигателей [3]. Использование численного

эксперимента для прогнозирования режимов вибрационного горения позволит значительно сократить эти расходы.

Объект исследования – пульсационные процессы в камере сгорания, вызванные особенностями конструкции жаровых труб и аэродинамического взаимодействия компрессора, камеры сгорания и турбин.

Целью работы является исследование и прогнозирование пульсационных процессов в камерах сгорания газотурбинных двигателей.

1. Источники пульсаций в камерах сгорания ГТД

В камерах сгорания ГТД существует несколько источников возникновения вибрационного горения. Основной причиной низкочастотного горения является запаздывание химической реакции горения после поступления топлива в камеру сгорания, в результате которого происходит периодическое изменение подачи топлива через форсунки и, как следствие, периодическое выделение тепла. Причинами высокочастотного пульсационного горения являются акустические колебания давления и других параметров рабочей среды с дополнительными источниками, связанными с изменением скорости звука при нестационарном тепловыделении, турбулентными пульсациями потока и пульсациями плотности. Особенно предрасположены к вибрационному горению камеры сгорания с «бедной» топливо-воздушной смесью, в которых могут достигаться

границы концентрационных пределов горения, а также нарушаться устойчивость горения из-за недостатка подвода тепла для воспламенения свежих смесей [4].

Неустойчивым режимом работы камеры сгорания является также высокочастотное и низкочастотное вибрационное горение, причинами которого в малоэмиссионных камерах могут быть [1]:

- значительное увеличение времени горения "бедной" смеси;
- близость границы концентрационного предела устойчивого горения;
- обратное влияние пульсаций давления в камере сгорания на расход топлива, а следовательно, на колебания коэффициента избытка воздуха α и температуры T в зоне горения и на скорость тепловыделения.

Гидродинамическая, акустическая и физико-химическая природа колебательных процессов в камерах сгорания определила и разный спектр их частот: $< 20 \dots 50$ Гц, $130 \dots 500$ Гц и $4000 \dots 7000$ Гц.

Диапазон частот от 4000 до 7000 Гц на данном этапе не поддается инженерному моделированию в связи с необходимостью применения мелкого шага по времени (менее 10–6 сек) и больших расчетных сеток. Все это потенциально требует машинных ресурсов и времени, превышающих доступные на данный момент.

Низкочастотные колебания в диапазоне $20 \dots 50$ Гц связаны с динамической неустойчивостью двигателя ГТД как компрессорной системы. Следовательно, изменением только конструкции жаровой трубы не можем повлиять на пульсации давления в данном диапазоне.

Наиболее опасны колебания в диапазоне от $130 \dots 500$ Гц, так как в данном диапазоне возможно совпадение частот пульсаций горения в жаровой трубе и частоты вращения компрессора, а также совпадения собственной частоты металла жаровой трубы и частот пульсаций горения. Все это может привести к резонансным явлениям и разрушениям элементов жаровых труб. Источником пульсаций в данном диапазоне может служить неравномерность тепловыделения. Возбуждаемые колебания превращаются в стоячие волны в камере сгорания при соизмеримости их длины с длиной жаровой трубы. При длине жаровой трубы, в которой помещается четверть длины звуковой волны, происходят акустические колебания с частотой первой гармоники [5]

$$f = \frac{a}{4L},$$

где a – средняя скорость звука в жаровой трубе,
 L – длина жаровой трубы,

f – частота пульсаций.

Таким образом, акустическая частота рассматриваемой жаровой трубы равна частоте акустического резонатора.

Также существенным источником возмущения давления в жаровой трубе, в данном диапазоне частот, являются турбулентные пульсации. Хотя этот источник колебаний существует независимо от наличия тепловыделения, сам он существенно влияет на скорость распространения пламени. Поэтому в низкоэмиссионных камерах сгорания с обедненными смесями турбулентные процессы могут играть значительную роль в нарушении устойчивости горения.

Именно турбулентные пульсации позволяют учесть предложенную ранее математическую модель [2]. Для рассматриваемой конструкции жаровой трубы максимальные турбулентные пульсации находятся в районе выхода потока из каналов завихрителей.

Если говорить о способах подавления пульсаций в диапазоне от 100 до 500 Гц, то существуют пассивные и активные методы подавления пульсаций.

К пассивным методам, реализуемым в данной конструкции, можно отнести перераспределение расходов воздуха и топлива в жаровой трубе, изменение скоростей течения потока газов в жаровой трубе.

Еще один метод подавления пульсаций предполагает применение присоединенных объемов, резонаторов Гельмгольца, которые гасят колебания давления. Данные резонаторы эффективны [6, 7], однако, работают в узком диапазоне частот. Использование резонаторов с изменяемым объемом камеры для покрытия более широкого спектра частот представляется конструктивно сложным для данной жаровой трубы и потребует сложных алгоритмов управления.

Активные методы подавления пульсаций предполагают динамическое автоматическое регулирование расходов газа по топливным каналам во время работы двигателя. Данные методы предполагают наличие дополнительных дорогостоящих систем для камер сгорания и сложных алгоритмов регулирования.

Результаты численного эксперимента по снижению пульсаций в жаровой трубе

Максимальные пульсации давления, полученные по результатам расчетов [2], находятся на выходе потока воздуха из периферийного завихрителя в районе 3-4 обечаек жаровой трубы. Данные пульсации имеют явно выраженный турбулентный характер.

Наиболее простой способ борьбы с ними – повышение скорости истечения воздуха из периферийного завихрителя. Для этого предполагается часть воздуха, который подается в зону смешения, перенаправить в завихритель.

В результате наблюдается снижение уровня среднеквадратических пульсаций в самой жаровой трубе (рис. 1).

Следует отметить, что эффективность снижения пульсаций методом перекрытия отверстий вторичного воздуха гораздо лучше выражается в первичной зоне горения и мало затрагивает пульсации, возникающие от центрального вихря в зоне смешения,

ближе к выходу.

Предложенный способ является максимально технологически простым и позволяет снизить средний уровень пульсаций в камере на 30% и более. Следует отметить, что после внесенных конструктивных изменений эффективность работы камеры сгорания на частичных режимах следует детально исследовать.

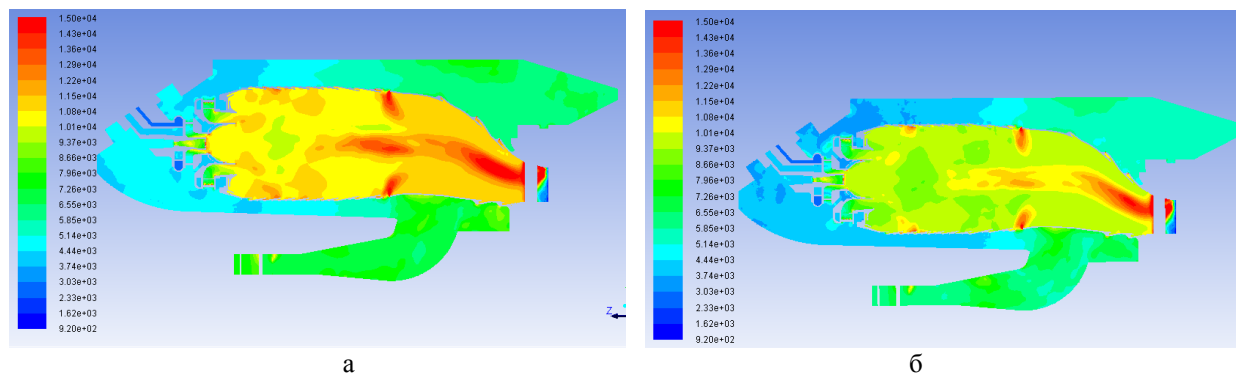


Рис. 1. Уровень среднеквадратических пульсаций статического давления в жаровой трубе: а – 4 отверстия вторичного воздуха; б – 2 отверстия вторичного воздуха

Выяснив, что перекрытие вторичных отверстий положительно сказывается на динамике процессов в камере сгорания, следующим исследуемым вариантом стало увеличение проходного сечения жаровой трубы за счет увеличения диаметра обечаек цилиндрической части жаровой трубы на 10 мм (рис. 2). Смеситель и завихритель остались без изменений. Количество отверстий вторичного воздуха – 1. Теоретически, такое мероприятие должно привести к снижению скорости потока в первичной зоне жаровой трубы, и тем самым расширить диапазон стабильного горения.

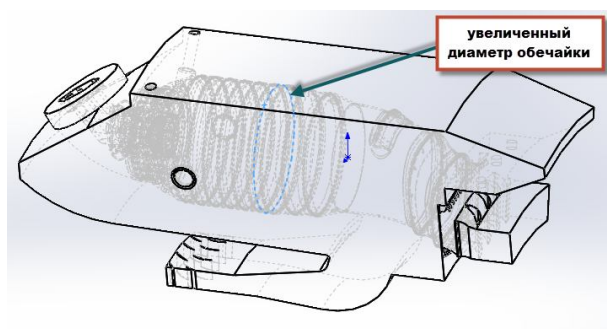


Рис. 2. Жаровая труба с увеличенным диаметром цилиндрических обечаек

Результаты расчетов данного варианта неоднозначны. Вычисления продемонстрировали рост стабильности процессов горения в первичной зоне. В тоже время процессы, происходящие в зоне смешения, ближе к выходу из жаровой трубы, дестабилизируют общую картину.

В качестве еще одного способа подавления

пульсаций можно использовать резонаторы Гельмгольца. Резонаторы предполагается разместить над 3-4 обечайками жаровой трубы, т.к. там наблюдается максимальная амплитуда пульсаций статического давления. Из проведенных ранее расчетов выяснено, что основная частота жаровой трубы колеблется в диапазоне от 190 до 205 Гц. Объем резонатора будет рассчитываться по формуле [3]

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{s}{Vl}},$$

где f – частота пульсаций, 200 Гц; c – скорость звука в жаровой трубе; s – площадь горла резонатора и l – длина горла резонатора.

Принимая, что длина горла резонатора равна двойной толщине обечаек жаровой трубы $l=3$ мм и диаметр отверстий горла равен $d=1$ мм, можно вычислить объем камеры резонатора

$$V = \frac{d^2 \cdot c^2}{16\pi \cdot l \cdot f^2} = \frac{0,001^2 \cdot 840^2}{16 \cdot 3,14 \cdot 0,003 \cdot 200^2} = 1,17 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

При этом для частоты 190 Гц объем резонатора составит $1,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$, а для 205 Гц – $1,11 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$.

Погрешность при вычислении объема резонатора может быть связана с тем, что внутри жаровой трубы скорость звука продуктов сгорания порядка 840 м/с, тогда как скорость звука в охлаждающем воздухе, который будет заполнять резонансную полость, составит 550 м/с.

Резонатор представляет собой кольцевую полость прямоугольного сечения, которая охватывает 3 и 4 обечайку. Сечение резонатора принято прямоугольным, высотой 9 мм (из конструктивных соображений) и шириной 26 мм. Объем данной полости $1,19 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ (рис. 3).

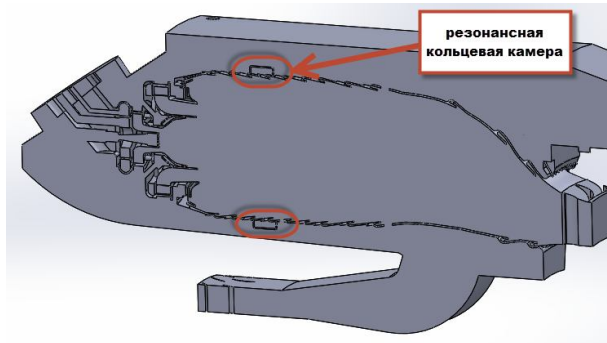


Рис. 3. Конструкция резонирующей полости

Полость охлаждаемая. Для обеспечения необходимого расхода через полость в ее правом торце предусмотрена кольцевая щель толщиной 2 мм. Кроме того, в качестве горла резонатора просверлен дополнительно 1 ряд отверстий, расположенных равномерно по окружности обечайки. Эти отверстия служат горлом резонатора, т.к. отверстия охлаждения не могут выполнять данную функцию из-за того, что вход в них перекрыт обечайкой.

Падение уровня пульсаций проявляется только в первичной зоне горения, максимальные пульсации во вторичной зоне смешения остались на прежнем уровне, разницу можно отнести на счет погрешностей численного осреднения. Осредненный по площади уровень пульсаций давления на стенках резонатора 2,6 кПа, а максимальный – 3,45 кПа.

Заключение

Снижение пульсаций давления за счет перераспределения расходов воздуха по камере перекрытием отверстий вторичного воздуха дает следующие результаты: 10-15 % для жаровой трубы с двумя отверстиями и 30-35 % для жаровой трубы с одним отверстием вторичного воздуха. Эффективность снижения пульсаций методом перекрытия отверстий вторичного воздуха гораздо лучше проявляется в первичной зоне горения и мало затрагивает пульсации, возникающие от центрального вихря в зоне смешения. Тем не менее, данный способ является максимально технологически простым, и позволяет снизить средний уровень пульсаций в камере на 30 % и более. После внесенных изменений эффективность работы камеры сгорания на частичных режимах необходимо проверить экспериментально. Кроме того, могут потребоваться дополнительные

мероприятия по термозащите выходного смесителя жаровой трубы.

Увеличение диаметра жаровой трубы приводит к падению пульсаций давления на 10-20 % в зависимости от места измерения. Если проводить сравнение с исходным вариантом жаровой трубы с 4 отверстиями вторичного воздуха, то выигрыш заметен только по параметрам в первичной зоне горения внутри жаровой трубы (до 20 %). На выходе из жаровой трубы в зоне центрального вихря наблюдается даже некоторое ухудшение параметров, связанное с изменением направления его распространения.

Установка в камеру сгорания специального резонатора дает позитивные результаты, однако полностью эффект от его применения в расчетах увидеть затруднительно. Объем резонатора, вычисленный на базе теоретических формул, нуждается в экспериментальном уточнении. В среднем, по сравнению с первоначальным вариантом камеры сгорания, выигрыш по снижению уровня пульсаций давления составляет не более 20 %.

Литература

1. Разработка методов расчета характеристик нестационарного рабочего процесса в низкоэмиссионных камерах сгорания газотурбинных двигателей [Текст] / С. И. Сербин, А. Б. Мости́паненко, А. В. Козловский и др. // *Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ»* : зб. наук. праць. – 2014. – № 11. – С. 90–94.
2. Сербін, С. І. Дослідження процесів нестационарного горіння в камері згорання ГТД [Текст] / С. І. Сербін, Г. Б. Мости́паненко, А. В. Козловський // *Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ»* : зб. наук. праць. – 2012. – № 8. – С. 11-16.
3. Serbin, S. I. Investigation of the working processes in a gas turbine combustor with steam injection [Text] / S. I. Serbin, A. B. Mostipanenko, I. B. Matveev // *Proceedings of the ASME/JSME 8th Thermal Engineering Joint Conference*. – Honolulu, Hawaii, USA. – 2011. – AJTEC2011-44042. – P. 6-11.
4. Герасименко, В. П. Вибрационное горение в камерах сгорания ГТД [Текст] / В. П. Герасименко, Н. Б. Налесный // *Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование*. – № 5. – 2006. – С. 53-58.
5. Герасименко, В. П. Нарушение устойчивых режимов работы газотурбинных приводов ГПА с малоэмиссионными камерами сгорания [Текст] / В. П. Герасименко // *Проблеми нафтогазової промисловості*. – 2008. – № 5. – С. 6-13.
6. Исследование влияния демпфирующих полостей на подавление пульсаций давления в пограничном слое турбулентного потока газа в перфорированной трубе с глухими демпфирующими полос-

тями [Текст] / Л. В. Хахалева, Н. А. Хахалева, Т. О. Матвеева, Т. Ю. Кузьмина // Вестник Ульяновского государственного технического университета. – 2010. – № 2 (50). – С. 64-66.

7. Schwing, J. High-frequency instabilities in cylindrical flame tubes feedback mechanism and

damping [Text] / Joachim Schwing, Thomas Sattelmayer // Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. – GT2013-94064. – June 3-7, 2013, San Antonio, Texas, USA. – P. 10.

Поступила в редакцию 5.06.2014, рассмотрена на редколлегии 12.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры турбин Г. Ф. Романовский, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев, Украина.

МЕТОДИ ЗНИЖЕННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ ПУЛЬСАЦІЙНОГО ГОРІННЯ В КАМЕРІ ЗГОРЯННЯ ГТД, ЩО ПРАЦЮЄ НА ГАЗОПОДІБНОМУ ПАЛИВІ

С. І. Сербин, Г. Б. Мостипаненко, А. В. Козловський, В. В. Вілкул

Стаття присвячена питанням чисельного моделювання термо-акустичних процесів в камерах згоряння газотурбінних двигунів. Проведено огляд експериментальних досліджень зі зниження пульсацій в камерах згоряння ГТД. Проведено аналіз пульсаційних процесів в низькоемісійній камері згоряння газотурбінного двигуна за допомогою сучасних інструментів обчислювальної гідродинаміки. Розглянуто основні методи модернізації існуючих камер з метою розробки конструктивних заходів, спрямованих на зменшення ймовірності виникнення режимів пульсаційного горіння в камері згоряння ГТД, що працює на газоподібному паливі.

Ключові слова: газотурбінний двигун, камера згоряння, турбулентний горіння, пульсаційне горіння, чисельні методи, математичне моделювання.

SUPPRESSING METHODS OF THE PULSATION BURNING IN GASEOUS FUELS GAS TURBINE COMBUSTION CHAMBER

S. I. Serbin, A. B. Mostipanenko, A. V. Kozlovsky, V. V. Vilkul

The article is devoted to the questions of the numerical simulation of thermo-acoustic processes in gas turbine combustion chambers. Experimental studies on the suppression of pulsations in the gas turbine combustion chambers is conducted. Pulsation processes in low emission combustion chamber of a gas turbine engine are analyzed with the help of modern tools of computational fluid dynamics. Basic methods of upgrading the existing chambers in order to develop constructive measures aimed at reducing the likelihood of pulsation modes of combustion in the gas turbine combustion chamber running on gaseous fuels are considered.

Key words: gas turbine engine, combustor, turbulent combustion, pulsation combustion, numerical methods, mathematical simulation.

Сербин Сергей Иванович - д-р техн. наук, профессор кафедры турбин, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев, Украина, e-mail: siserbin@yandex.ru.

Мостипаненко Анна Борисовна - канд. техн. наук, доцент кафедры турбин, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев; Украина, e-mail: shershniova@mail.ru.

Козловский Артём Викторович - аспирант кафедры турбин, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев; Украина, e-mail: artem_profkom@mail.ru.

Вилкул Владимир Владимирович - начальник сектора расчетных и экспериментальных работ отдела камер сгорания, ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», г. Николаев, Украина, e-mail: vvilk@mail.ru.

УДК 621.43.056+519.6

Д. А. ДОЛМАТОВ, М. ХАДЖИВАНД

*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина***МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГОРЕНИЯ ГЕТЕРОГЕННОЙ СМЕСИ ПРИ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ СТИМУЛЯЦИИ**

Статья содержит результаты численного моделирования высокотемпературного горения гексано-гептановой смеси в кислородо-озонной атмосфере при повышенном содержании активных частиц. В качестве дополнительной стимуляции пламени используются: а) скачок концентрации возбужденных атомов кислорода; б) скачок скорости расщепления углерод-углеродных связей без рассмотрения природы возникновения данных эффектов. Получены поля параметров, свидетельствующие о возникновении нестационарного горения и интенсификации процесса образования гидроксильных радикалов при определенных условиях горения.

Ключевые слова: возбужденная частица, скачок концентрации, скорость реакции, механизм окисления, нестационарное горение.

Введение и постановка задачи

Исследование высокотемпературных пламен со сложной кинетической схемой и аномальным содержанием возбужденных частиц, помимо поиска путей оптимизации их практического использования и изучения возможностей стимуляции пламени для улучшения характеристик устройств, в качестве первоочередных задач включает наработку большой фундаментальной базы знаний о физико-химических процессах в зоне стимуляции и ее непосредственной окрестности [1]. Данный аспект особенно важен с учетом того, что непосредственные практические эксперименты с замерах в зоне горения зачастую затруднены вследствие высокой температуры, больших градиентов концентраций (и, во многих случаях, частоты их изменения), короткого времени существования некоторых характерных реагентов и их слабой различимости.

Поскольку природа формирования определенных возмущающих факторов в стимулированном пламени в настоящее время изучена сравнительно слабо и может существенно различаться при различных условиях горения, актуальной задачей является численное моделирование стимулированных пламен с увеличенным содержанием характерных компонент и/или повышенной скоростью детерминирующих реакций без глобального моделирования всей зоны горения, что существенно снижает требования к вычислительным мощностям. Важным ограничивающим фактором при этом является соблюдение ограничений, накладываемых природой горения на связанные с возмущающими факторами реакции и реагенты, во избежание возникновения

нефизических процессов и составов смеси. В настоящей работе рассматриваются традиционные для стимулированных пламен [1, 2, 3] возбуждения пламени за счет: а) увеличения концентрации возбужденных атомов кислорода, весьма характерных как для ствола разрядов различного типа, так и для зоны вторичной ионизации, а также для некоторых случаев термического горения с аномальным сдвигом распределения частиц по энергоуровням; б) прироста скорости расщепления предельных углерод-углеродных связей по сравнению с нормальным термическим горением, что свойственно зонам начального горения с высоким содержанием активных частиц, ионов, электронов. В качестве объекта исследования выбрано горение гексано-гептановой смеси в смеси состава $80\% \text{O}_2 + 20\% \text{O}_3$, поскольку высокая концентрация озона позволяет моделировать скачок возбужденного атомарного кислорода без дополнительной проверки спектра возбужденных частиц, что было бы неизбежно при строго электрохимической природе возмущения вследствие высокой энергии свободных электронов разряда для обеспечения требуемых уровней возбуждения – и, как следствие, большого количества побочных возбужденных частиц.

Математическая модель и кинетическая схема процесса

В качестве математической модели используется система уравнений Навье – Стокса для реагирующей среды с различными веществами в различном энергетическом состоянии [4, 5], что необходимо для корректной записи диффузионного чле-

на уравнения неразрывности j_D :

$$j_D = \frac{\partial}{\partial x^j} \left(D_i^M \frac{\bar{\rho} \omega_i}{v_i} \frac{\partial v_i}{\partial x^j} - \frac{D_i^T}{T} \frac{\partial T}{\partial x^j} \right), \quad (1)$$

где второе слагаемое соответствует термодиффузионному переносу массы.

Поскольку исследование предполагает моделирование процессов с высокой детализацией распределения частиц по уровням возбуждения, то для определения мгновенной скорости m -ой реакции

$$v_m = \frac{\partial c_n}{\partial t} = k_m \prod c_p, \quad (2)$$

используются две различные формы записи константы скорости в форме Аррениуса. Для реакций с прогнозно-нормальным распределением участвующих реагентов по уровням возбуждения как функции температуры, применяется традиционная форма с корректирующим степенным коэффициентом [6]:

$$k_m = A_m T^{b_m} e^{-E_m/RT}. \quad (3)$$

В реакциях, для которых ожидается аномальное смещение реагентов и значимое количество реагентов в возбужденном состоянии, в особенности – для реакций с участием возбужденного О, используются собственные константы для всего спектра состояний без температурной коррекции:

$$k'_m = A'_m e^{-E'_m/RT}, \quad (4)$$

где аррениусов коэффициент скорости A'_m и энергия активации E'_m определены для каждого состояния как единственного [7].

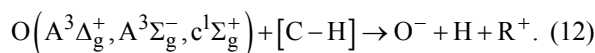
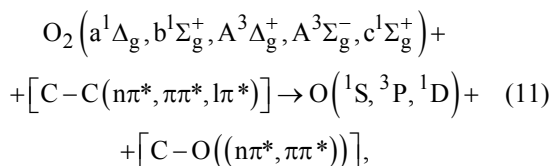
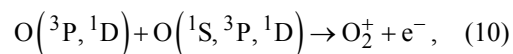
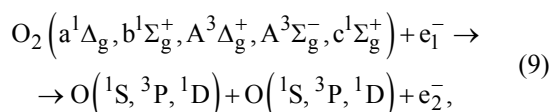
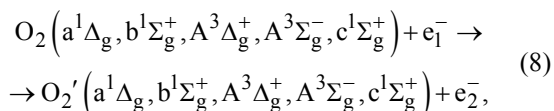
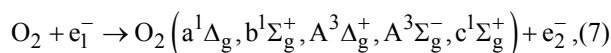
Фильтрация кинетической схемы выполняется по коэффициентам чувствительности путем решения системы уравнения для всего генерального баланса [6, 8]:

$$\frac{\partial}{\partial k_m} \left(\frac{\partial c_n}{\partial t} \right) = \frac{\partial}{\partial k_m} f_n(k_m, c_n), \quad (5)$$

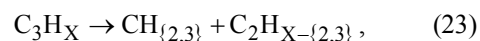
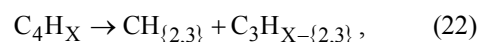
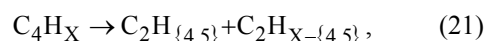
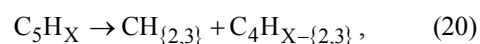
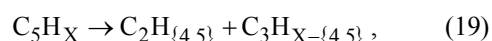
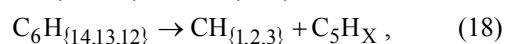
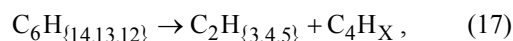
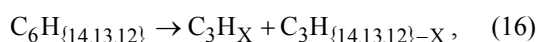
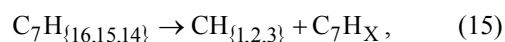
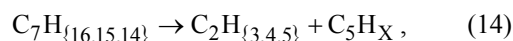
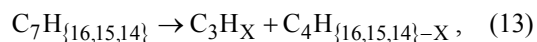
$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial c_n}{\partial k_m} \right) = \left(\frac{\partial f_n}{\partial k_q} \right)_{c_n, k_q \neq m} + \sum_{p=1}^{i_{\max}} \left(\frac{\partial f_r}{\partial c_p} \right)_{c_p \neq n, k_r} \left(\frac{\partial c_p}{\partial k_r} \right)_{k_r \neq m}, \quad (6)$$

причем критерий значимости для реакций, сопряженных с возмущающими факторами, ужесточен в 5 раз по сравнению с общим фильтром.

В численном эксперименте с увеличенной концентрацией возбужденного О, помимо внешнего возмущения, учитываются электрохимические реакции производства – расходования возбужденных частиц, свойственные процессам с повышенным содержанием атомарного кислорода вблизи разряда:



При исследовании влияния скачка скорости расщепления связей C – C использовалось увеличение скоростей следующих реакций:



при этом, разумеется, в (13) – (23) отсутствуют соединения с кратными связями C – C – только расщепленные алкильные радикалы с 1 и более отсутствующим водородным атомом.

Скачок концентрации возбужденного атомарного кислорода

Атомарный кислород даже в S_0 -состоянии является сильнейшим окислителем для углеводородов и продуктов их распада, а с повышением уровня возбуждения его реакционная способность значительно повышается. Таким образом, стимуляция пламени возбужденным О при практически любых условиях гарантированно приводит к увеличению скорости горения и температуры пламени. Интерес представляют, в первую очередь, изменения в кинетическом механизме горения (на данном этапе исследований – кислородно-озоновом, т.к. присутствие атмосферного азота существенно усложняет кинетическую схему и может приводить к формированию локальных экстремумов воздействий различного типа) и связь количественных характеристик пламени с профилем стимуляции – дополнительной долей возбужденного кислорода и типами возбужденных атомов.

На рис. 1 – 4 представлены результаты моделирования различных параметров горения при варьируемых характеристиках стимуляции и температуре зоны стимуляции. Под относительной интенсивностью реакций возбужденных частиц в данном случае понимается доля реакций с участием возбужденных частиц от общего количества реакций в единицу времени.

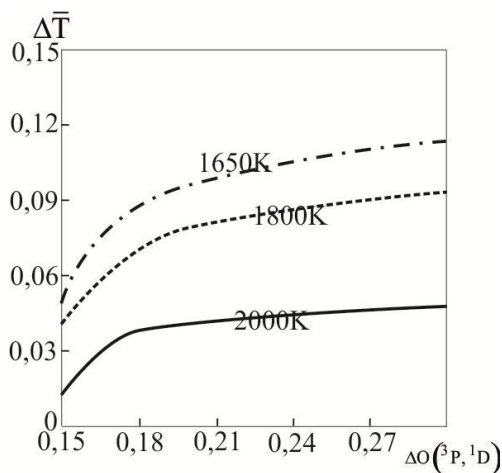


Рис. 1. Относительный прирост температуры

Как видно из рис. 2, до определенных значений дополнительных концентраций возбужденного О (определяемых температурой зоны горения) процесс горения остается стационарным. Затем происходит развитие нестационарного процесса, заключающегося в колебаниях полей температуры и концентраций контрольных веществ (гидроксидов, атомарного кислорода, озона и молекул воды) с амплитудой до

10% (Т) и 65% (концентрации, максимальные значения амплитуды колебаний – O_3).

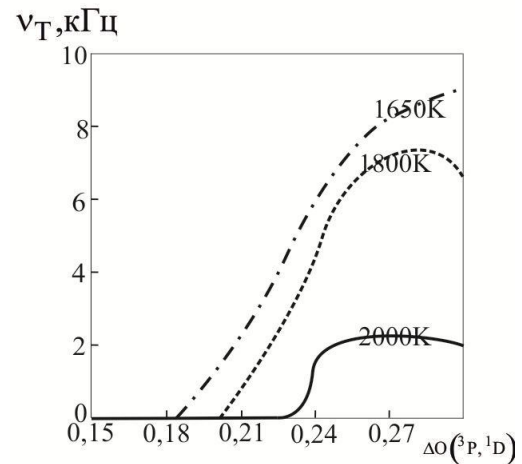


Рис. 2. Частота пульсаций температуры

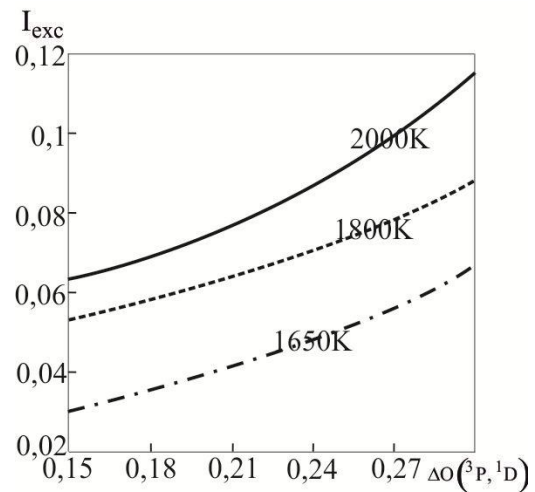


Рис. 3. Относительная интенсивность реакций возбужденных частиц

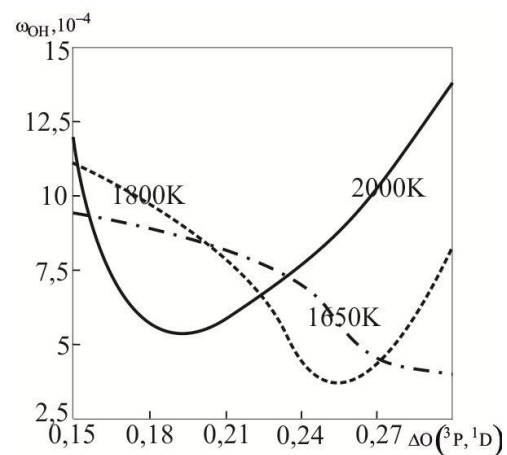


Рис. 4. Молярная доля OH

Наиболее интересным эффектом следует признать разнородность проявляющейся нестационарности при различных температурах зоны горения – так, при 1800K и 2000K наблюдается максимум частоты колебаний при дополнительной доле возбужденного кислорода 0,275 – 0,285, в то время как при 1650 K в исследуемом диапазоне имеет место практически монотонный рост v_T . Также важное значение имеет выявленная разнородность воздействия возмущений на молярную долю OH (см. рис. 4), причем для $T=2000K$ при значительном приросте $O(^3P, ^1D)$ наблюдается увеличение ω_{OH} выше базовых значений.

Скачок скорости расщепления углеродных связей

Несмотря на то, что скорость расщепления связей C – C при гетерогенном горении средних и тяжелых углеводородов слишком высока для того, чтобы служить скоростьюопределяющей стадией процесса, дополнительное увеличение данной величины приводит к росту концентраций легких алкильных радикалов в зоне основного горения, что может способствовать изменению параметров и кинетической схемы. В частности, снижение пространственной затрудненности атаки на водородные атомы по мере уменьшения углеродного числа может способствовать увеличению концентраций водородсодержащих молекул и радикалов OH, HO_2 , H_2O , CHO и некоторых других, играющих важную роль в механизмах окисления.

На рис. 5 – 6 представлены результаты моделирования процессов, протекающих в первичной зоне горения при увеличении скорости разрушения связей C – C по алгоритму (13) – (23) на 50%. В качестве варьируемого параметра выбрана остаточная молярная доля углеводородов (включая радикалы) в моделируемой зоне. Распределение реагентов по уровням возбуждения, в отличие от предыдущего численного эксперимента, принято нормальным, константы скорости рассчитаны по (3).

Как видно из сравнения рис. 6 и 4, даже минимальная стимуляция смеси возбужденным кислородом приводит к гораздо большему производству гидроксильных радикалов, чем прирост скорости расщепления углеродных связей. Вместе с тем следует отметить, что для низких температур при стимуляции $O(^3P, ^1D)$ очевидно конкурирующие реакции существенно преобладают над реакциями образования OH, что выражается в падении молярной доли OH (рис. 4) и при воздушном горении представляет опасность увеличения эмиссии NO. Напротив, рост скорости расщепления C – C ведет к уве-

личению доли гидроксильных в смеси (в особенности в относительно богатых зонах, см. рис. 6) и, таким образом, является предпочтительным способом стимуляции при низких температурах пламени.

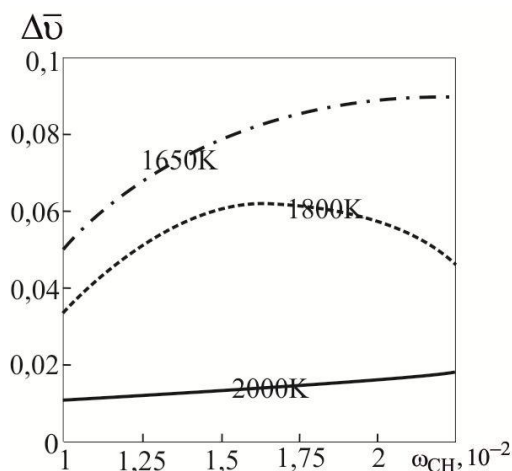


Рис. 5. Относительное изменение скорости горения

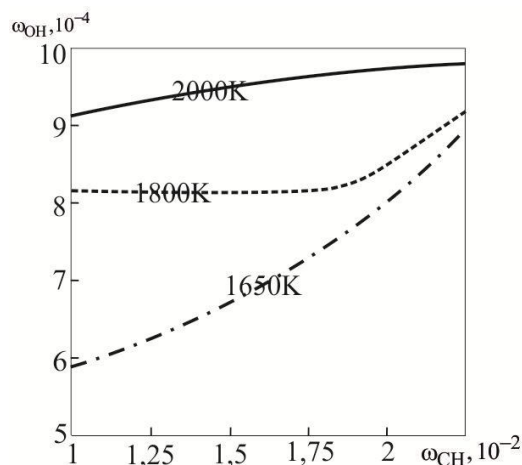


Рис. 6. Молярная доля OH

Для дальнейшего развития теории и практического применения стимулированного горения необходимо проведение последующих численных экспериментов по изучению влияния стимуляции описанных типов на структуру пламени, а также разработка практических способов достижения возмущающих воздействий с заданными параметрами.

Литература

1. Битюрин, В. А. Исследование горения углеводородного топлива, стимулированное неравновесными плазменными образованиями в воздушном высокоскоростном потоке. Законы горения [Текст] / В. А. Битюрин, А. И. Климов / под общ. ред. Ю. В. Полежаева. – М. : Энергомаш, 2006. – 352 с.

2. Galley, D. Plasma-enhanced combustion of lean premixed air-propane turbulent flame using a nanosecond repetitively pulsed plasma [Text] / D. Galley, G. Pilla, D. Lacosta // AIAA 2005-1193. – Proc. 43rd AIAA Aerospace sciences meeting&exhibit, 2005. – P. 1012 – 1014.
3. Долматов, Д. А. Развитие нестационарного горения при химической стимуляции бедного пламени [Текст] / Д. А. Долматов, А. В. Кукурудза, М. Хадживанд // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 1/98. – С. 61 -65.
4. Химия горения [Текст] / под ред. У. Гардинера. – М. : Мир, 1988. – 865 с.
5. Райзер, Ю. П. Физика газового разряда [Текст] / Ю. П. Райзер. – Долгопрудный : Изд. Дом Интеллект, 2009. – 736 с.
6. Варнати, Ю. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ [Текст] / Ю. Варнати, У. Маас, Р. Диббл. – М. : ФИЗМАТ-ЛИТ, 2006. – 352 с.
7. LEEDS – Reaction Kinetic Database [Text]. – University of Leeds, 2004. – 890 p.

Поступила в редакцию 07.06.14, рассмотрена на редколлегии 14.06.214

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. каф. конструкции авиационных двигателей Д. Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГОРІННЯ ГЕТЕРОГЕННОЇ СУМІШІ ПРИ ДОДАТКОВІЙ СТИМУЛЯЦІЇ

Д. А. Долматов, М. Хадживанд

Стаття містить результати чисельного моделювання високотемпературного горіння гексано-гептанової суміші у киснево-озоновій атмосфері при підвищеному вмісті активних часток. В якості додаткової стимуляції полум'я використано: а) стрибок концентрації збуджених атомів кисню; б) стрибок швидкості розщеплення вуглець-вуглецевих зв'язків без уточнення причин виникнення згаданих ефектів. Отримано поля параметрів, що свідчать про виникнення нестационарного горіння та інтенсифікації процесу утворення гідроксильних радикалів за певних умов.

Ключові слова: збуджена частинка, стрибок концентрації, швидкість реакції, механізм окислення, нестационарне горіння.

SINGLE HYDROCARBON DROP COMBUSTION IN THE PRESENCE OF STATIONARY ARC

D. A. Dolmatov, M. Hajivand

The article contains the results of the numerical modeling of hexane – heptanes mixture high temperature oxygen – ozone combustion in presence of additional active particles. There were used two different flame stimulation methods: excited atomic oxygen concentration jump and increased carbon-carbon bond dissociation reaction rate; without determination of stimulation processes' sources. The parameters' fields were received, the transient combustion process and hydroxyl creation intensification appearance were discovered.

Key words: excited particle, concentration jump, reaction rate, oxidation mechanism, transient combustion.

Долматов Дмитрий Анатольевич – канд. техн. наук, доцент кафедры теории авиационных двигателей Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: ditrihantelson@yandex.ru.

Хадживанд Масуд – аспирант кафедры конструкции авиационных двигателей, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

УДК 621.45.038

А. А. ХАЛАТОВ^{1,2}, Н. А. ПАНЧЕНКО^{2,1}, И. И. БОРИСОВ¹, Ю. Я. ДАШЕВСКИЙ³¹ *Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина*² *Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», Киев, Украина*³ *ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина*

НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ДВУХСТРУЙНОГО ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Пленочное охлаждение является одним из основных способов тепловой защиты лопаток современных высокотемпературных газовых турбин. В статье представлены результаты экспериментального исследования пленочного охлаждения плоской поверхности перспективной двухструйной системой отверстий на входе. Приводится сравнительный анализ исследованной и традиционной схемы с использованием наклонных цилиндрических отверстий. Рассматривается степень неравномерности пленочного охлаждения обеих схем. Показано, что эффективность исследованной схемы превышает эффективность традиционной схемы.

Ключевые слова: пленочное охлаждение, двухструйная система отверстий, эффективность охлаждения, степень неравномерности.

Введение

Повышение температуры газа перед турбиной является главным направлением термодинамического совершенствования ГТД и ГТУ различного назначения. Поскольку эта температура всегда превышает температуру плавления материалов, из которых изготовлены лопатки газовой турбины, то для их охлаждения используются системы внутреннего и внешнего охлаждения, где в качестве охладителя используется воздух, отбираемый от ступени компрессора. Основным методом внешнего охлаждения лопаток является пленочное охлаждение, которое сохраняет перспективу до температуры газа перед турбиной порядка 1800°C.

Анализ показывает, что традиционная схема пленочного охлаждения в виде двухрядных дискретных отверстий, расположенных под некоторым углом к охлаждаемой поверхности, характеризуется рядом недостатков. Основным из них является низкая эффективность при параметрах вдува больших единицы, обусловленная возникновением вторичных вихревых структур, разрушающих пленку охладителя и способствующих «подсосу» горячего потока к защищаемой поверхности. Кроме того, при достаточно высокой температуре газа потребный расход охладителя становится настолько большим, что рост к.п.д. цикла за счет охлаждения может нивелироваться термодинамическими потерями за счет смешения охладителя и основного потока.

Изучаемые в настоящее время перспективные конфигурации (диффузорные и диффузорно-

конфузорные отверстия системы охлаждения) характеризуются сложной технологией и высокой стоимостью изготовления. Поэтому большой практический интерес представляют технические решения, позволяющие достичь высокой эффективности пленочного охлаждения при использовании относительно простой технологии изготовления. Анализ результатов работ [1–4] показал, что к таким решениям относится двухрядная система наклонных цилиндрических отверстий со сложными углами подачи охладителя («double jet», или двухструйная схема), в которой происходит сложное взаимодействие охлаждающих струй с подачей охладителя из отверстий первого ряда в переднюю область отверстий второго ряда (рис.1). Как следствие, следует ожидать и более равномерного покрытия поверхности пленкой охладителя [1, 4].

Целью настоящей работы является экспериментальное исследование эффективности и степени неравномерности двухструйного пленочного охлаждения и сравнительный анализ с традиционной схемой наклонных цилиндрических отверстий.

Экспериментальная установка

Эксперименты выполнены в аэродинамической трубе открытого типа, работающей от центробежного вентилятора ВВД-5. Атмосферный воздух (первичный поток) от вентилятора подавался в ресивер и далее поступал в рабочий участок. Равномерное по сечению поле скорости на входе в рабочий участок обеспечивалось установкой на выходе из ресивера

спрямляющей сетки и прямоугольного сопла, спроектированного по профилю Витошинского.

Входное сечение сопла составляет $400 \times 300 \text{ мм}^2$, а выходное - $294 \times 34 \text{ мм}^2$ (соотношение входной и выходной площадей $F_{\text{вх}}/F_{\text{вых}}=12$), длина сопла равна 350 мм. Интенсивность турбулентности потока на входе в рабочий участок не превышала 1 %. После рабочего участка воздушный поток поступал в успокоительную емкость и далее выбрасывался в атмосферу.

Для исследования эффективности пленочного охлаждения использовано обратное направление теплового потока: основной поток холодный, а вторичный — нагретый. Вдуваемый воздух (вторичный поток) от индивидуального компрессора через регулирующий вентиль, расходомер (ротаметр) и электронагреватель подавался в рабочий участок через систему двухструйных отверстий (рис. 1).

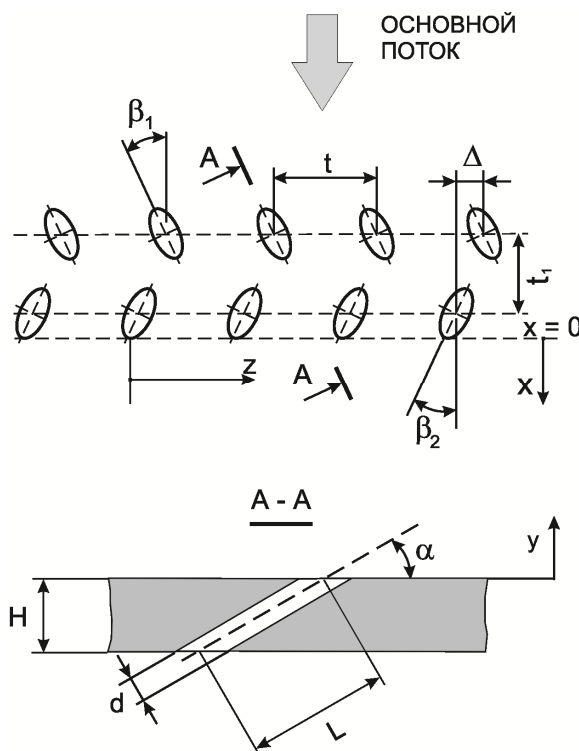


Рис. 1. Схема исследуемой двухструйной системы отверстий

Рабочий участок представляет собой плоский канал с поперечным сечением ($294 \times 34 \text{ мм}^2$), соответствующим выходному сечению сопла Витошинского. Нижняя стенка рабочего участка содержит плоскую пластину длиной 70 мм, выполненную из оргстекла с двухструйной системой отверстий для подачи охладителя и адиабатную пластину из асбоцемента ($\lambda = 0,17 \text{ Вт/(м·К)}$) длиной 130 мм. В адиабатную пластину вмонтированы 9 хромель-алюмелевых термопар, расположенных в продольном направлении на одной линии с постоянным по длине

шагом (10 мм). В установке предусмотрена возможность перемещения адиабатной пластины в поперечном направлении для определения локальных значений эффективности пленочного охлаждения.

Основные геометрические параметры двухструйной системы отверстий (рис. 1) выбирались близкими к исследованным в работе [4]. Толщина пластины вдува H составляла 10 мм, длина отверстия вдува $L = 20 \text{ мм}$, относительная длина отверстия $L/d = 6,25$. Диаметр цилиндрических отверстий d составлял 3,2 мм, угол наклона отверстий к плоскости пластины α равнялся 30° , который наиболее распространен в практике газотурбостроения.

Поперечные углы наклона проекций осей отверстий на плоскость пластины β_1 и β_2 составляли 25° , поперечный шаг отверстий $t = 12,8 \text{ мм}$ ($t/d = 4,0$), продольный шаг между первым и вторым рядом $t_1 = 10 \text{ мм}$ ($t_1/d = 3,125$), зазор $\Delta = 3,2 \text{ мм}$ ($\Delta/d = 1,0$). Отличительной особенностью исследованной двухрядной схемы парных отверстий является то, что охладитель первого ряда подается в область передней кромки отверстий второго ряда. Предварительные эксперименты показали, что подача охладителя первого ряда в область задней кромки второго ряда характеризуется низкой эффективностью охлаждения. При анализе и обобщении опытных данных расстояние « x » отсчитывалось от «среза» отверстия второго ряда.

Методика проведения измерений

Параметр вдува определяется по соотношению:

$$m = \frac{\rho_2 w_2}{\rho_\infty w_\infty}, \quad (1)$$

где ρ_2 и w_2 — плотность и скорость вдуваемого потока; ρ_∞ и w_∞ — плотность и скорость основного потока.

Эффективность пленочного охлаждения определяется по соотношению:

$$\eta = \frac{T_{\text{aw}} - T_\infty}{T_2 - T_\infty}, \quad (2)$$

где T_∞ — температура основного потока; T_{aw} — температура адиабатической поверхности; T_2 — температура вдуваемого потока.

В экспериментах измерялись скоростной напор основного потока на входе, статическое давление на верхней стенке канала, полная температура основного потока, температура вдуваемого потока, расход вдуваемого потока, температура адиабатной поверхности в девяти точках по длине пластины с шагом 10 мм. Скоростной напор определялся с помощью трубки Пито-Прандтля и системы дифманометра.

метров. Температура адиабатной поверхности, основного и вдуваемого воздуха регистрировалась хромель-алюмелевыми термопарами диаметром 0,1 мм. Для определения температуры вдуваемого потока две термопары устанавливались в отверстиях вдува непосредственно перед выходом вторичного потока наружу. Показания этих термопар в процессе экспериментов были идентичными (отличие не превышало 1,5 %). Для измерения распределения эффективности пленочного охлаждения по ширине пластины был выбран представительный интервал, равный одному поперечному шагу между отверстиями второго ряда в центральной зоне канала. По ширине одного поперечного шага ($t = 4d$) было 5 измерительных точек, т.е. интервал между ними Δz составлял 3,2 мм или $1d$. Среднее по ширине значение эффективности на одном поперечном шаге определялось методом трапеций по уравнению:

$$\bar{\eta} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n (\eta_i + \eta_{i+1}), \quad (3)$$

где n – число измерительных точек.

Параметры экспериментов были следующими: скорость основного потока 35...38 м/с, температура основного потока изменялась от 23,5 до 26 °С, температура вдуваемого воздуха – от 64 до 79 °С. В этом случае отношение плотностей вдуваемого и основного потока составляло 0,85...0,88, параметр вдува m изменялся от 0,5 до 2,5, а число Рейнольдса Re_d по эквивалентному диаметру канала рабочего участка и скорости основного потока на входе составляло около $1,35 \cdot 10^5$.

Результаты экспериментов и их обсуждение

Как указывалось выше, для определения пространственного распределения температуры адиабатной поверхности в установке предусмотрена возможность перемещения пластины в поперечном направлении вдоль оси z с постоянным шагом d , в пределах поперечного шага t (5 измерительных линий на одном шаге по ширине).

Результаты измерения локальной эффективности двухструйного пленочного охлаждения показаны на рис. 2. Для всех параметров вдува m наблюдается уменьшение эффективности охлаждения поверхности по длине пластины, причем с увеличением значения m эффективность охлаждения при $x/d = \text{const}$ снижается. Наиболее высокие значения эффективности пленочного охлаждения наблюдаются на линиях $z/t = 0$ и $z/t = 1,0$, которые проходят через переднюю кромку второго ряда отверстий.

Для практики важное значение имеет осредненная по ширине пластины величина эффективности пленочного охлаждения. Осреднение результатов проводилось в соответствии с уравнением (3). На рис. 3 представлены осредненные значения эффективности пленочного охлаждения при изменении параметра вдува m от 0,5 до 2,5. Как следует, при $m = 0,5$ наблюдается очень быстрое уменьшение эффективности охлаждения по длине пластины. Для всех экспериментов при $m \geq 1,0$ с увеличением величины m эффективность охлаждения при $x/d = \text{const}$ уменьшается. При $x/d > 25$ происходит постепенное сближение кривых.

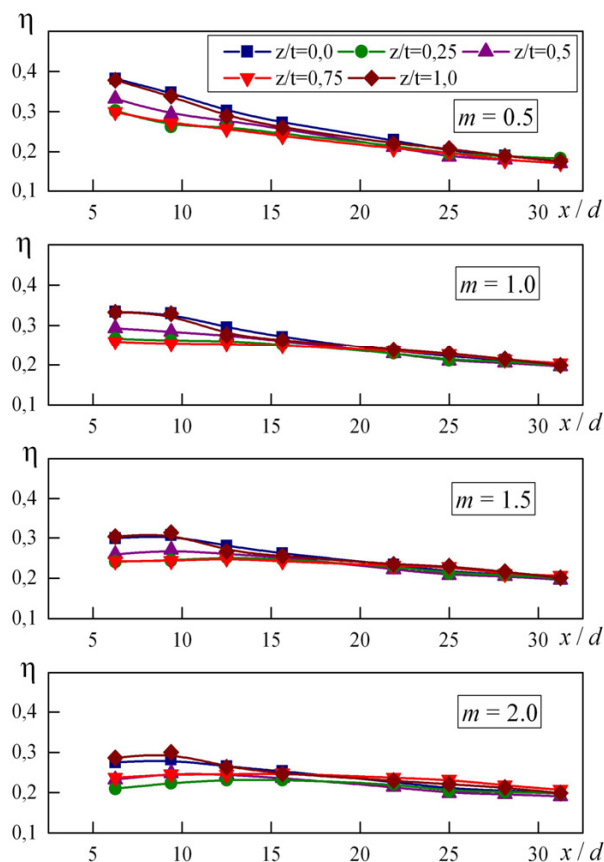


Рис. 2. Локальная эффективность двухструйного пленочного охлаждения.

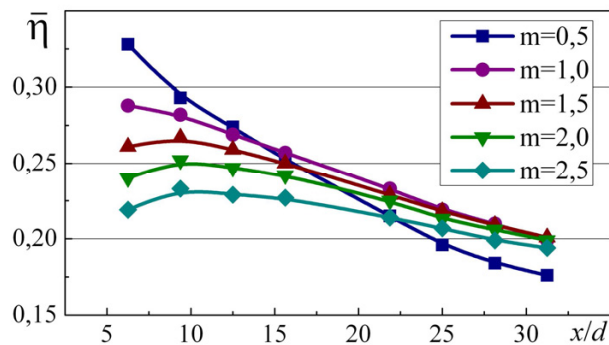


Рис. 3. Средняя по ширине эффективность двухструйного пленочного охлаждения

На рис. 4 представлены осредненные значения эффективности пленочного охлаждения при изменении параметра вдува m от 0,5 до 1,5. Также представлены экспериментальные данные для традиционной двухрядной системы цилиндрических отверстий (с таким же шагом $t/d = 4$) и углом выхода охладителя 30° [5]. Как следует при $m = 0,50$ и $m = 1,0$ опытные данные для исследованной двухструйной системы отверстий превышают данные для традиционной схемы, а при $m = 1,5$ они соответствуют друг другу.

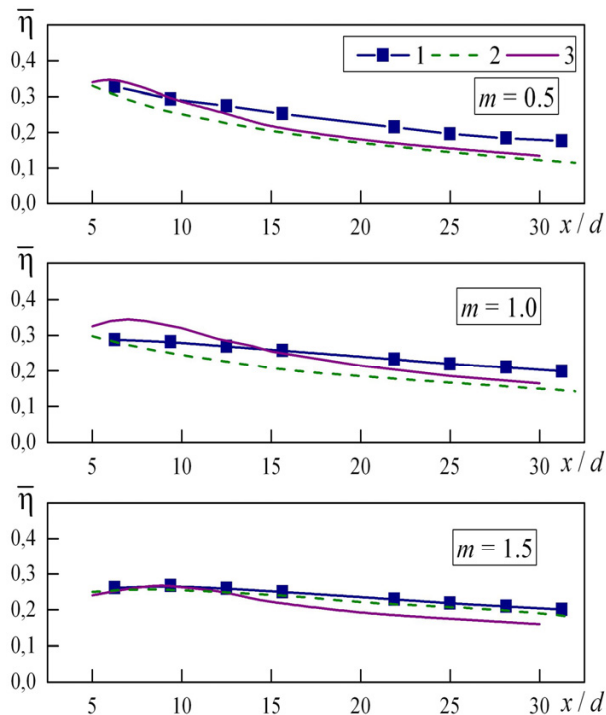


Рис. 4. Сравнение средней по ширине эффективности двухструйного пленочного охлаждения с результатами работ [5] и [1]:
1 – результаты настоящей работы;
2 – традиционная двухрядная система цилиндрических отверстий [5]; 3 – двухструйная система отверстий с аналогичной геометрией [1]

На рис. 4 полученные результаты сравниваются с экспериментальными данными работы [1], в которой использовалась двухструйная система отверстий с углом β (рис. 3), равным 29° . Как следует, результаты настоящих экспериментов удовлетворительно согласуются с данными работы [1], различие полученных результатов не превышает 20%, что может быть обусловлено некоторым различием в величине угла β .

В работе [6] исследовалась традиционная конфигурация наклонных цилиндрических отверстий (рис. 5) с шагом $t = 5d$, углом $\alpha = 30^\circ$ и основными

геометрическими параметрами $d = 3,2$ мм, $t = 16$ мм, $t_1 = 8$ мм.

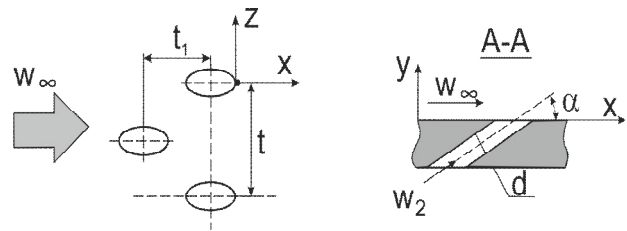


Рис. 5. Традиционная схема наклонных цилиндрических отверстий [6]

На рис. 6 показано поперечное распределение эффективности пленочного охлаждения при значении параметра вдува $m = 1,0$ для традиционной схемы цилиндрических наклонных отверстий [6] (рис. 5 а) и для двухструйной системы отверстий (рис. 5 б).

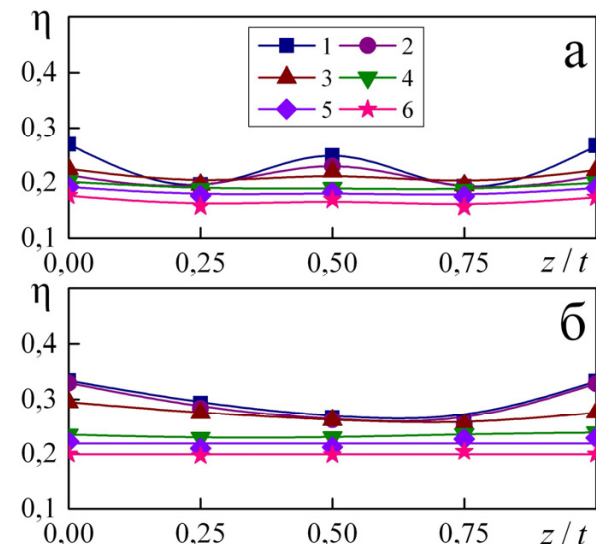


Рис. 6. Распределение локальной эффективности пленочного охлаждения при $m = 1,0$. Для цилиндрических наклонных отверстий (а) с шагом $t = 5d$ [6]: 1 – $x/d = 6,6$; 2 – $x/d = 9,7$; 3 – $x/d = 12,8$; 4 – $x/d = 19,1$; 5 – $x/d = 25,3$; 6 – $x/d = 31,6$; для двухструйных отверстий (б): 1 – $x/d = 6,25$; 2 – $x/d = 9,38$; 3 – $x/d = 12,5$; 4 – $x/d = 21,8$; 5 – $x/d = 25,0$; 6 – $x/d = 31,25$

Анализ данных рис. 6(а) для $m = 1,0$ показывает, что для традиционной схемы цилиндрических наклонных отверстий равномерность охлаждения достигается при $x/d = 19,1$. Как видно из рис. 6(б) для двухструйной схемы поперечное распределение эффективности охлаждения становится практически равномерным при $x/d = 15,63$. Двухструйная схема отверстий демонстрирует более высокую эффективность охлаждения, чем традиционная схема двухрядных наклонных отверстий.

Для определения неравномерности используем параметр, который характеризует степень поперечной неравномерности эффективности охлаждения [7]:

$$\varepsilon = \frac{\eta_{\max} - \eta_{\min}}{\eta_{\text{ср}}}, \quad (4)$$

где $\eta_{\text{ср}}$ – среднее значение эффективности пленочного охлаждения; $\eta_{\max}$, $\eta_{\min}$ – её максимальное и минимально значение.

На рис. 7 приведены данные настоящего исследования для нескольких значений m . Здесь же представлены данные работы [6], где экспериментально исследовалась традиционная двухрядная схема отверстий с шагом $t/d = 5,0$.

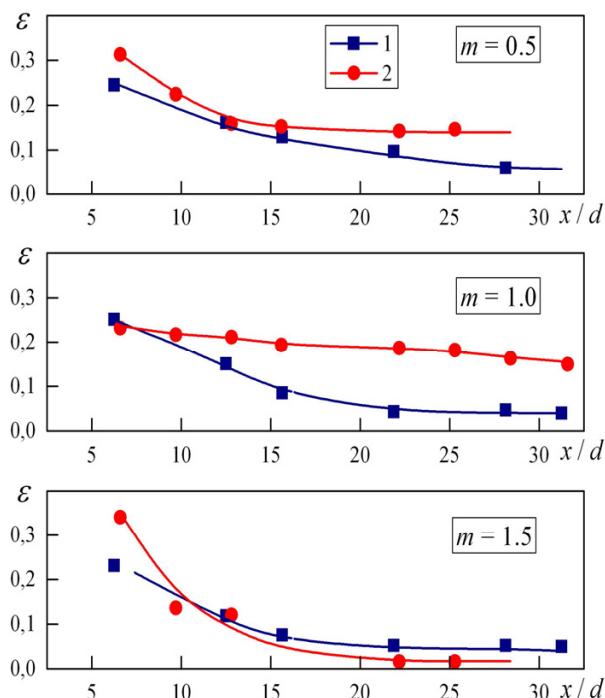


Рис. 7. Степень неравномерности пленочного охлаждения: 1 – данные настоящего исследования, двухструйная схема отверстий ($t/d=4,0$); 2 – данные работы [6], традиционная двухрядная схема ($t/d=5,0$)

Из представленных данных следует, что при $m=0,5$ и $m=1,0$ в двухструйной схеме степень неравномерности ниже, чем в традиционной двухрядной схеме. Это вполне объяснимо, т.к. при малых параметрах вдува отсутствует отрыв потока, и благодаря поперечному углу наклона, происходит быстрое перемешивание струй и равномерное покрытие пластины вторичным потоком. При $m=1,5$ степень неравномерности обеих схем примерно одинакова.

На рис. 8 показаны результаты обобщения опытных данных по степени неравномерности пленочного охлаждения.

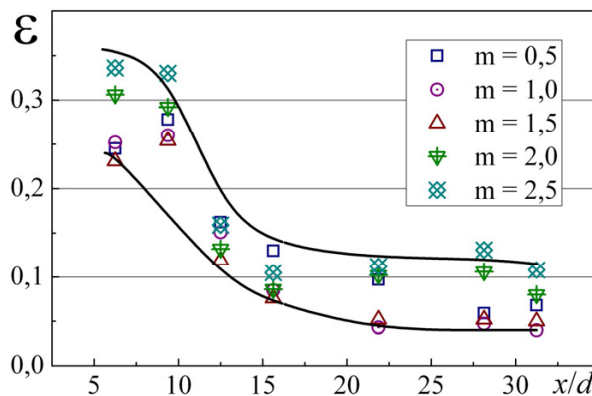


Рис. 8. Степень неравномерности двухструйного пленочного охлаждения

Наиболее высокая неравномерность охлаждения наблюдается в области $x/d < 15$. Для всех значений параметра вдува m равномерное «покрытие» поверхности пленкой со степенью неравномерности $\varepsilon < 0,1$ достигается в области $x/d > 20$.

Заключение

Исследована эффективность пленочного охлаждения двухструйной системы наклонных цилиндрических отверстий со сложными углами подачи охладителя.

Для определения неравномерности был введен параметр ε , который характеризует степень неравномерности эффективности охлаждения. На начальном участке наблюдается наиболее высокая неравномерность охлаждения, но с увеличением продольной координаты она уменьшается и при $x/d = 20$ поперечное распределение эффективности пленочного охлаждения практически равномерно со степенью неравномерности $\varepsilon < 0,1$.

Дальнейшая программа исследований будет направлена на изучение эффектов ускорения и внешней турбулентности потока, которые играют важную роль в различных практических приложениях.

Литература

1. Film cooling effectiveness comparison between shaped- and double jet film cooling holes in a row arrangement [CD-ROM] [Text] / K. Kusterer, A. Elyas, D. Bohn, T. Sugimoto, R. Tanaka, M. Kazari // ASME Paper GT2010-22604. – 13 p.
2. Colban, W. F. A film-cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface [Text] / W. F. Colban, K. A. Thole, D. Bogard // Trans. Of the ASME Journal of Turbomachinery. – 2011. – Vol. 133, No 1. – 011002. – 11 p.
3. Davidson, F. D. Film cooling with a thermal barrier coating: round holes, craters and trenches [CD-ROM] [Text] / F. D. Davidson, D. Kistenmacher,

D. Bogard // ASME Paper GT2012-70029. – 12 p.

4. Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches [CD-ROM] [Text] / Y. Lu, A. Dhungel, V. Ekkad, R. S. Bunker // ASME Paper GT-2007- 27388. – 11 p.

5. Dittmar, J. Assessment of various film cooling configurations including shaped and compound angle holes based on large scale experiments [Text] / J. Dittmar, A. Schulz, S. Wittig // ASME Journal of Turbomachinery. – 2003. – Vol. 125, No 1. – P. 57–64.

6. Эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности системой наклонных отверстий, расположенных в сферических углублениях [Текст] / А. А. Халатов, И. И. Борисов, А. С. Коваленко и др. // Промышленная теплотехника. – 2012. – Т. 34, № 3 – С. 5-12.

7. Халатов, А. А. Теория и практика закрученных потоков [Текст] / А. А. Халатов ; ред. А. А. Долинский, АН УССР. Ин-т технической теплофизики. – К. : Наук. думка, 1989. – 192 с.

Поступила в редакцию 30.05.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф., заведующий лабораторией технологий комбинированного производства энергии Б. Д. Билека, Институт технической теплофизики НАН Украины.

НЕРІВНОМІРНІСТЬ ДВОСТРУМЕНЕВОГО ПЛІВКОВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ

А. А. Халатов, Н. А. Панченко, І. І. Борисов, Ю. Я. Дашевський

Плівкове охолодження є одним з основних способів теплового захисту лопаток сучасних високотемпературних газових турбін. В статті наведено результати експериментального дослідження плівкового охолодження перспективної двоструменевої схеми отворів на вході. Наведено порівняльний аналіз досліджуваної і традиційної схеми з використанням похилих циліндричних отворів. Розглянуто ступінь нерівномірності плівкового охолодження обох схем. Показано, що ефективність дослідженої схеми перевищує ефективність традиційної схеми.

Ключові слова: плівкове охолодження, двоструменева система отворів, ефективність охолодження, ступінь нерівномірності.

UNEVENNESS OF DOUBLE JET FILM COOLING

A. A. Khalatov, N. A. Panchenko, I. I. Borisov, Yu. J. Dashevskyy

The film cooling is one of the main method of thermal protection of the blades of modern high-temperature gas turbines. This paper presents results of the film cooling experimental studies over a flat plate using double jet holes configuration at the inlet. A comparative analysis of the investigated and traditional cooling scheme using inclined cylindrical holes is given. The comparison of film cooling uniformness of both schemes is given. It is shown that the efficiency of investigated double jet cooling scheme exceeds the efficiency of conventional scheme.

Key words: film cooling, double jet, cooling efficiency, non-uniformness ratio.

Халатов Артем Артемович – д-р техн. наук, проф., академик НАНУ, зав. отделом «Высокотемпературной термогазодинамики», Институт технической теплофизики НАН Украины, зав. кафедры «Физика энергетических систем», НТУУ «КПИ» Физико-технический институт, Киев, Украина, e-mail: artem.khalatov@vortex.org.ua.

Панченко Надежда Анатольевна - аспирант кафедры «Физика энергетических систем», НТУУ «КПИ» Физико-технический институт, мл. науч. сотр. отдела «Высокотемпературной термогазодинамики», Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: mynadezhda@i.ua.

Борисов Игорь Иванович – канд. техн. наук, вед. науч. сотр. отдела «Высокотемпературной термогазодинамики», Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: borisov@vortex.org.ua.

Дашевский Юрий Яковлевич - канд. техн. наук; зав. сектором тепловых и гидравлических расчётов, отдел турбин, ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

УДК 621.822.5

В. И. НАЗИН*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина***СТЕНД, ОПЫТНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ОПЫТНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ СДВОЕННОГО ТИПА**

Приведено описание стенда и опытной установки для экспериментального исследования гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа. Представлен комплекс измерительной аппаратуры, позволяющий регистрировать основные рабочие параметры подшипника. Разработана конструкция гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа и экспериментального узла. Дано описание методики опытных исследований гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа. Предусмотрена возможность регистрации как статических, так и динамических характеристик исследуемого подшипника. Заложена возможность опытного исследования основных характеристик как одинарного, так и сдвоенного гидростатодинамических подшипников.

Ключевые слова: *стенд, опытная установка, измерительный комплекс, гидростатодинамический подшипник, конструкция подшипника, динамические характеристики, исследование, методика, сдвоенный тип.*

Введение

Основной целью опытных исследований является проверка работоспособности гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа и сопоставление полученных опытных данных с результатами расчетов. Стенд для опытного исследования рассматриваемых подшипников [1, 2] состоит из электрического привода ротора опытной установки, системы питания гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа, вспомогательных систем и комплекса измерительной аппаратуры.

Система питания рабочей жидкостью предназначена для подачи рабочей жидкости под большим давлением в гидростатодинамические подшипники сдвоенного типа. В ней предусмотрена тщательная фильтрация рабочей жидкости и ограничение верхнего предела температуры рабочей жидкости. Система питания выполнена по замкнутой схеме с использованием центробежно-вихревого насоса. Вследствие постепенного повышения температуры рабочей жидкости в замкнутом контуре, при продолжительной работе системы питания, в ней предусмотрена возможность частичной замены воды путем слива нагретой части и одновременным наполнением бака водой более холодной из резервной емкости. Это позволяет поддерживать температуру рабочей жидкости в системе питания практически постоянной.

Раздельное питание гидростатодинамических подшипников рабочей жидкостью позволяет контролировать расход через каждую из опор с помо-

щью дроссельных шайб и дифференциальных манометров. Необходимое давление рабочей жидкости на входе в подшипники регулируется дроссельными вентилями и поддерживается постоянным регулятором давления.

Система питания подшипников заблокирована с электромагнитными пускателями. Автоблокировка осуществляется электроконтактными манометрами, которые при падении давления в магистрали питания отключают привод.

Схема экспериментальной установки приведена на рис. 1. Она состоит из привода и испытываемого узла. В состав привода входит электродвигатель постоянного тока 1, зубчатый мультипликатор 2 с передаточным отношением 10, 28. Двигатель постоянного тока имеет мощность 14 кВт и номинальные обороты 3000 мин⁻¹. Привод обеспечивает плавное изменение оборотов ротора от 0 до 3000 мин⁻¹. Между двигателем и мультипликатором установлена жесткая муфта 3. Выходной вал мультипликатора соединен с ротором исследуемой установки при помощи специальной муфты 4 с предохранительным элементом (пальцем малого диаметра), который при возникновении аварийной ситуации срезается и отсоединяет привод от установки. Испытываемый узел 5 установлен в подставке 6.

Для опытного исследования гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа спроектирован и изготовлен специальный узел, который приведен на рис. 2. Опытный узел состоит из корпуса 1, исследуемых гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа 2 и 3, корпусов подшип-

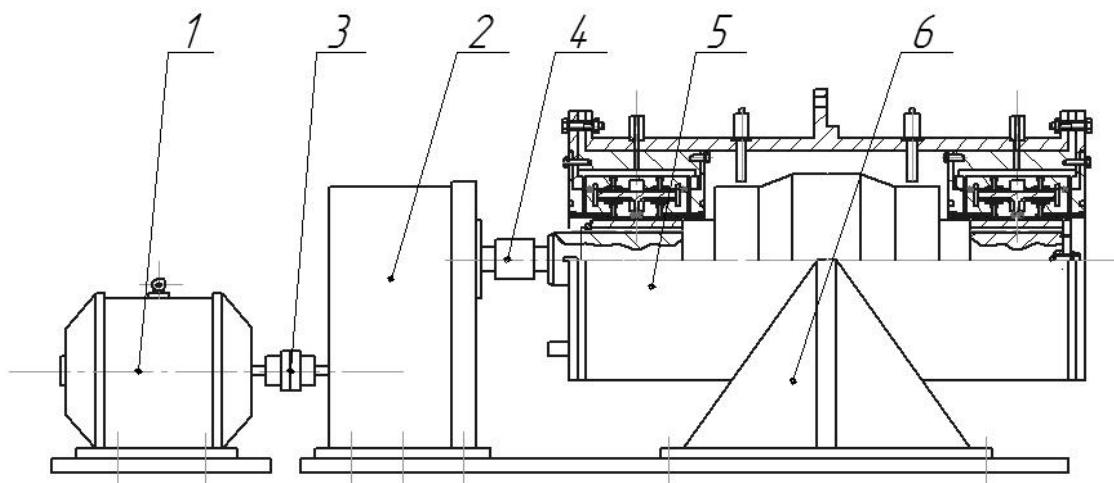


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

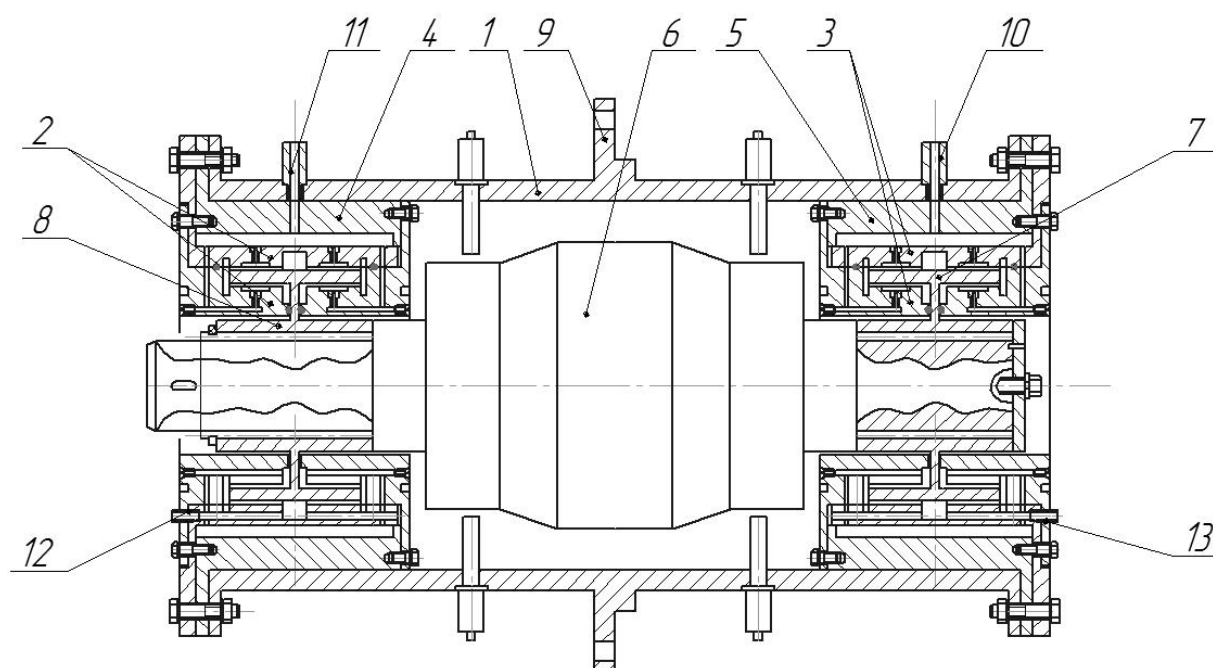


Рис. 2. Конструкция экспериментального узла

ников 4 и 5, вала 6, на котором установлены неподвижно диски 7 и 8. От осевых перемещений вал удерживается шарикоподшипником, установленным в соединительной муфте. Экспериментальный узел крепится к раме посредством фланца 9. Подшипники 2 и 3 состоят из наружных цилиндрических частей с двумя рядами камер и двух внутренних цилиндрических частей с одним рядом камер. На входе в камеры установлены входные компенсаторы давления – жиклеры.

Рабочая жидкость подается из системы питания центробежными насосами через приемные штуцеры 10 и 11. Отработанная в подшипниках жидкость поступает к сливным штуцерам 12 и 13.

Нагружение подшипников осуществляется постоянно ориентированной (вес ротора) и вращающейся (центробежной) нагрузками. Центробежное нагружение создается несбалансированностью ротора и осуществляется установкой дополнительных грузиков различной массы, ввинчиваемых в резьбовые отверстия, выполненные в валу и расположенные между подшипниками. Величина дисбаланса определялась на балансировочной машине с точностью до $0,5 \cdot 10^{-5}$ кг·м и может изменяться в пределах от $1 \cdot 10^{-4}$ кг·м до $4 \cdot 10^{-4}$ кг·м на опору.

В конструкции узла предусмотрены места установки индуктивных датчиков перемещений вала 14 и 15.

Комплекс измерительной аппаратуры позволял регистрировать расход и давление питания рабочей жидкости, обороты вала и перемещение центра вала в любой момент времени.

Обороты вала замеряются с помощью аппаратуры, состоящей из бесконтактного преобразователя скорости вращения в частоту Ф575. Сигнал от осветителя, попадая на светлую метку на зачерненном валу, воспринимается фотоприемником (фотодиодом) и, пройдя через усилитель, преобразователь Ф575 попадает на экран шлейфового осциллографа Н 117.

Замер перемещений центра вала в подшипнике осуществляется с помощью бесконтактных индуктивных датчиков типа ДД-10 и усилительной аппаратуры ИД-2Н. Индуктивные датчики установлены попарно в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Одна пара измеряет вертикальное перемещение вала, другая – горизонтальное. Постановка по два датчика в каждой плоскости вызвана необходимостью компенсировать влияние наведенных токов. Кроме того, это позволяет повысить чувствительность измерительной аппаратуры. Величина радиального зазора между датчиком и поверхностью вала составляла примерно 0,1...0,2 мм. Эта величина получена экспериментально, и позволяет получить необходимую чувствительность измерительной аппаратуры и линейную характеристику датчика. Сигнал от датчиков перемещения передается на аппаратуру усиления ИД-2Н, которая состоит из усилителя-преобразователя и блока питания. После усиления сигнал выводится на шлейфовый осциллограф Н 117. Возможно также воспроизведение траектории движения вала на экране лучевого осциллографа.

Рассмотрим методику опытных исследований. Перед началом экспериментальных исследований проводилась тарировка измерительных приборов. Она же имела место и по окончании проведения эксперимента. Тарировка датчиков перемещений проводилась в статическом состоянии (при не вращающемся валу). Тарировочные графики строились как для вертикальной, так и для горизонтальной плоскостей. При тарировке фиксировались показания шлейфового осциллографа, соответствующие крайним положениям вала в подшипнике. Эти показания имеют большое значение при исследовании амплитудно-частотных характеристик вала, особенно при режимах работы его близких к неустойчивым.

Для снятия динамических характеристик запускался генератор и двигатель постоянного тока, который через мультипликатор приводил во вращение вал. Регулировка оборотов осуществлялась ЛАТРОм генератора. Изменяя давление питания

рабочей жидкости и частоту вращения вала, записывались перемещения вала на шлейфовом осциллографе. На основании полученных данных строились амплитудно-частотные характеристики. Под амплитудно-частотными характеристиками, в данном случае, понималась зависимость амплитуд колебаний вала от его частоты вращения.

Опытное исследование работы вала в неустойчивой области сопряжено с опасностью аварии исследуемого узла. Обычно при исследовании динамики вала на гидростатодинамических подшипниках ограничиваются определением границы устойчивости, т.е. оборотов, при которых начинают появляться самовозбуждающиеся колебания. Для предупреждения аварии обычно резко повышают давление питания рабочей жидкости на входе исследуемых подшипников и сбрасывают обороты вала.

Для сравнительного анализа динамических характеристик гидростатодинамических подшипников втулочного типа во внутренних частотах подшипника сдвоенного типа предусмотрена установка заглушек вместо жиклеров, а в наружной части устанавливались жиклеры и, таким образом, подшипники сдвоенного типа превращались в подшипники втулочного типа.

Таким образом, разработанный экспериментальный узел и методика опытных исследований позволяют опытным путем получать амплитудно-частотные характеристики подшипников сдвоенного типа.

Литература

1. Стенд для исследования высокоскоростных гидростатических подшипников [Текст] / Н. П. Артеменко, В. Н. Доценко, А. И. Зубов и др. // Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин : сб. науч. тр. Харьковского авиационного института. – Вып. 1. – Х., 1973. – С. 30-35.
2. Артеменко, Н. П. Некоторые результаты экспериментальных исследований динамики роторов на гидростатических подшипниках (ГСП) [Текст] / Н. П. Артеменко, В. Н. Доценко, А. И. Зубов // Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин : сб. науч. тр. Харьковский авиационный институт. – Вып. 1. – Х., 1973. – С. 90-100.

Поступила в редакцию 10.06.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры Л. Г. Бойко, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

СТЕНД, ДОСЛІДНА УСТАНОВКА І МЕТОДИКА ДОСЛІДНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГІДРОСТАТОДИНАМІЧНИХ ПІДШИПНИКІВ ЗДВОЄНОГО ТИПУ

V. I. Nazin

Приведено опис стенду і дослідної установки для експериментального дослідження гідростатодинамічних підшипників зведеного типу. Представлено комплекс вимірювальної апаратури, що дозволяє реєструвати основні робочі параметри підшипника. Розроблено конструкцію гідростатодинамічного підшипника зведеного типу та експериментального вузла. Дано опис методики дослідних досліджень гідростатодинамічних підшипників зведеного типу. Передбачено можливість реєстрації як статичних, так і динамічних характеристик досліджуваного підшипника. Закладено можливість дослідного дослідження основних характеристик як одинарного, так і зведеного гідростатодинамічних підшипників.

Ключові слова: стенд, дослідна установка, вимірювальний комплекс, гідростатодинамічний підшипник, конструкція підшипника, динамічні характеристики, дослідження, методика, зведений тип.

STAND, PILOT PLANT AND METHOD OF EXPERIMENTAL RESEARCHES OF HYDROSTATODYNAMIC BEARINGS OF THE DOUBLED TYPE

V. I. Nazin

Description of stand and pilot plant is resulted for experimental research of the hydrostatodynamic bearings of the doubled type. The complex of measuring apparatus, allowing to register the basic operating parameters of bearing, is presented. The construction of the hydrostatodynamic bearing of the doubled type and experimental knot is developed. Description of method of experimental researches of the hydrostatodynamic bearings of the doubled type is given. Possibility of registration of both static and dynamic descriptions of the probed bearing is foreseen. Possibility of experimental research of basic descriptions is both single and doubled hydrostatodynamic bearings is stopped up.

Keywords: stand, pilot plant, measuring complex, hydrostatodynamic bearing, bearing construction, dynamic descriptions, research, method, doubled type.

Назин Владимир Иосифович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: dekanat@d2.khai.edu.

УДК 621.539.822

Ю. Б. НАЗАРЕНКО, С. А. РОДЮК

ФГУП «НПЦ газотурбостроения «Салют», Россия

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ РЕЗОНАНС РОТОРА ТУРБИНЫ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ПРИ РАЗАЗОРИВАНИИ ПОСАДОЧНЫХ ПОЯСКОВ НОСКА НА ВАЛ ТНД

Разработана модель, описывающая возможность возбуждения параметрического резонанса при возникновении угловых люфтов диска ротора низкого давления. Это возможно при разазоривании посадочных поясков носка, связанного с диском, и вала турбины низкого давления (ТНД) из-за температурных деформаций контактирующих элементов, имеющих разные коэффициенты линейного термического расширения при их нагревании на рабочих режимах. Возникновение параметрического резонанса становится возможным из-за отсутствия влияния гироскопического момента диска при его вращении в пределах прогиба вала, когда угол поворота диска не превышает угловой люфт диска. В этом случае критическая частота вращения ротора понижается, и он попадает в резонанс.

Ключевые слова: ротор турбины низкого давления, вал, посадочный пояс, критическая частота ротора, синхронная прецессия, резонанс, коэффициент теплового линейного расширения, коэффициент динамичности.

Введение

Проблемы надежности турбореактивных двигателей напрямую зависят от достоверной оценки динамического поведения роторов и учета всевозможных факторов, которые не учитываются в стандартных методах расчета [1, 2].

На стадии создания новых двигателей проводятся расчетные оценки резонанса при критических частотах вращения. Наряду с этим в реальных условиях возникают факторы нестандартного поведения роторов.

В данной работе рассматривается возможность возникновения параметрического резонанса ротора низкого давления при разазоривании посадочных поясков носка на вал ТНД применительно к двигателю АЛ-31Ф.

Ротор низкого давления (РНД) состоит из турбины низкого давления (ТНД), носка и вала (ТНД) (рис. 1). Носок ТНД посажен на вал через посадочные пояски на диаметре $\varnothing=93,5$ мм и $\varnothing=77$ мм.

Возникновение зазоров на поясках может происходить из-за температурных деформаций контактирующих элементов, имеющих разные коэффициенты линейного термического расширения при их нагревании на рабочих режимах до 200°C .

Так как коэффициент линейного расширения носка ТНД больше чем вала, радиальные перемещения носка по посадочному диаметру превышают перемещения вала, и это приводит к снятию натяга и даже, возможно, к образованию зазора контактирующих тел.

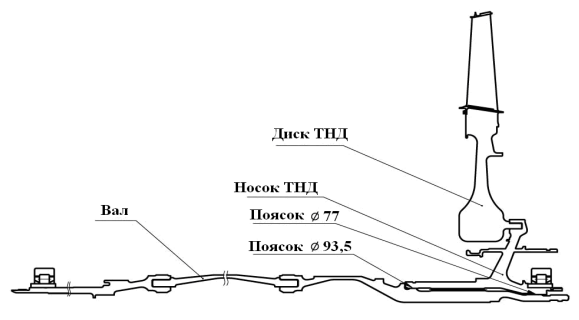


Рис. 1. Ротор низкого давления

Минимальный натяг между валом и носком ТНД по пояску $\varnothing 77$ мм составляет $24\div 56$ мкм. При их нагреве до 200°C (коэффициенте термического расширения носка ЭИ-741НП $\alpha=11,9\cdot 10^{-6}$ и вала ЭП-866 $\alpha=10\cdot 10^{-6}$) разность перемещений по посадочному диаметру составит $\Delta R = \Delta\alpha \cdot \Delta T \cdot R = (11,9-10)\cdot 10^{-6} \cdot (200-20) \cdot 77 = 29$ мкм. С учетом минимального первоначального натяга 29 мкм зазор составит 5 мкм.

Кроме этого за счет радиальных перемещений от действия центробежных сил при их вращении также происходит разазоривание, так как носок ТНД имеет большие радиальные размеры, чем вал и его перемещения, определенные в программном комплексе «ANSYS», и будут превышать на 3,4 мкм перемещения вала.

Максимально возможное разазоривание по пояску $\varnothing 77$ с учетом температурного расширения и действия центробежных сил составляет 8,4 мкм.

Натяг между валом и носком ТНД по пояску $\varnothing 93,5$ мм составляет 29-66 мкм. При их нагреве до

200° С произойдет их перемещение на 35 мкм и с учетом минимального первоначального натяга 29 мкм зазор может составить 6,5 мкм

$$\Delta D = (\alpha_H - \alpha_B) * \Delta T * D = (11,9 - 10)10^{-6} * 200 * 93,5 = 0,0355 \text{ мкм.} \quad (1)$$

От центробежных сил носок ТНД увеличивает диаметр по посадочному пояску Ø93,5 мм на 5,4 мкм и максимальное значение раззорования может составить 11,9 мкм.

При максимальном дисбалансе турбины низкого давления ТНД 125 г*см, который закладывается в расчеты подшипниковых опор, возникающие центробежные силы от неуравновешенной массы приводят к прогибу вала и повороту диска. Величина прогиба вала в зоне расположения диска и угол поворота определялись в программном комплексе ANSYS при задании дисбаланса на диске и задании частоты вращения вала 10200 об/мин (100%), и они составили соответственно $U=3,1$ мкм и $\varphi=0,0017^\circ$.

Максимальное раззорование пояска на диаметре Ø93,5 мм на величину 11,9 мкм при базе между посадочными поясками 152,5 мм приводит к свободному повороту диска на угол $\varphi_0=0,00375^\circ$.

В начальный момент времени при дисбалансе на турбине 125 г*см и вращении вала на режиме 100% угол поворота вала ТНД не превышает угол свободного перемещения носка в пределах зазора на посадочном пояске. В этом случае поворота диска при изгибе вала ТНД происходить не будет и, следовательно, не будет возникать и гироскопический момент на диске.

В расчетах на критические частоты вращения это будет соответствовать нулевому полярному моменту инерции диска.

Расчетные зависимости частоты прецессии λ ротора турбины низкого давления (ТНД) от частоты вращения вала ω , при которых они теряют устойчивость по второй изгибной форме, определены в программном комплексе "Patran" [3, 4] и приведены на рис. 2.

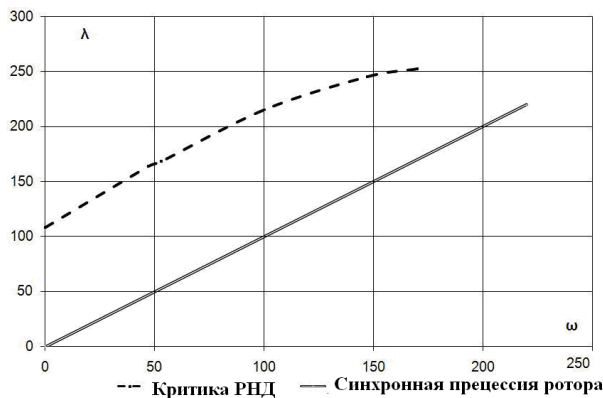


Рис. 2. Критические частоты ротора ТНД

Как видно из диаграммы, критическая частота вращения ротора ТНД на максимальном режиме 170 Гц составляет 260 Гц, что намного выше линии $\lambda = \omega$, определяющей критические частоты при синхронной прецессии. Критика в данном случае возможна только при несинхронной прецессии, которая практически не реализуется в рабочем диапазоне частот вращения роторов.

Однако при отсутствии гироскопического момента критическая частота не зависит от частоты вращения ротора и совпадает с его собственной частотой колебаний 109 Гц.

При отсутствии гироскопического момента критическая частота понижается в соответствии с диаграммой, и ротор попадает в резонанс при бесконечном увеличении прогиба вала.

Однако, из-за диссипации (рассеивания энергии) и погашения колебаний демпфирующей опорой максимальное увеличение прогиба ограничивается определенной величиной, которую примем условно равной 10-ти кратному увеличению по отношению к прогибу от действия центробежных сил от неуравновешенной массы диска без влияния резонанса (рис. 3).

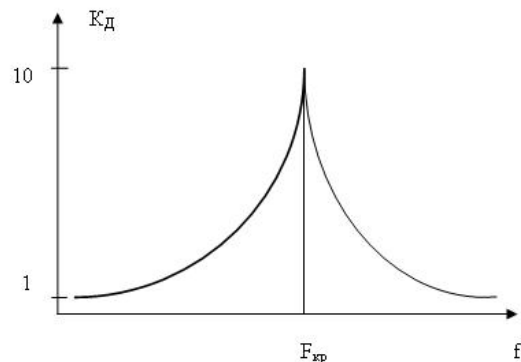


Рис. 3. Коэффициент динамического увеличения прогибов вала и угловых смещений диска в зоне резонанса

При резонансе происходит резкое увеличение прогиба и при превышении углового смещения диска свободного углового смещения носка на валу, будет возникать гироскопический момент.

Принимая для тонких дисков значение осевого момента инерции равного половине полярного [2], запишем значение гироскопического момента при синхронной прецессии

$$M = \frac{-J_p \varphi^* \omega^2}{2}, \quad (2)$$

где J_p – полярный момент инерции диска; φ_d – угол поворота диска; ω – круговая скорость вращения ротора.

Гироскопический момент пропорционален угловому повороту диска. В случае наличия углового

люфта диска угол поворота диска при прогибе вала уменьшается. Это изменение можно учесть изменением момента инерции диска.

Момент инерции диска будет определяться углом поворота диска, соответствующим стадии прогиба вала уменьшенного на величину свободного углового люфта носка

$$J'_D = \frac{J_D * (\varphi_D - \varphi_0)}{\varphi_D}, \quad (3)$$

где J_D - полярный момент инерции диска, 3,53 кг*м²; φ_D - угол поворота диска в зоне резонанса; φ_0 - угол свободного поворота носка в пределах зазора на пояске.

При появлении гироскопического момента критическая частота ротора будет повышаться, и влияние резонанса будет уменьшаться, что приведет к уменьшению коэффициента динамичности.

Для установления равновесного состояния ротора в зоне резонанса и определения коэффициента динамичности, который будет определять увеличение прогибов вала, рассчитаем критическую частоту вала при измененном значении полярного момента инерции диска.

Расчет был произведен в программном комплексе ANSYS при изменении момента инерции диска и лопаток за счет уменьшения их веса при сохранении массовых характеристик их путем добавления недостающей массы точечными элементами Mass 21, не имеющих инерционных характеристик при изменении углов поворота. Результаты расчета представлены в табл. 1 и на рис. 4.



Рис. 4. Изменение критической частоты ротора ТНД при изменении полярного момента инерции диска турбины

Таблица 1

Результаты расчета

$\frac{J'_D}{J_D}$	1	0,8	0,6	0,4	0,2	0,05
$f_{кр}$	249	240	226	208	193	170

При изменении критической частоты ротора коэффициент динамичности будет иметь вид

$$K_D = \frac{1}{\omega_{кр}^2 / \omega^2 - 1}, \quad (4)$$

где $\omega_{кр}$ - критическая частота вращения ротора; ω - круговая частота вращения ротора на режиме 100%.

Зависимость коэффициента динамичности при приближении критической частоты к частоте вращения вала на режиме 100% представлена на рис. 5.

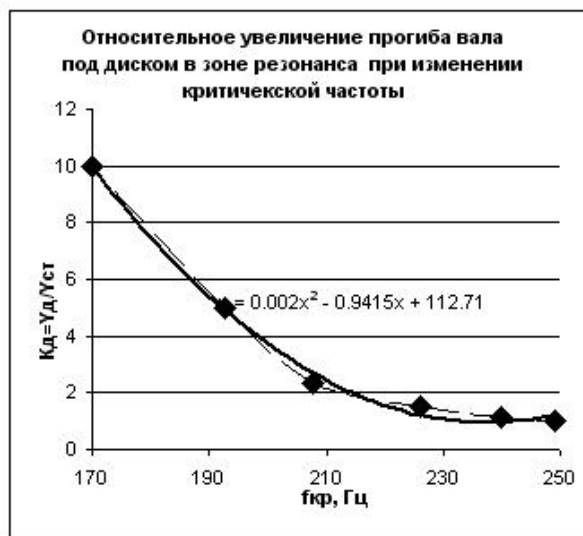


Рис. 5. Коэффициент динамичности при нахождении частоты вращения ротора в зоне резонанса

Определим коэффициент динамичности при установлении равновесного состояния ротора в зоне резонанса. Для этого будем последовательно проводить расчеты определения угла поворота диска в зоне резонанса, путем увеличения угла диска $\varphi_0 = 0,0017^\circ$, полученного при дисбалансе 125 г*см и вращении ротора при частоте 100%, умноженного на коэффициент динамичности.

Далее после определения нового угла поворота диска оценим эквивалентный момент инерции диска при данном коэффициенте динамичности по выражению (4) и установим из диаграммы (рис. 4) критическую частоту ротора.

Для данной критической частоты из диаграммы (рис. 5) определим расчетный коэффициент динамичности.

Последовательно задавая разные коэффициенты динамичности, и производя расчет по вышеуказанной схеме, установим момент равенства задаваемого и расчетного коэффициентов динамичности, и этот коэффициент и будет соответствовать равновесному состоянию ротора в зоне резонанса.

По данной методике были проведены расчеты, представленные в табл. 2 и определен коэффициент динамичности $K_D = 3,2$, который будет реально реа-

лизываться при работе ротора с зазором на пояске Ø93,5 мм равным 12 мкм.

Таблица 2

Результаты расчета

Зада- ваемый К _д	Ф _д	Г _д /Г _д	f _{кр}	Расчет- ный К _д
3	0,0051	0,265	195	4,6
3,2	0,0054	0,313	200	3,2
3,4	0,0058	0,35	205	2,8

При данном коэффициенте динамичности поперечные перемещения диска, равные 3,1 мкм при дисбалансе диска 125 г*см и частоте вращения 100% будут увеличены на Δ=6,8 мкм. В результате чего динамический дисбаланс диска будет равен

$$\delta = M \cdot \Delta = 61 \cdot 6,8 \cdot 10^{-6} = 0,41 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{м}. \quad (6)$$

При начальном статическом дисбалансе диска 125 г*см и динамическом дисбалансе 41 г*см полный дисбаланс составит 166 г*см. Таким образом, центробежные силы от неуравновешенной массы ротора без учета динамического дисбаланса вала увеличатся на 33%.

Поступила в редакцию 8.06.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф., директор В. А. Гейкин, Филиал «НИИД» ФГУП «НПЦ Газотурбостроения «Салют», Москва, Россия.

ПАРАМЕТРИЧНИЙ РЕЗОНАНС РОТОРУ ТУРБИНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ У ВИПАДКУ КОЛИ Є ЗАЗОР ПОСАДКОВИХ ПОЯСКІВ НОСКА НА ВАЛІ ТНТ

Ю. Б. Назаренко, С. О. Родюк

Розроблено модель, яка описує можливості збудження параметрів резонансу, коли виникає можливість кутового люфту диска ротору низького тиску. Це можливо, коли виникає зазор в посадкових поясах носка, який зв'язано з валом ТНТ через температурну деформацію контактних елементів, які нагріваються на робочих режимах та мають різні коефіцієнти лінійного розширення. Виникнення параметричного резонансу стає можливим через відсутність впливу гіроскопічного моменту диска на критичних частотах обертання ротора в межах деформації вала, коли кут повороту диска не перевищує його кутовий люфт. У цьому випадку критична частота обертання ротора знижується, і він попадає в резонанс.

Ключові слова: ротор турбіни низького тиску, вал, посадковий пояс, посадковий пояс, критична частота ротора, синхронна прецесія, резонанс, коефіцієнт теплового лінійного розширення, коефіцієнт динамічності.

PARAMETRIC RESONANCE LOW PRESSURE TURBINE ROTOR WITH THE APPEARANCE OF A GAP ON THE LANDING GIRDLE SOCK AND SHAFT LPT

Yu. B. Nazarenko, S. A. Rodyuk

In this model, described the possibility excitation of parametric resonance in the event angular backlash disk of low pressure rotor. This is possible when the appearance of the gap between the toe and the shaft is due to the thermal deformation of the contact elements having different coefficients of linear expansion in heating operating modes. Parametric resonance becomes possible for lack influence of gyroscopic moment disk on critical speed of rotor within shaft deflection, when angular displacement is disk not exceed the angular clearance. In this case the critical rotor speed is reduced and it is in resonance.

Key words: low-pressure turbine rotor shaft, bearing shaft, girdle sock, critical revolution frequency of the rotor, synchronous precession, resonance, thermal expansion coefficient, dynamic factor.

Назаренко Юрий Борисович – канд. техн. наук, ведущий конструктор, ФГУП «НПЦ Газотурбостроения «САЛЮТ», Москва, Россия.

Родюк Сергей Алексеевич – Главный конструктор-начальник КБПР, ФГУП «НПЦ Газотурбостроения «САЛЮТ», Москва, Россия.

Литература

1. Хронин, Д. В. Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов [Текст] / Д. В. Хронин. – М. : Машиностроение, 1970. – 411 с.
2. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин [Текст] / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1979. – 702 с.
3. Назаренко, Ю. Б. Критические частоты роторов газотурбинных двигателей при ударных нагрузках на опорах [Текст] / Ю. Б. Назаренко, Л. Ф. Светашова // Вестник двигателестроения. – 2010. – № 2. – С. 146-149.
4. Назаренко, Ю. Б. Проблемы надежности межроторного подшипника при динамическом взаимодействии роторов двухваловых турбореактивных двигателей [Текст] / Ю. Б. Назаренко, Л. Ф. Светашова // Двигатель. – 2010. – № 3. – С. 32-34.
5. Назаренко, Ю. Б. Новое в динамике роторов газотурбинных двигателей и проблемы межроторного подшипника двигателя АЛ-31Ф [Текст] / Ю. Б. Назаренко. – М. : ООО Компания «МЕГА-АРТ», 2014. – 110 с.

УДК 669.112.224.84/546.261+271.87

**В. Е. ПАНАРИН¹, С. М. ЗАХАРОВ¹, О. А. ШМАТКО¹, В. М. КИСЕЛЬ²,
А. Е. ТЕРЕНТЬЕВ²**¹ *Институт металлофизики им. Г. В. Курдюмова НАН Украины*² *Институт проблем материаловедения им. И. М. Францевича НАН Украины***ПЛАЗМЕННОЕ ПОКРЫТИЕ ИЗ ЭВТЕКТИЧЕСКОГО СПЛАВА
КВАЗИТРОЙНОЙ СИСТЕМЫ Fe-TiB₂-CrB₂**

Методом плазменного напыления получены покрытия из порошка эвтектического сплава на основе железа, упрочненного тугоплавкими боридами (TiB₂-CrB₂). Показано, что в покрытии образуются области с колониальной структурой, присущей литому состоянию, и структурой тонкого конгломерата фаз. Структурное превращение, в соответствии с теорией эвтектической кристаллизации, впервые предложенной академиком А. А. Бочваром, связано с изменением механизма кристаллизации, происходящее при достижении некоторой критической скорости охлаждения. Оба механизма эвтектической кристаллизации предполагают реализацию двух механизмов упрочнения: композиционного и дисперсионного, соответственно, в различных областях полученного покрытия. Изменяя размер фракции напыляемого порошка и режимы напыления можно изменять соотношение этих областей и, следовательно, свойства напыляемых покрытий.

Ключевые слова: покрытие, плазма, эвтектические порошки, железная основа, бориды, дисперсионное и композиционное упрочнение.

Введение

Развитие современной авиа-космической техники невозможно без создания новейших материалов, способных работать в сложных условиях одновременного действия ряда разрушающих факторов, таких как высокие температуры, износ, усталость, окисление, коррозия, эрозия и др. [1]. Традиционно используемые конструкционные материалы и сплавы не могут эффективно противостоять разрушению в процессе такой сложной работы и сохранять первоначальный уровень свойств, заложенный проектировщиками, даже если они характеризуются высокой термодинамической стабильностью. Активация диффузионных процессов при эксплуатации, возникновение синергетического эффекта разрушающих факторов, неизбежно приводят к деградации структуры и состава сплавов, что вызывает снижение свойств и, как следствие, преждевременный отказ элементов конструкции [1, 2]. Закладывание конструкторами превышения расчетных норм свойств из соображений повышения надежности, например, избыточной прочности, приводит к повышению веса конструкций, что для «летающей» техники мало приемлемо. Поэтому, во всех странах, производящих летательные аппараты, непрерывно проводятся поиски перспективных путей создания новых материалов, принципов их формирования, учет процессов, происходящих при эксплуатации, технологий получения.

1. Теоретическая часть

В настоящей работе для создания функционального покрытия с широким диапазоном свойств предложен принцип использования эвтектической реакции кристаллизации, которая, в частности, реализуется в квазитройной системе на основе железа с тугоплавкими кристаллами фаз внедрения – (Ti,Cr)B₂. Такой эвтектический сплав представляет собой естественный композиционный материал, т.е. сочетает в себе две фазы, резко отличающиеся между собой по свойствам: мягкая, пластичная металлическая матрица, в которой равномерно распределены твердые, тугоплавкие, прочные, но хрупкие кристаллы (Ti,Cr)B₂. Важным является то, что эвтектическая кристаллизация определяет отсутствие химического взаимодействия на границе раздела фаз [3], что обеспечивает сохранение исходных свойств этих фаз в композите. Отсюда вытекает, что свойства сплава, в процессе эксплуатации, в целом будут сохраняться.

Процесс эвтектической кристаллизации в указанной системе происходит следующим образом [4]. В переохлажденном расплаве первыми зарождаются и прорастают в жидкость кристаллы фаз внедрения, формируя монокристаллический сильно разветвленный каркас в пределах эвтектической колонии. Поскольку фронт кристаллизации металлической матрицы сплава является ведомым, т.е. несколько отстает от фронта кристаллизации фазы

внедрения, эта металлическая матрица заполняет пространство между кристаллами фазы внедрения. Так формируется композиция, в которой основную нагрузку несет прочный, упругий, твердый каркас из фазы внедрения, а пластичная матрица передает и перераспределяет напряжения между отдельными ветвями этого каркаса.

В соответствии с теорией эвтектической кристаллизации, впервые предложенной А. А. Бочваром [5], каждый эвтектический сплав (для примера возьмем двухкомпонентную систему сплавов) имеет три типа структур, которые соответствуют трем механизмам кристаллизации. При малых скоростях охлаждения зарождение и рост фаз, составляющих эвтектику, происходит независимо друг от друга, в результате чего формируется структура с большими кристаллами, названная А. А. Бочваром «структурой грубого конгломерата фаз». В широком диапазоне скоростей охлаждения, превышающих первый случай, вследствие ограничения диффузионной подвижности атомов перед фронтом кристаллизации, механизм кристаллизации меняется. В переохлажденной жидкости первыми выпадают кристаллы фазы, которая зарождает и, впоследствии, ведет эвтектическую кристаллизацию. Эта фаза, которая называется зарождающей и ведущей, формирует сильно разветвленный монокристалл в пределах эвтектической колонии. В нашем случае такой фазой является фаза внедрения $(\text{Ti,Cr})\text{B}_2$, она формирует упрочняющий каркас, который воспринимает на себя основную нагрузку. Металлическая составляющая является ведомой фазой, она заполняет пространство между отдельными кристаллами фазы внедрения.

При еще больших скоростях охлаждения механизм кристаллизации опять меняется и происходит независимое зарождение и рост обеих фаз, но, в отличие от первого случая, формируется более дисперсная структура (структура тонкого конгломерата фаз).

2. Экспериментальная часть

Покрyтия эвтектического сплава указанной системы (маркировка - ХТН 23) наносили методом газо-плазменного напыления [6] на подложки из стали Ст. 3. Отобраны порошки фракции 80-100 мкм и 125⁺.

Режимы напыления:

1. Фракция 80-100 мкм; мощность плазмoтрона 35 кВт; толщина покрытия 350 мкм;

2. Фракция 125⁺ мкм; мощность плазмoтрона 42 кВт; толщина покрытия 400 мкм. Этот режим обычно используется для напыления покрытий из тугоплавких соединений $\text{ZrO}_2 + \text{Y}_2\text{O}_3$.

Внешний вид полученного покрытия и его

структура приведены на рис. 1. Видно, что в структуре покрытия присутствуют две составляющие: нерасплавленные порошинки (рис. 1. б, 1) и области, претерпевшие расплавление при взаимодействии с плазменным потоком и закристаллизовавшиеся на подложке (рис. 1. б, 2). Нерезкие области на фотографии являются выступами и впадинами, возникшими в процессе приготовления шлифа и последующего травления. Поскольку скорость охлаждения порошинок обратно пропорциональна их диаметру, логично предположить, что существует некоторый критический размер порошинок, ниже которого в процессе напыления покрытия, образуются области со структурой тонкого конгломерата фаз, обусловленные изменением механизма эвтектической кристаллизации. Таким образом, можно констатировать, что структура покрытия представляет собой области с исходной структурой порошка (не расплавившиеся частички) с преимущественно композиционным механизмом упрочнения, а также переплавленные области со структурой тонкого конгломерата фаз, с механизмом дисперсионного упрочнения. Изменяя параметры напыления и размер частиц порошка можно менять соотношение объемов этих областей, изменяя тем самым свойства покрытий. Отсюда вытекает необходимость точного определения размера фракций напыляемого порошка и его исходной структуры.

Распределение по размерам, сепарированных ситовым методом частичек исходного порошка (рис. 2), выполнено с помощью лазерного анализатора гранулометрического состава Malvern Mastersizer 2000E, который позволяет измерять размеры частиц в пределах от 0,1 до 1000 мкм. В основу работы прибора положен принцип рассеяния лазерного луча частичками, которые находятся в прозрачной жидкости (дистиллированной воде) в виде суспензии. Отклонение лазерного луча на определенные углы, при прохождении через данную суспензию, фиксируется детекторами и обсчитывается с помощью специального программного обеспечения фирмы Malvern, что позволяет определять не только гранулометрический состав, но и такую морфологическую особенность, как коэффициент сферичности частичек (отношение ширины к длине). Средний размер частичек определен с точностью 1%, коэффициент сферичности ~1.

На рис. 3. показан внешний вид и структура исходного порошка сплава ХТН23, полученного методом распыления струей инертного газа [7]. В структуре порошка хорошо видны плоские эвтектические кристаллы фазы внедрения $(\text{Ti,Cr})\text{B}_2$, которые произвольно ориентированы к сечению шлифа и смотрятся в виде тонких иглообразных кристаллов (рис. 3, б).

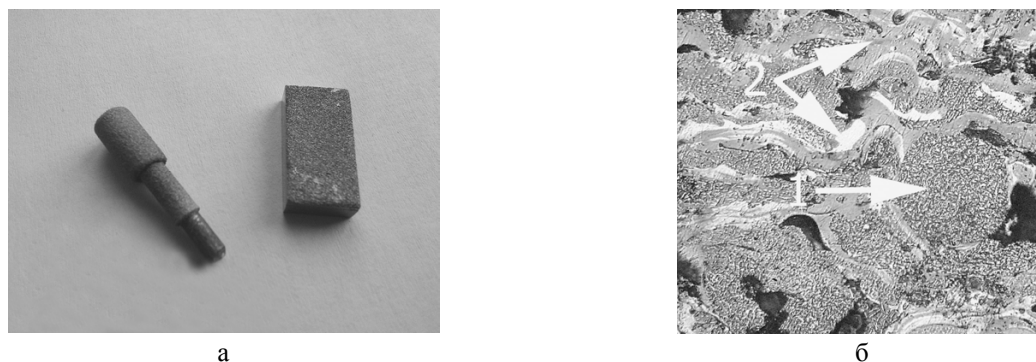


Рис. 1. Внешний вид (а) и структура (б) плазменного покрытия ХТН23 (фракция порошка 80-100 мкм), напыленного на различной форме подложки из стали Ст. 3 для испытаний: 1 – не расплавившаяся порошок; 2 – полностью расплавившиеся и вновь закристаллизовавшиеся на подложке порошок с большой скоростью охлаждения

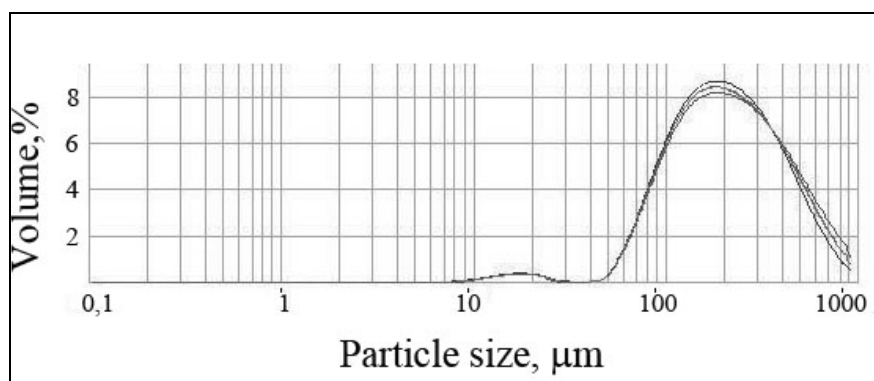


Рис. 2. Распределение по размерам частиц порошка сплава ХТН 23. Три кривые на графике отвечают трем независимым измерениям

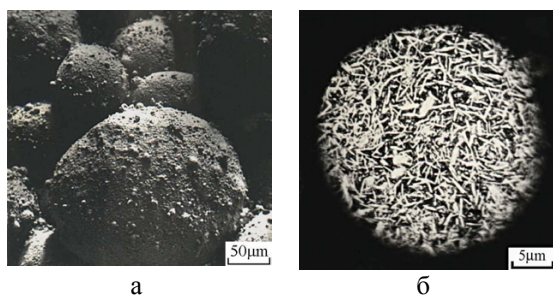


Рис. 3. Внешний вид (а) и структура (б) исходного порошка сплава ХТН23, распыленного струей инертного газа

Фазовый состав порошка, определенный методом рентгеноструктурного анализа, приведен на рис. 4 (χ – фаза, предположительно соединение $(\text{Ti,Cr})\text{B}_2$, хотя для более точной идентификации необходимо произвести дополнительную съемку в другом излучении). Из таблицы 1 видно, что фазовый состав порошка зависит от размера порошинок, т.е. от скорости охлаждения [9]. Такую зависимость можно объяснить ограничением диффузионной подвижности атомов перед фронтом кристаллизации порошинки, которая при дальнейшем увеличении

скорости охлаждения может привести к смене механизма эвтектической кристаллизации.

Структура покрытия с более крупной фракцией (125^+ мкм), представленная на рис. 5, показывает, что количество не расплавившихся и размягченных и деформировавшихся на подложке частиц возросло, по сравнению с покрытием фракцией порошка 80-100 мкм. По-видимому, это объясняется необходимостью большей энергии плазменной струи для расплавления более крупных порошинок [8] и, несмотря на увеличение мощности плазматрона с 35 до 42 кВт, этого оказалось недостаточно для сохранения в покрытии соотношения областей с исходной структурой порошка и структурой тонкого конгломерата фаз.

Таблица 1

Фазовый состав порошка сплава ХТН23

№	Марка сплава	Фракция, мкм	Фазовый состав в порядке убывания количества
1	ХТН-23	125^+	$\gamma + \alpha + \alpha' + \chi + \text{TiO}$
2	-"	80-100	$\alpha' + \gamma + \gamma' + \chi$

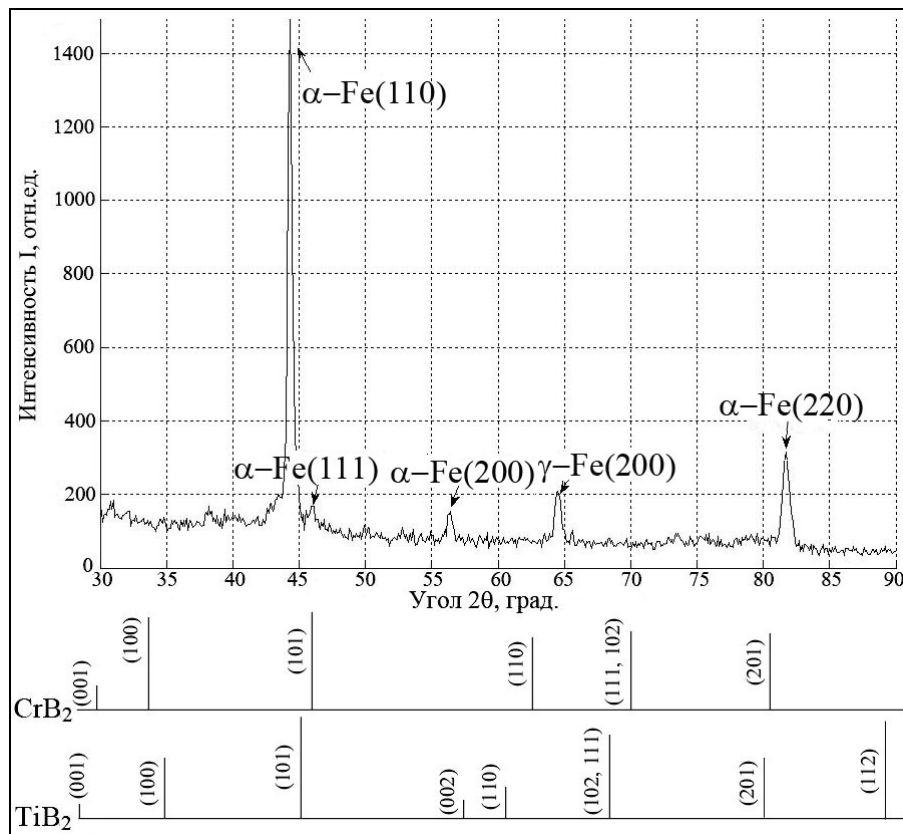


Рис. 4. Дифрактограмма порошка 2 сплава ХТН23, распыленного инертным газом

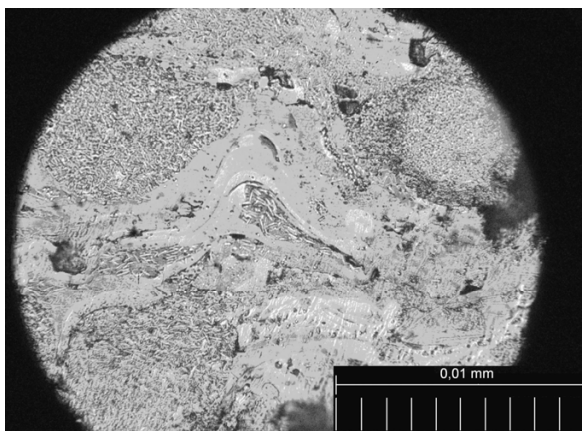


Рис. 5. Структура покрытия, напыленного фракцией 125⁺мкм

Выводы

1. Получены плазменные покрытия из порошка различной фракции эвтектического сплава квазитройной системы Fe- (TiB₂)- (CrB₂).

2. В покрытиях существуют области с исходной колониальной структурой порошка и области со структурой тонкого конгломерата фаз, которые в процессе напыления претерпели расплавление и кристаллизацию на подложке со скоростями выше

критической, при которой происходит изменение механизма эвтектической кристаллизации.

3. Путем изменения размера фракции напыляемого порошка и режимов напыления можно регулировать в покрытии соотношение областей с механизмом композиционного и дисперсионного упрочнения, меняя тем самым его свойства.

Работа выполнена при финансовой поддержке Европейской комиссии, Грант № FP7-NMP-2012-SMALL-6 («Production of Coatings for New Efficient and Clean Coal Power Plant Materials»).

Литература

1. Поверхневе руйнування та зміцнення матеріалів [Текст] : моногр. / М. Пашечко, М. Чернець, М. Опеляк, Г. Комста. – Львів : Євровіт, 2005. – 384 с.
2. Технологическое обеспечение эксплуатационных характеристик деталей ГТД. Лопатки турбины. Ч. 2. [Текст] : моногр. / В. А. Богуслаев, Ф. М. Муравченко, П. Д. Жеманюк и др. – Запорожье : ОА «Мотор Сич», 2007. – 496 с.
3. Мирошниченко, И. С. Кристаллизация сплавов эвтектического типа при больших скоростях охлаждения [Текст] / И. С. Мирошниченко // Кристаллизация и фазовые переходы : сб. науч. тр. – Минск : Изд. АН БССР, 1962. – С. 133-145.

4. Таран, Ю. Н. Структура эвтектических сплавов [Текст] : моногр. / Ю. Н. Таран, В. И. Мазур. – М. : Металлургия, 1978. – 311 с.

5. Бочвар, А. А. Исследование механизма кинетики кристаллизации сплавов эвтектического типа [Текст] : моногр. / А. А. Бочвар. – М. - Л., 1935. – 413 с.

6. Кудинов, В. В. Нанесение покрытий напылением. Теория, технология и оборудование [Текст] : моногр. / В. В. Кудинов, Г. В. Бобров. – М. : Металлургия, 1992. – 432 с.

7. Ishimaru, Y. Fundamentals and Applications of Powder Metallurgy [Text] : monogr. / Y. Ishimaru. – Tokyo : Gijutsu Shoin Co., Ltd., 1993. – 318 p.

8. Харламов, Ю. А. Влияние скорости капель в момент удара о твердую поверхность на их кристаллизацию [Текст] / Ю. А. Харламов // Порошковая металлургия. – 1991. – № 8. – С. 23-30.

9. Кудинов, В. В. Плазменные покрытия [Текст] : моногр. / В. В. Кудинов. – М. : Наука, 1977. – 184 с.

Поступила в редакцию 5.06.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, заведующий отделом Г. А. Фролов, институт проблем материаловедения им. Н. И. Францевича НАН Украины, Киев.

ПЛАЗМОВЕ ПОКРИТТЯ З ЕВТЕКТИЧНОГО СПЛАВУ КВАЗІПОТРІЙНОЇ СИСТЕМИ Fe-TiB₂-CrB₂

В. Є. Панарін, С. М. Захаров, О. А. Шматко, В. М. Кисіль, О. Є. Терентьєв

Методом плазмового напылення отримано покриття з порошку евтектичного сплаву на основі заліза, зміцненого тугоплавкими боридами (TiB₂-CrB₂). Показано, що в покритті утворюються області з колоніальною структурою, притаманною литому стану, і структурою тонкого конгломерату фаз. Структурне перетворення, відповідно до теорії евтектичної кристалізації, уперше запропоновано академіком А. А. Бочваром, пов'язане зі зміною механізму кристалізації, що відбувається при досягненні деякої критичної швидкості охолодження. Обидва механізми евтектичної кристалізації припускають реалізацію двох механізмів зміцнення: композиційного і дисперсійного, відповідно, у різних областях отриманого покриття. Змінюючи розмір фракції порошку, що напылюється та режими напылювання можна змінювати співвідношення цих областей і, отже, властивості напылюваних покриттів.

Ключові слова: покриття, плазма, евтектичні порошки, залізна основа, бориди, дисперсійне і композиційне зміцнення.

PLASMA COATING OF THE EUTECTIC ALLOY QUASITHREEFOLD SYSTEM Fe-TiB₂-CrB₂

V. E. Panarin, S. M. Zakharov, O. A. Shmatko, V. M. Kisel, A. E. Terentiev

The coating of eutectic alloy powder on iron basis with refractory borides (TiB₂-CrB₂) by method a plasma spray was obtained. It is shown that in coatings areas with a colonial structure and thin conglomerate phases structure are formed. Structural transformation, according to the eutectic crystallisation theory, at the first time offered by academician A.A.Bochvar, is connected with change of the crystallisation mechanism, an event at achievement some critical speed of cooling. Both mechanisms eutectic crystallization assume realizations two hardening mechanisms: composite and dispersive, accordingly, in various areas of the obtained coating. Changing the fraction size and deposition parameters of powder it is possible to change a relation between these areas and, hence, property spraying coatings.

Key words: coating, plasma, eutectic powders, iron basis, borides, dispersive and composite hardening.

Панарин Валентин Евгеньевич – д-р техн. наук, ст. науч. сотр., институт металлофизики им. Г. В. Курдюмова НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: skywork@imp.kiev.ua

Захаров Сергей Михайлович – канд. физ.-мат. наук, ст. науч. сотр., институт металлофизики им. Г. В. Курдюмова НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: zakharov@imp.kiev.ua

Шматко Олег Анатольевич – д-р техн. наук, проф., институт металлофизики им. Г. В. Курдюмова НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: shmatko@imp.kiev.ua

Кисель Вячеслав Михайлович – ст. науч. сотр., институт проблем материаловедения им. Н. И. Францевича НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: Vyacheslav.kysil@gmail.com

Терентьев Александр Евгеньевич – науч. сотр., институт проблем материаловедения им. Н. И. Францевича НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: Terentjev_a@mail.ru

УДК 629.1

М. П. САЛО¹, Г. М. ИВАНИЦКИЙ¹, А. Г. НАЛЕТА¹, А. В. СИЧЕВОЙ²¹ Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М. К. Янгеля»² Днепропетровский национальный университет им. Олеся Гончара, Украина

МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОПЛИВА ДЛЯ ЖРД КОСМИЧЕСКИХ СТУПЕНЕЙ

Приведены некоторые факторы ухудшения эксплуатационных характеристик топлив, обусловленные растворенным в нем газом. Предложен способ локализации образования свободных газовых включений. Отмечено, что среди наиболее распространенных методов его достижения является топливopодготовка – принудительное газовое кипение под вакуумом. В качестве альтернативы рассмотрен простой технологический способ – замещение азота гелием, что снижает возможную несплошность топлива при работе ЖРД. Метод позволяет объединить ряд операций. Выработаны рекомендации по конструктивной схеме барботажных коллекторов установки топливopодготовки. Рассматриваемая технология позволит исключить вакуум-насосы, упростить систему заправки, а соответственно снизить и ее стоимость.

Ключевые слова: газосодержание, топливopодготовка, барботаж, десорбция, сорбция, коэффициент массообмена, азот, гелий, пузыри, отверстия в барботажных коллекторах.

Введение

Высокие тяговые характеристики и надежность работы двигательных установок космических ступеней (ДУ КС) в значительной мере зависят от качества применяемых компонентов жидкого ракетного топлива (КЖРТ).

Одним из таких параметров является род и количество растворенного газа в топливе. При несоответствии предельных концентраций заданным требованиям эксплуатационные и энергетические характеристики топлив существенно ухудшаются, что впоследствии может оказать негативное влияние на работоспособность ступени.

Особо актуален этот вопрос для ДУ КС с многократным включением жидкостного ракетного двигателя (ЖРД), в которых могут реализоваться условия для выделения растворенного газа и образования двухфазных потоков. Например [1], наличие 1% свободных газовых включений в топливе снижает коэффициент быстроходности насоса на 13%, а их увеличение до 3...5% приводит к срыву устойчивости работы насосов, неустойчивости рабочего процесса в двигателе, забросам давления в камере сгорания и другим неисправностям.

Таким образом, для нормальных условий функционирования ДУ КС предельные концентрации растворенных газов в топливах строго регламентируются.

В условиях производства, хранения и транспортирования ракетные топлива: азотный тетраоксид (АТ), несимметричный диметилгидразин

(НДМГ) содержат растворенный газ – азот [2-4], количество которого определяется условиями эксплуатации и может колебаться в пределах от 0,18 до 0,31 кг/м³.

Эти уровни газосодержания, как правило, оказываются непригодными для ДУ КС с многократным включением ЖРД. Для ступеней, эксплуатирующихся в условиях, близких к невесомости, значение остаточной концентрации растворенного азота составляет менее 0,04 кг/м³. Помимо этого предъявляются требования по исходному газонасыщению гелием, концентрация которого колеблется в пределах от 0,0035 до 0,006 кг/м³ [5].

В работе [6] показано, что применение компонентов топлива имеющих такое сочетание растворенных газов существенно снижает возможность образования свободных газовых включений, а также позволяет понизить минимально-необходимые давления на входе в двигатель.

Подтверждение нормальных условий работы ДУ КС в части отсутствия свободных газовых включений связано с определением характеристик массообменных процессов растворения – выделения газов насыщения в топливных баках и расходных магистралях.

Определение этих характеристик в земных условиях требует соответствующего стендового оснащения и большого объема специальных экспериментальных работ.

Альтернативным решением является топливopодготовка, представляющая комплекс мероприятий в системах заправки ракет-носителей, направленный

на достижение требуемых параметров топлива перед заправкой.

1. Методы подготовки топлив

В мировой практике для решения данной задачи применяется ряд технологических методов, позволяющих дегазировать либо насытить КЖРТ газами. На рис. 1 представлены наиболее распространенные методы подготовки топлив по данным [7].



Рис. 1. Методы подготовки топлив

Среди приведенных методов наиболее широкое распространение получил метод принудительного газового кипения под вакуумом с последующим гелированием топлива в малогабаритных емкостях объемом до 5 м³. Ограничения, накладываемые на такие объемы емкостей, определяются, с одной стороны, количеством заправляемого топлива, а с другой – производительностью вакуум-насосов [5].

На современном этапе возникла задача глубокого дегазирования больших масс топлива (~ 16 м³) в крупногабаритных емкостях. В рассматриваемом случае в связи с большим объемом подготавливаемого топлива и большой стоимостью вакуум-насосов необходимой производительности (~ 500 000\$), вакуумирование нерационально, что создает определенные трудности в методических подходах к обеспечению дегазирования и определению требований параметров конструкции барботажных систем.

2. Замещение азота гелием

Применительно к оперативным задачам топливopодготовки, с учетом имеющейся тенденции к пускам ракет-носителей из экваториальной зоны (Морской старт, Куру, Алкантара) с постоянно высоким уровнем температуры окружающей среды, необходима разработка новых высокоэффективных

технологий, совмещающих интенсивность десорбции газов из топлива и сорбции с минимальными потерями рабочего тела (топлива, сжатых газов).

В этих условиях представляется наиболее перспективным замещение легкорастворимого газа азота труднорастворимым гелием путем барботаж при поддержании минимально возможного давления гелия в свободном объеме емкости. С целью исключения парового кипения при барботаже АТ с температурой более плюс 20°C рекомендуется регулировать давление путем сброса и надува по линии от p_s до $p_s + p_i$ (p_s – давление насыщенных паров топлива МПа (рис. 2), p_i – парциальное давление газа в свободном объеме емкости, МПа). При температуре менее либо равно плюс 20°C регулирование сводится к поддержанию давления от $p_{атм}$ до $p_{атм} + p_i$ ($p_{атм}$ – атмосферное давление, МПа), то же рекомендуется и для НДМГ в любом диапазоне температур (за счет пониженного давления насыщенных паров).

p_s , МПа

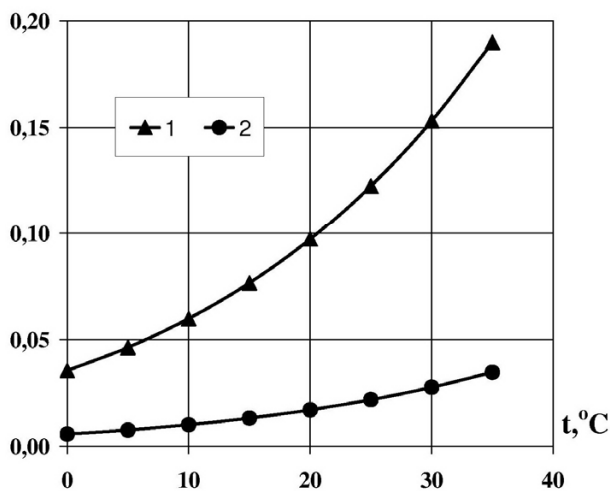


Рис. 2. Изменение давления насыщенных паров в зависимости от температуры:
1 – АТ; 2 – НДМГ

Рассмотрим массообмен в емкости при дегазировании/насыщении КЖРТ методом барботажа. Емкость содержит топливо, насыщенное растворенным газом в соответствии с законом Генри: $C_0 = \chi(T) \cdot p_i$ и находится в равновесии с газовой подушкой.

Изменение текущей концентрации растворенного газа в жидкости может быть определено из баланса масс [8, 9]:

$$\frac{dm_i}{d\tau} = -V_{ж} \cdot \frac{dC}{d\tau}, \quad (1)$$

$$\frac{dm_i}{dt} = \beta \cdot \sum F \cdot (C_\tau - \chi(T) \cdot p_i), \quad (2)$$

где $\sum F$ – суммарная поверхность массообмена всплывающих пузырей $F_{\text{пуз}}$ и зеркала жидкости $F_{\text{зер}}$;

β – коэффициент массообмена;

T – температура жидкости;

$V_{\text{ж}}$ – объем жидкости;

$\chi(T)$ – коэффициент растворимости (Генри) газа.

После преобразований уравнений (1) и (2), для случая десорбции газов получим:

$$C_\tau = \chi(T) \cdot p_i + (C_0 - \chi(T) \cdot p_i) \cdot e^{-\frac{\beta \cdot \sum F \cdot \tau}{V_{\text{ж}}}}. \quad (3)$$

Для случая сорбции газов, когда:

$$C_\tau = \chi(T) \cdot p_i - (\chi(T) \cdot p_i - C_0) \cdot e^{-\frac{\beta \cdot \sum F \cdot \tau}{V_{\text{ж}}}}. \quad (4)$$

Граничными условиями для уравнений (3), (4) являются $\tau = 0$; $C_{\tau 0} = C_0$; $\tau = \infty$;

$$C_{\tau \infty} = C_k = \chi(T) \cdot p_i.$$

Таким образом, текущая концентрация растворенного газа при дегазировании и насыщении зависит от комплекса $\beta \cdot \sum F / V_{\text{ж}}$, характеризующего условия массообмена [10]. С увеличением поверхности массообмена $\sum F$ и величины коэффициента массообмена β эффективность процесса возрастает.

Зависимости (3), (4) традиционны в части использования комплекса $\beta \cdot \sum F$, обоснование которого для разноразмерных систем сложно, а область применения существенно ограничивает моделирующие параметры и режимы проведения барботажа.

При анализе работы барботажных установок, используется понятие удельной межфазной поверхности ($F_{\text{уд}}$), представляющей отношение суммарной поверхности газовых пузырей к объему жидкости, в котором они находятся $F_{\text{уд}} = F_{\text{пуз}} / V_{\text{ж}}$ ($\text{м}^2/\text{м}^3$).

Для расчета $F_{\text{уд}}$ может быть использовано уравнение [11]:

$$F_{\text{уд}} = \frac{6 \cdot \varphi_{\Gamma}}{d_{\text{пуз}}}, \quad (5)$$

где φ_{Γ} – газосодержания в слое жидкости;

$d_{\text{пуз}}$ – диаметр всплывающих пузырьков.

Однако уравнение (5) справедливо для газожидкостной смеси, содержащей однородные пузырьки.

Учитывая, что структура барботажного слоя характеризуется полидисперсностью размеров газовых пузырьков, поэтому для известных диаметров пузырьков $D_{\text{кр}}$ и $d_{\text{ср}}$ среднее значение диаметра $D_{\text{ср}}$, при нормально-логарифмическом законе распределения, может быть определено по формуле [1, 12]:

$$D_{\text{ср}} = \sqrt{D_{\text{кр}} \cdot d_{\text{ср}}}, \quad (6)$$

где $D_{\text{кр}}$ – критический диаметр пузырька, при котором наступает его дробление;

$d_{\text{ср}}$ – средний диаметр устойчивого пузырька в двухфазном слое.

В работе [13] предложена зависимость для расчета газосодержания в слое жидкости при $\varphi_{\Gamma} \leq 0,7$, обобщающая опытные данные многих исследований:

$$\varphi_{\Gamma} = 0,4 \cdot \left(\frac{\rho_{\Gamma}}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{0,15} \cdot \left(v_{\Gamma} \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho_{\text{ж}}}{\sigma_{\text{ж}} \cdot g}} \right)^{0,68}, \quad (7)$$

где ρ_{Γ} – плотность барботируемого газа;

$\rho_{\text{ж}}$ – плотность жидкости;

$\sigma_{\text{ж}}$ – коэффициент поверхностного натяжения жидкости;

g – ускорение свободного падения;

v_{Γ} – приведенная скорость газа.

Как видно из зависимости (7) большинство входящих в неё параметров определяются физико-химическими свойствами топлива. Исключение составляет приведенная скорость барботируемого газа v_{Γ} , которая зависит от его расхода, геометрических параметров емкости и способа её установки. Приведенная скорость газа определится как:

$$v_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma}}{\rho_{\Gamma} \cdot F_{\text{ем}}} = \frac{V_{\Gamma}}{F_{\text{ем}}}, \quad (8)$$

где G_{Γ} , V_{Γ} – весовой и объемный расход газа;

$F_{\text{ем}}$ – площадь горизонтального сечения емкости.

Коэффициент массообмена β для процесса барботажа может быть определен на основе критерия Маргулиса [14]:

$$Ma = \frac{\beta}{v_{\Gamma}}. \quad (8)$$

Численное значение критерия позволяет классифицировать газы по их растворимости в жидкости. Значение $Ma > 0,5$ характеризует хорошо растворимые газы. Для среднерастворимых газов $Ma = 0,05 \dots 0,5$ и для плохорастворимых $Ma < 0,05$.

В общем случае, с химической точки зрения, в данной жидкости хорошо растворим газ, имеющий сродство с данной жидкостью.

О растворимости газа в топливе можно судить по безразмерной величине θ , равной [15]:

$$\theta = \frac{\chi(T) \cdot R \cdot T}{M}, \quad (9)$$

где R – универсальная газовая постоянная;

M – молекулярный вес газа.

С учетом преобразований коэффициент массообмена определится как:

$$\beta = v_r \cdot \frac{\chi(T) \cdot R \cdot T}{M}. \quad (10)$$

Растворенный в топливе азот относится к ряду среднерастворимых газов, а гелий – к трудно растворимым, что объясняется отличием в коэффициентах растворимости. Так, например, коэффициенты растворимости газов $\chi(T)$ в АТ при температуре плюс 20°C составляют [1] по азоту $0,284 \text{ г/л.ата}$, по гелию – $0,0097 \text{ г/л.ата}$.

Анализируя зависимости (5) и (10) можно сделать вывод, что комплекс $\beta \cdot \Sigma F/V_{\text{ж}}$ представляет собой истинный объем барботируемого газа (в виде пузырей) в топливе на заданном уровне парциального давления в свободном объеме с учетом влияния гидростатики. При этом основополагающим фактором, влияющим на кинетику массообмена, является расход барботируемого газа. С увеличением его расхода следует ожидать сокращения времени на топливоподготовку и, наоборот, с уменьшением расхода газа время будет возрастать.

Для устранения технологической неравновесности, возникающей за счет неполного охвата объема устройства потоком газовых пузырей, необходимо обеспечить перекрытие соседних потоков барботируемого газа [9]. С целью реализации данного требования, соседние отверстия барботажных коллекторов необходимо располагать таким образом, чтобы области захвата газовых факелов перекрывались.

Согласно [16, 17] истекающая из отверстия осесимметричная затопленная струя характеризуется углом расширения (α) равным $\sim 24^\circ$. Радиус газожидкостного факела выходящего на поверхность определяется как:

$$R_{\text{СТР}} = \text{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot H_{\text{КРТ}}, \quad (11)$$

где $H_{\text{КРТ}}$ – высота уровня топлива.

Расчетные значения радиуса выходящей на поверхность струи, для характерного диапазона $H_{\text{КРТ}} = 1,5 \div 2,5 \text{ м}$ составляют $0,3$ и $0,5 \text{ м}$ соответственно. Расстояние между соседними отверстиями в барботажных коллекторах, с учетом перекрытия газовых факелов, составит $0,4 \div 0,8 \text{ м}$.

Из приведенного следует, что с увеличением высоты уровня топлива, также необходимо увеличивать расстояние между отверстиями барботажных коллекторов.

При барботаже в нижней половине емкости целесообразно устанавливать параллельные барботажные трубопроводы образующие сетчатую структуру с равными сторонами от $0,4$ до $0,8 \text{ м}$.

3. Расчетный анализ

В практике топливоподготовки для определения расхода газа на барботаж используется критерий расходонапряженности – $G_r/V_{\text{ж}} \text{ г/(м}^3\cdot\text{с)}$, представляющий отношение весового расхода барботажного газа к одному кубическому метру жидкости.

Рекомендуемый максимальный предел расходонапряженности по гелию составляет $\sim 0,2 \text{ г/(м}^3\cdot\text{с)}$, а нижний – $0,044 \text{ г/(м}^3\cdot\text{с)}$ [18]. Таким образом, можно принять диапазон изменения расходонапряженности от $0,044$ до $0,2 \text{ г/(м}^3\cdot\text{с)}$.

Расчетное значение кинетики удаления азота, по зависимости (3), для барботажа топлива гелием, через сеть перфорированных трубопроводов расположенных вдоль нижней образующей горизонтально установленной цилиндрической емкости диаметром $d_{\text{емк}} = 2,2 \text{ м}$, объемом $V_{\text{емк}} = 20 \text{ м}^3$ со степенью заполнения $0,8$, расходонапряженностью гелия $0,09 \text{ г/(м}^3\cdot\text{с)}$ и исходной концентрацией азота, $C_0 = 0,31 \text{ кг/м}^3$ для АТ и $C_0 = 0,18 \text{ кг/м}^3$ для НДМГ, отражено на рис. 3 и 4.

В соответствие с представлением о механизме переноса вещества направление массообмена (из фазы к границе раздела или в обратном направлении) не влияет на коэффициент массообмена. Поэтому можно ожидать, что коэффициенты массообмена при сорбции и десорбции будут одинаковыми [19]. Другими словами одновременно с процессом десорбции азота при барботаже происходит сорбция компонентами топлива гелия – топливо насыщается до определенной концентрации.

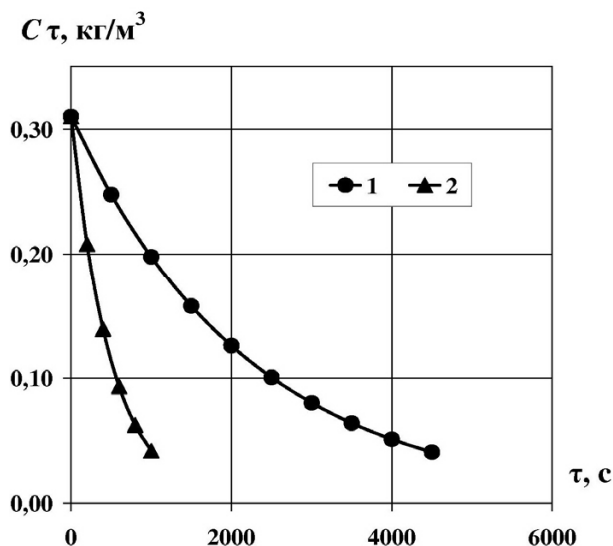


Рис. 3. Расчетное изменение концентрации азота в АТ в зависимости от температуры: 1 – 1°C ($p_{\text{атм}}+0,2$); 2 – 35°C ($p_s+0,2$)

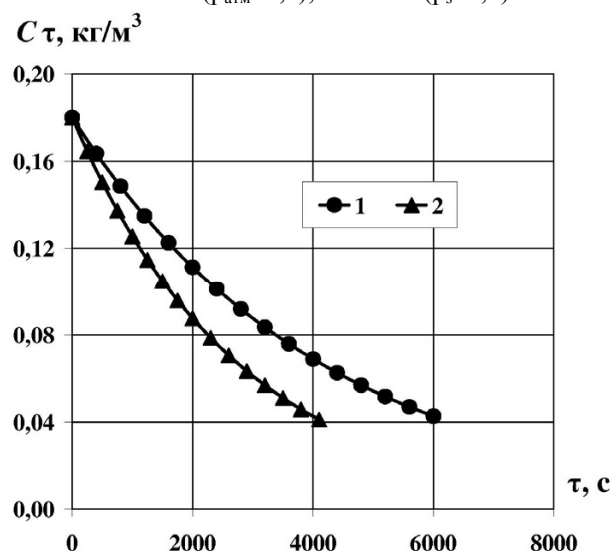
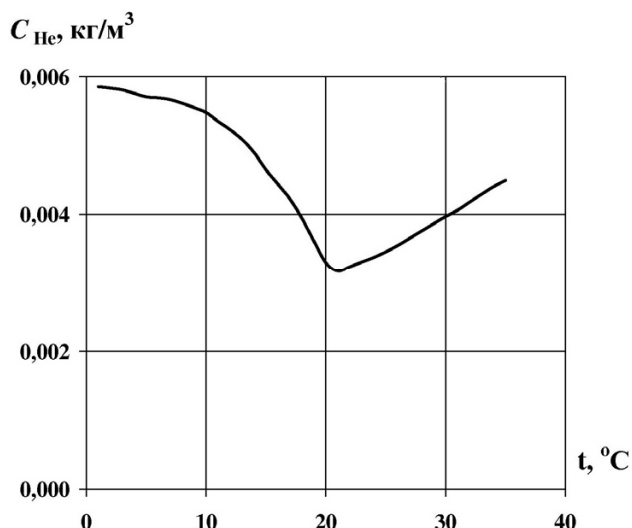
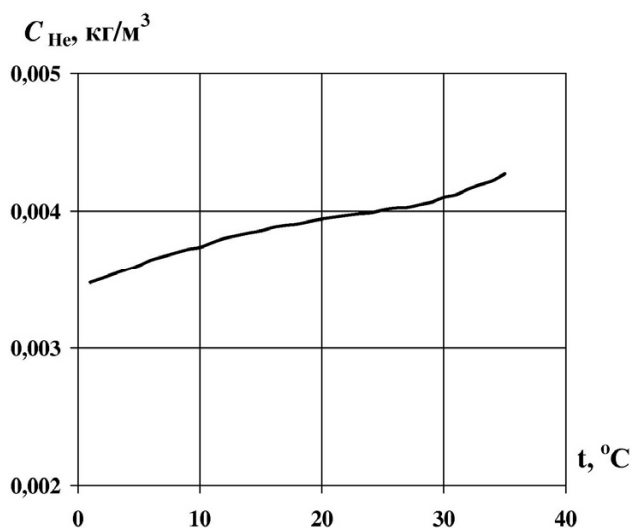


Рис. 4. Расчетное изменение концентрации азота в НДМГ в зависимости от температуры: 1 – 1°C ($p_{\text{атм}}+0,2$); 2 – 35°C ($p_{\text{атм}}+0,2$)

Как известно, интенсивность растворения барботируемого газа пропорциональна его коэффициенту растворимости (Генри) для конкретной жидкости и он тем больше, чем выше температура топлива, а согласно закону Генри, – концентрация газа в жидкости прямо пропорциональна парциальному давлению данного газа в свободном объеме емкости. Следовательно, поддерживая давления в процессе барботажа по приведенным рекомендациям, для обоих компонентов насыщение гелием при повышении температуры будет увеличиваться за счет роста параметра $\chi(T)$, а по АТ при $t \leq 20^{\circ}\text{C}$ – за счет роста парциального давления в свободном объеме емкости (рис. 5).



а



б

Рис. 5. Изменение концентрации гелия в зависимости от температуры и режима поддержания давления при барботаже: а – АТ; б – НДМГ

Из анализа графиков можно сделать вывод, что для получения КЖРТ с требуемым газосодержанием, в части наиболее быстрого достижения минимальной остаточной концентрации азота, целесообразно проведение операции дегазирования при повышенных температурах более 20°C по азотному тетраоксиду (АТ) и 35°C по несимметричному диметилгидразину (НДМГ) соответственно. Данные температурные условия могут быть достигнуты без применения нагрева компонентов топлива в натуральных условиях космодромов, находящихся в экваториальной зоне, что значительно снизит стоимость системы заправки.

Заключение

Таким образом, в настоящей статье разработана методика расчета замещения среднерастворимого газа – азота, труднорастворимым гелием путем барботаж, которая включает:

- расчет кинетики десорбции/сорбции растворенного газа в топливе;
- расчет удельной межфазной поверхности, представляющей соотношение суммарной поверхности газовых пузырей к объему жидкости;
- расчет изменения газосодержания в слое топлива.

Предложена упрощенная методика расчета коэффициента массообмена газа в топливе при барботаже, базирующаяся на классификации растворимости газов в топливе.

Выработаны рекомендации по конструктивной схеме барботажных коллекторов для установки топливоподготовки.

Применение предложенной технологии барботажа позволит, исключив вакуум-насосы, упростить систему заправки, а соответственно снизить и ее стоимость при фиксированном экономическом эффекте на каждый пуск ракеты-носителя.

Литература

1. Венгерский, Э. В. Гидродинамика двухфазных потоков в системах питания энергетических установок [Текст] / Э. В. Венгерский, В. А. Морозов, Г. Л. Усов. – М. : Машиностроение, 1982. – 128 с.
2. Мошкин, Е. К. Нестационарные режимы работы ЖРД [Текст] / Е. К. Мошкин. – М. : Машиностроение, 1970. – 336 с.
3. Лаурсабов, К. А. Летные испытания ЖРД [Текст] / К. А. Лаурсабов, Л. В. Пронь, А. В. Сердюк. – М. : Машиностроение, 1977. – 189 с.
4. Петров, В. И. Кавитация в высокооборотных лопастных насосах [Текст] / В. И. Петров, В. Ф. Чебаевский. – М. : Машиностроение, 1982. – 192 с.
5. Сало, М. П. Методы подготовки топлив по газосодержанию и пути их совершенствования [Текст] / М. П. Сало, А. Г. Налета, Г. М. Иваницкий // Труды 6 Общероссийской молодежной науч.-техн. конф. «Молодежь. Техника. Космос». – СПб. : БГТУ, 2014. – С. 37-38.
6. Обоснование мероприятий, обеспечивающих отсутствие газовых включений в РМ перед третьим включением МД 3 ступени [Текст] : техн. отчет. Циклон-4.21.13749.123ОТ. – ГП «КБ «Южное», 1999. – 31 с.
7. Хлыбов, В. Ф. Основы устройства и эксплуатации заправочного оборудования [Текст] / В. Ф. Хлыбов. – М. : изд-во РВСН имени Петра Великого, 2003. – 248 с.
8. Ермашкевич, В. Н. Гидро- и термодинамика насосных систем энергоустановок на четырёх-окиси азота [Текст] / В. Н. Ермашкевич ; под ред. Л. Л. Васильева. – Минск : Наука и техника, 1987. – 287 с.
9. Шлейфер, А. А. Перспективные технологии подготовки топлив с улучшенными эксплуатационными свойствами [Текст] / А. А. Шлейфер, А. Н. Литвинов. – Ульяновск, 1989. – 215 с.
10. Сало, М. П. Способ интенсификации тепло- и массообменных процессов при подготовке КРТ для верхних ступеней РН [Текст] / М. П. Сало, Г. М. Иваницкий // Вестник Днепропетровского университета. Ракетно-космическая техника. – 2008. – Вып. 12, Т. 2. – С. 130-140.
11. Соколов, В. Н. Газожидкостные реакторы. [Текст] / В. Н. Соколов, И. В. Доманский. – Л. : Машиностроение, 1976. – 216 с.
12. Полухин, Д. А. Отработка пневмогидросистем двигательных установок ракет-носителей и космических аппаратов с ЖРД [Текст] / Д. А. Полухин, В. М. Орещенко, В. А. Морозов. – М. : Машиностроение, 1987. – 248 с.
13. Кутателадзе, С. С. Гидравлика газожидкостных систем. [Текст] / С. С. Кутателадзе, М. А. Стырикович. – М.-Л. : Госэнергоиздат, 1958. – 232 с.
14. Пенный режим и пенные аппараты [Текст] / Э. Я. Тарат, И. П. Мухленов, А. Ф. Туболкин, Е. С. Тумаркина. – Л. : Химия, 1977. – 304 с.
15. Сало, М. П. Массообмен газа с топливом в баке верхней ступени при стоянке ракеты-носителя [Текст] / М. П. Сало, А. В. Сичевой // Системне проектування та аналіз характеристик аерокосмічної техніки : зб. наук. праць. – Днепропетровск : Пороги, 2012. – Т. 14. – С. 58-70.
16. Лаптев, А. Г. Модели пограничного слоя и расчет теплообменных процессов [Текст] / А. Г. Лаптев. – Казань : изд-во Казанск. ун-та, 2007. – 500 с.
17. Альтишуль, А. Д. Гидравлика и аэродинамика [Текст] : учеб. для вузов / А. Д. Альтишуль, Л. С. Животовский, Л. П. Иванов. – М. : Стройиздат, 1987. – 414 с.
18. Брагинский, Л. Н. Моделирование аэрационных сооружений для очистки сточных вод [Текст] / Л. Н. Брагинский, М. А. Евилевич, В. И. Бегачев. – Л. : Химия, 1980. – 144 с.
19. Рамм, В. М. Абсорбция газов [Текст] / В. М. Рамм. – М. : Химия, 1974. – 656 с.

Поступила в редакцию 23.05.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В. С. Хорошилов, Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М. К. Янгеля», Днепропетровск.

МЕТОД ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАЛИВА ДЛЯ ПРД КОСМІЧНИХ СТУПЕНІВ

М. П. Сало, Г. М. Іваницький, Г. Г. Налета, О. В. Січевий

Наведено деякі чинники погіршення експлуатаційних характеристик палив, які обумовлено розчиненням газом. Запропоновано спосіб локалізації утворення вільних газових включень. Відзначено, що серед найбільш поширених методів його досягнення є паливопідготовка – примусове газове кипіння під вакуумом. Як альтернатива розглянуто простий технологічний спосіб – заміщення азоту гелієм, що знижує можливу несплошність палива при роботі ПРД. Метод дозволяє об'єднати ряд операцій. Вироблено рекомендації щодо конструктивної схеми барботажних колекторів установки паливопідготовки. Технологія дозволить, виключити вакуум-насоси, спростити систему заправки, а відповідно понизити і її вартість.

Ключові слова: газозміст, паливопідготовка, барботаж, десорбція, сорбція, коефіцієнт масообміну, азот, гелій, пузири, отвори в барботажних колекторах.

FUEL PERFORMANCE IMPROVEMENT METHOD OF LPS STAGES

M. P. Salo, G. M. Ivanitski, A. G. Nalota, A. V. Sichevoj

There were stated some aspects of fuel performance decreasing caused by the gas diluted in the fuel. A localization method of entrapped gas was also proposed. As it was pointed that the most wide spread method of localization is a propellant conditioning operation – forced vacuum gas boiling. As an alternative method there was suggested a simple technological method – nitrogen replacement by the helium. It allows to decrease the possible fuel imperfection during the LPS running and unite some operations. Provided recommendations regarding the construction arrangement of bubbling collectors in a conditioning unit. This technology will allow to eliminate the vacuum pumps, simplify the fuelling system, and so to reduce it's cost.

Key words: gas level, fuel conditioning, bubbling, desorption, sorption, mass exchange coefficient, nitrogen, helium, bubbles, bubbling collector openings.

Сало Максим Петрович – начальник сектора, Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля», Днепропетровск, Украина, e-mail: salo.mp@mail.ru.

Іваницький Геннадій Михайлович – начальник отдела, Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля», Днепропетровск, Украина.

Налета Анна Григорьевна – инженер-конструктор 3 категории, Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля», Днепропетровск, Украина.

Сичевой Алексей Владимирович – д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой, Днепропетровский национальный университет им. Олеса Гончара, Днепропетровск, Украина, e-mail: asi@ua.fm.

УДК 629.7

Г. В. ЛАЗУТКИН, К. В. БОЯРОВ

Самарский Государственный Аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара, Россия

РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА ПРОЕКТИРОВАНИЯ РАЗГРУЗОЧНЫХ И ПРОТИВОУДАРНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ МЕТАЛЛОРЕЗИНОВЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ

Освещены основные вопросы и особенности расчётов специально вводимых в конструкцию виброизоляторов противоударных и пружинных разгрузочных устройств, предназначенных для восприятия значительных массовых нагрузок и мощных ударов. Получены зависимости и алгоритмы определения упругих характеристик и конструктивных параметров устройств в зависимости от технических требований, предъявляемых к виброизоляторам из МР. Предложен алгоритм расчёта противоударного устройства на основе билинейного представления упругой характеристики виброизолятора с пружинным устройством. Создан алгоритм расчёта параметров разгрузочной цилиндрической пружины.

Ключевые слова: виброзащитная система (ВС), виброизоляторы из МР, противоударная защита, упругая характеристика, пружина, разгрузочное устройство, конструктивные параметры, алгоритм расчёта.

Введение

В отечественной практике для целей виброизоляции и демпфирования опасных колебаний виброзащитных систем (ВС) широко применяются цельнометаллические виброизоляторы с упругодемпфирующими элементами (УДЭ) из материала МР. Существенными недостатками таких виброизоляторов является их малая грузоподъемность и сравнительно высокие резонансные частоты: от 15 Гц до 35 Гц и более, в зависимости от типа виброизолятора и конструктивных форм УДЭ. Создание виброизоляторов с резонансными частотами ниже 7 Гц без радикального изменения конструкции весьма затруднительно. Это обусловлено естественным увеличением амплитуд виброперемещений возбуждающей вибрации в области низких частот и, как следствие, возрастанием амплитуд деформаций виброизоляторов. Причем в силу нелинейности упругодемпфирующих свойств виброизоляторов, вызванной наличием упругих и фрикционных связей проволоочных макроэлементов УДЭ, демпфирующая способность виброизоляторов с увеличением амплитуд их деформаций падает. Вместе с тем необоснованное увеличение грузоподъемности с целью снижения резонансных частот приводит к недопустимым смещениям центров статического и динамического равновесия.

Сочетание всех этих неблагоприятных факторов приводит к необходимости значительного увеличения рабочего хода и, как следствие, габаритно-массовых характеристик виброизоляторов, являю-

щихся основными причинами неконструктивности разрабатываемых низкочастотных виброизоляторов из МР.

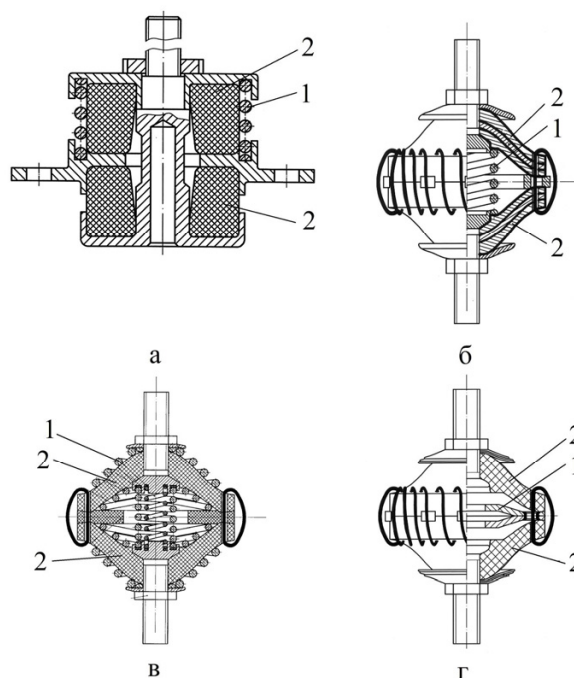


Рис. 1. Конструкции виброизоляторов с пружинными разгрузочными и противоударными устройствами: 1 - разгрузочная пружина; 2 - УДЭ

Указанные недостатки можно устранить путём введения в отработанные конструкции виброизоляторов (прототипов) пружинных разгрузочных устройств (ПРУ) (рис. 1). Их главное назначение -

обеспечивать восприятие постоянно действующей нагрузки (веса ВС) или её части за счет усилия поджатия пружин в конструкциях разрабатываемых виброизоляторов. Выбор значений этого усилия во многом зависит от особенностей конструкций прототипов и разгрузочных устройств. Так, например, для виброизолятора, содержащего два одинаковых УДЭ, работающих по схеме двухстороннего упора (рис. 1, а), усилие поджатия пружин в разгрузочном устройстве должно соответствовать весу ВС. Если же УДЭ испытывают нагрузки сжатия и расширения, а разгрузочное устройство взаимодействует только с крепёжными деталями в УДЭ, то усилие поджатия пружин можно выбрать как разность между значениями разрабатываемого виброизолятора и его прототипа.

В силу большого разнообразия геометрических форм УДЭ пружины разгрузочных устройств виброизоляторов должны иметь различные формы: конические, цилиндрические, бочкообразные, тарельчатые и др. Причём разгрузочное устройство может содержать одну или несколько пружин, в том числе и в сочетании их различных форм, но устанавливаемых в виброизолятор концентрично (рис. 1, в). Их упругие свойства, характеризующиеся, например, средней жесткостью в рабочем диапазоне амплитуд деформаций, должны быть значительно ниже аналогичных жесткостей самого виброизолятора. В этом случае коэффициент рассеяния энергии уменьшается на величину, практически пропорциональную отношению вышеуказанных жесткостей, и, соответственно, коэффициент передачи на резонансе увеличивается на ту же величину.

Заметим, что при концентричной установке нескольких пружин могут быть решены две разные задачи. Одна из них - уменьшение жесткости ПРУ при заданных значениях грузоподъемности, рабочего хода, максимальных напряжений и габаритов; другая же заключается в увеличении грузоподъемности ПРУ при заданной его жесткости. Положительное решение первой задачи совместно с возможностью обеспечения дополнительного рассеяния энергии за счет контактирования поверхностей УДЭ и пружин позволяет в значительной мере устранить нежелательное увеличение коэффициента на резонансных режимах работы виброизоляторов.

Не менее сложной является задача обеспечения противоударной защиты ВС с помощью виброизоляторов общего применения. Подобная задача является зачастую нерешаемой из-за высокой энергии ударных нагрузок и сравнительно малой энергоемкости виброизоляторов. Вместе с тем требования по виброизоляции защищаемых машин и их агрегатов, как правило, противоречивы с требованиями по противоударной защите. Поэтому поиск компо-

миссных решений по требуемым характеристикам виброизоляторов возможен лишь для ограниченного круга задач вибро- и ударозащиты, осуществляемых с помощью специальных противоударных устройств (ПУ) (см. рис. 1г) с высокой энергоемкостью.

1. Алгоритм проектирования ПУ

Рассмотрим два основных этапа определения параметров упругой характеристики виброизолятора, обеспечивающей выполнение заданных требований по противоударной защите ВС.

На первом этапе проводят предварительную оценку противоударных характеристик для виброизоляторов с конструкционным демпфированием, обеспечивающих выполнение требований по виброзащите ВС массой M (весом G). При этом учитываются:

- заданные требования по воздействующим ударным ускорениям $J(t)$ с длительностью τ_y и пиковой перегрузкой J_y ограничения по перемещениям ВС (допускаемым прогибам виброизоляторов $x_d^{(тт)}$), коэффициент передачи удара $\tau_d^{(тт)}$ и др.;
- линейная теория ударного нагружения ВС с помощью замены реальных форм ударного импульса эквивалентным прямоугольником с пиковой возбуждающей нагрузкой $\beta_y = \bar{G} \cdot J_y$ и упругогистерезисной характеристикой (УГХ) виброизолятора в форме $\eta = \xi + \sigma$, где η, ξ - безразмерные нагрузка и деформация соответственно, σ - знак скорости деформации $\dot{\xi}$ [1].

В этом случае максимальный прогиб виброизолятора ξ_{m1} всегда реализуется на первом этапе движения ВС независимо от длительности удара. Последнее позволяет получить решение задачи о противоударной защите ВС из решения нелинейного дифференциального уравнения второго порядка в виде [1]:

$$\xi_{m1} = \begin{cases} 2\sqrt{\beta_y(\beta_y - 1)\sin^2 \frac{\theta_y}{2} + 0,25 - 1}, & \theta_y < \theta_1; \\ 2(\beta_y - 1), & \theta_y > \theta_1; \end{cases} \quad (1)$$

где: $\theta_y = \tau_y \omega_0$ - безразмерная длительность удара;

$\theta_1 = \tau_1 \omega_0$ - время завершения первого подэтапа движения ВС τ_1 , когда первый раз выполняется условие $\dot{\xi}(\theta_1) = 0$;

$$\omega_0^2 = \frac{T_n^{(M)}}{a_n^{(M)} M};$$

$T_n^{(M)}$ - коэффициент подобных преобразований по нагрузке;

$a_n^{(M)}$ - коэффициент подобных преобразований по прогибам;

$\xi_{m1} = \frac{x_{m1}}{a_n^{(M)}}$ - безразмерная максимальная деформация x_{m1} , соответствующая условию $\dot{\xi}(\theta) = 0$.

С помощью ранее найденных множества пар значений $\{T_{n,i}^{(M)}; a_{n,i}^{(M)}\} \forall i \in [1, 2 \dots N]$ определим множество значений $\{\beta_{y,i}\} \in \{J_{y\gamma} \cdot \overline{G_i}\}$, а затем множество $\{\theta_{y,i}\} \in \{\tau_y \cdot \omega_{b,i}\}$. Эти множества значений позволяют определить множество $\{\xi_{m,1}^{(i)}\}$, а затем множество $\{x_{m,1}^{(i)}\} \in \{\xi_{m,1}^{(i)} \cdot a_{n,1}^{(i)}\}$ размерных прогибов виброизоляторов, а также множество $\{\mu_{y,i}\} \in \left\{ \frac{\xi_{m,1}^{(i)} + 1}{\beta_{y,i}} \right\}$. Если внутри множеств $\{x_{m,1}^{(i)}\}$ и $\{\mu_{y,i}\}$ существует подмножество $\{x_{m,1}^{(j)}\}$ и $\{\mu_{y,j}\}$, $\forall j \in [m, m+1 \dots n]$, $N \geq m \geq 1$, для которых выполняются неравенства $\{x_{m,1}^{(j)}\} \leq \{x_{m,1}^{(TT)}\}$ и $\{\mu_{y,j}\} \leq \{\mu_{y,1}^{(TT)}\}$, то задача обеспечения противоударных характеристик виброизоляторов может быть решена. В противном случае заданные требования по противоударной защите не выполнимы. Однако если при этом внутри подмножества $\{\mu_{y,i}\}$ существует еще одно подмножество значений $\mu_y \in \{\mu_{y,k}\}$ и при этом $\mu_{y,k} \ll \mu_y^{(TT)}$, то технически оправданным становится применение в виброизоляторах противоударных устройств. Тогда на втором этапе рассматривается задача выбора параметров упругих характеристик ПУ.

Как следует из проведенного анализа, введение ПУ в конструкцию виброизолятора целесообразно при высокой энергии возбуждающих ударных импульсов $J(t)$ с большим пиковым ускорением, но малой длительностью удара $\tau_y \ll \frac{\pi}{\omega_b}$. В этом случае на основании закона сохранения количества движения для первого подэтапа движения ВС можно записать:

$$\int_0^{\tau_y} J(t) dt = \sqrt{\frac{2}{M} x_{m,1}^{(k)}} \int_0^{\tau_y} F_1(x) dx, \quad (2)$$

где $F_1(x)$ - реакция виброизолятора на первом подэтапе.

Оценивая диссипативные возможности виброизолятора-прототипа и ПУ коэффициентом восстановления удара $K_{уд}$ и считая его $K_{уд} \ll 1$, можно воспользоваться при проектировочных расчётах, как и выше, рассмотрением только первого подэтапа решения.

Отметим, что при больших значениях β_y выражение (1) приобретает вид:

$$\xi_{m,1} = \begin{cases} 2\beta_y \sin \frac{\theta_y}{2}, & \theta_y < \theta_1; \\ 2\beta_y, & \theta_y > \theta_1. \end{cases}$$

Т. е. сила сухого трения практически не оказывает влияния на величину ξ_{m1} , определяемую как обычно для линейной системы без деформирования.

С учетом изложенного, а также схемы (рис. 2), представим упругую характеристику виброизолятора как билинейную в размерном виде:

$$R = \begin{cases} \frac{T_n^{(M)}}{a_n^{(M)}} \cdot x, & \forall x \in [0, \Delta_B], \\ C_p \Delta_B + C_\Sigma (x - \Delta_B), & \forall x \in [\Delta_B, x_{c,n}^*], \end{cases} \quad (3)$$

где $\Delta_B \approx (2 \div 3) A_p$;

$$C_\Sigma = C_p + C_{пу};$$

$C_{пу}$ - потребная жесткость ПУ.

Тогда, воспользовавшись соотношениями (2) и (3), а также обозначениями (см. рис. 2), получим наименьшие величины для $C_{пу}$:

$$C_{пу} = \frac{M}{\Delta_y^2} \left[\left(\int_0^{\tau_y} J(t) dt \right)^2 - \frac{T_n^{(M)}}{a_n^{(M)}} x_{c,n}^* \left(\frac{2x_{c,n}^*}{\Delta_y^2} - \Delta_B \right) \right] \quad (4)$$

и для коэффициента передачи удара:

$$\mu_y = \frac{\frac{T_n^{(M)}}{a_n^{(M)}} \Delta_B + C_\Sigma \Delta_y}{MJ_y} = \frac{C_p \Delta_B + C_{пу} \Delta_y}{MJ_y}. \quad (5)$$

При этом величины $C_{пу}$ (4) и μ_y (5) могут регулироваться парами расчетных значений $T_{n,k}^{(M)}$ и $a_{n,k}^{(M)}$ и k -го подмножества (см. выше).

Сформулируем основные конструктивные требования, предъявляемые к ПРУ:

— обеспечение требуемой несущей способности ПРУ (грузоподъемности или величины предвзрывного поджатия $G_{пр} = K_p G$, где K_p - коэффи-

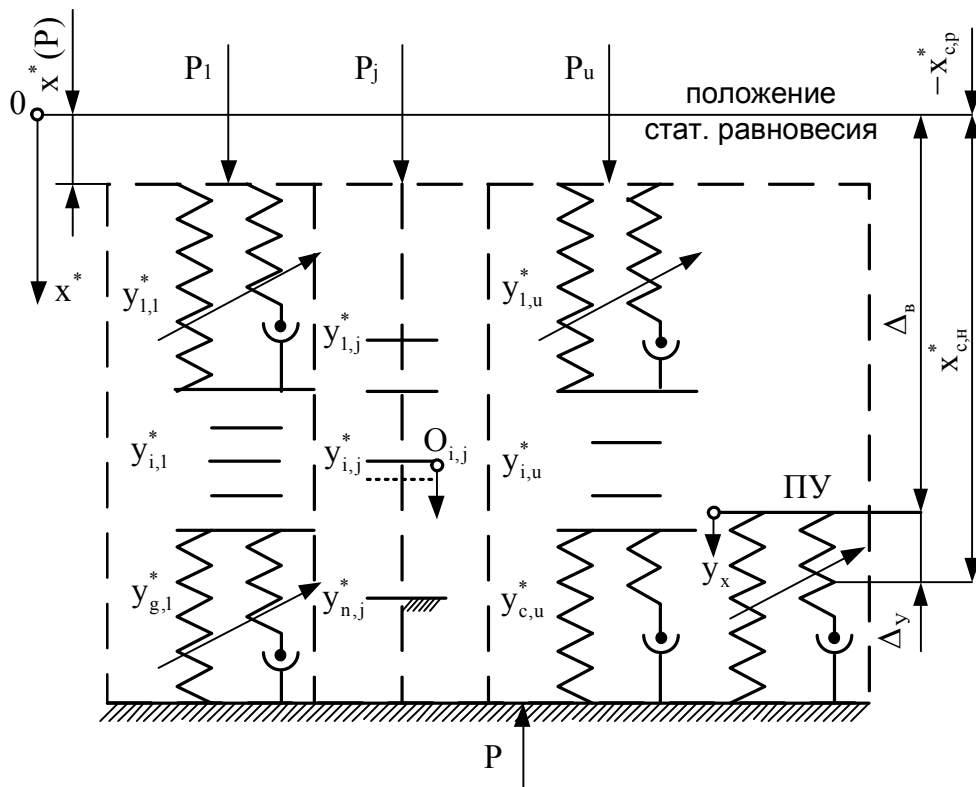


Рис. 2. Принципиальная схема виброизоляторов, содержащих ПРУ и ПУ

коэффициент недогрузки ПР; $G = G_{пр} + G_B$; $G_{\hat{a}}$ - часть весовой нагрузки G , воспринимаемой виброизолятором-прототипом);

- обеспечение работоспособности ПРУ в пределах допускаемых прогибов $x_{c,n}^*$ и $x_{c,p}^*$.

Другая часть требований вызвана условиями конструктивной совместимости виброизоляторов-прототипов, а в рассматриваемом ниже случае - ПРУ и других компонент проектируемых виброизоляторов:

- высотой $H_{сж}$ полностью сжатой пружины и в свободном состоянии - $H_{сп} = H_{сж} + H_y$,

$H_y = K_{зп}(x_{c,n}^* + x_{c,p}^*)$ - допустимая величина прогиба пружины ПРУ; $K_{зп} = 1,2 \div 1,4$ - коэффициент запаса на пространственный характер прогибов ПРУ;

- наружным D_B и внутренним D_b диаметром пружины, в зависимости от конструкции виброизолятора-прототипа;

- приближенным или неполным геометрическим подобием основных форм виброизоляторов-прототипов и других компонент, сопрягаемых с ПРУ.

Требования к основным конструктивным параметрам пружин ПРУ определяются из найденных

потребных УГХ ($T_n^{(M)}$ и $a_n^{(M)}$) проектируемых виброизоляторов и связанных с ними величин $x_{c,n}^*$, $x_{c,p}^*$, Δ_B , Δ_y для прототипов, а также грузоподъемностью и ограничениям по габаритно-массовым характеристикам создаваемых конструкций.

Как известно, расчёт конструктивных параметров пружины можно осуществлять на основе величин потребных жесткости пружины $C_{пр}$ и ее конструктивного прогиба H_y из условия обеспечения ее прочности и несущей способности G_n . При этом существует два варианта расчёта пружин, основанных на выборе допускаемого прогиба: $H_y = K_{зп}(x_{c,n}^* + x_{c,p}^*)$ и $H_y \gg x_{c,n}^*$.

2. Алгоритм расчёта конструктивно-технологических параметров ПУ

Воспользуемся существующими методиками расчёта пружин [2], с помощью которого определяют конструктивные параметры: толщина проволоки d_0 , число рабочих n_p и опорных $n_{оп}$ витков пружины. Тогда, исходя из вышеизложенных условий, рассмотрим один из методов расчета конструктив-

ных параметров пружины для случая при $K \approx 1,12$.

$$H_y = K_{зп}(x_{с,н}^* + x_{с,р}^*).$$

В этом случае потребная жёсткость пружины $C_{пр}$ и диаметр проволоки, из которой она свита, будет определяться соотношениями:

$$C_{пр} = \frac{G_M d_0^4}{8D_{с,н}^3} ; d_0 = 1,373 \sqrt[3]{\frac{K P_{ру} D_c}{[\tau]}} ;$$

$$K = \frac{4\bar{D}_c + 2}{4\bar{D}_c - 3} ; \quad \bar{D}_c = \frac{D_c}{d_0}, \quad (6)$$

где G_M - модуль упругости;

$[\tau]$ - допускаемое напряжение.

При этом максимальная нагрузка на ПРУ составит:

$$P_{ру} = K_p G + K_{зп} C_{пр} x_{с,р}^* ;$$

$$D_c = D_{нв} + (-1)^m d_0 ;$$

$$m = \begin{cases} 1, \forall D_{нв} \in \{D_n\} \\ 2, \forall D_{нв} \in \{D_b\} \end{cases}. \quad (7)$$

С помощью выражений (6) и (7) можно получить уравнение, связывающее в неявном виде величины $C_{пр}$, n_p и d_0 , соответственно при заданных или известных значениях G_M , $[\tau]$, D_n или D_b выполняется равенство:

$$\Phi(C_{пр}, n_p, d_0, G_M, [\tau], D_{н,в}) = 0. \quad (8)$$

Разрешим уравнение (8) относительно указанных величин с учетом условий совместимости ПРУ с прототипом. Выражение для потребной жесткости $C_{пр}$ можно записать в виде:

$$C_{пр} = \frac{P_{ру}}{K_{зп}(x_{с,н}^* + x_{с,р}^*)} = \frac{P_p G}{K_{зп} x_{с,р}^*}. \quad (9)$$

Тогда выражение для определения диаметра проволоки d_0 примет вид:

$$d_0 = \left(1 + (-1)^m \frac{d_0^*}{3D_{нв}} \right), \quad (10)$$

при этом величина d_0^* равна

$$d_0^* = 1,373 \sqrt[3]{\frac{K \cdot K_p G D_{нв} \left[1 + \frac{x_{с,н}^*}{x_{с,р}^*} \right]}{[\tau]}},$$

При этом из выражения для определения потребной жёсткости (6) и (9) запишем соотношение для потребного числа рабочих витков:

$$n_p = \frac{K_{зп} G_M d_0^{*4} \left(1 + (-1)^m \frac{4d_0^*}{3D_{нв}} \right)}{8K_p G \left(1 + (-1)^m \frac{d_0^*}{D_{нв}} \right)^3 D_{нв}^3}. \quad (11)$$

И высоты:

$$H_{сж} = 1,12 d_0 (n_p + n_{оп} - 1). \quad (12)$$

При свободной установке опорных витков цилиндрической пружины на крышке и в корпус минимальное количество $n_{оп} > 1$. При резьбовом типе закрепления опорных витков в крышке и в корпусе $n_{оп} > 2$. Учитывая зависимость величины $\Delta \bar{H}$ от технологических параметров изготовления УДЭ, получаем уравнения не только конструктивной (11) и (13), но и технологической совместимости УДЭ и пружины:

$$H_c = \begin{cases} \frac{1,12 d_0}{1 - \Delta \bar{H}} n_p, & n_{оп} = 1; \\ \frac{1,12 d_0}{1 - \Delta \bar{H}} (n_p + 1), & n_{оп} = 2. \end{cases} \quad (13)$$

Полученное уравнение вместе с условием совместимости внутреннего диаметра пружины $D_{в,пр} \cong D_{н,УДЭ}$ являются основой при проектировании виброизоляторов втулочного типа с разгрузочной пружиной и различными способами ее закрепления при минимально возможных габаритах УДЭ. Последнее обеспечивается также существующими рекомендациями по выбору числа рабочих витков [2] $n_p \geq 3$.

С учетом изложенного, а также выражения (12), получаем:

$$H_c \geq \begin{cases} \frac{3,36 d_0}{1 - \Delta \bar{H}}, & n_{оп} = 1, \\ \frac{4,48 d_0}{1 - \Delta \bar{H}}, & n_{оп} = 2. \end{cases} \quad (14)$$

Таким образом, рассмотренный выше подход является достаточно общим, что позволяет вырабатывать с помощью выражений (3...5), (13) и (14) основные принципы конструирования виброизоляторов с ПРУ и ПУ, включая и создание наиболее рациональных технологических процессов производства УДЭ из материала МР.

Заключение

Предложенный алгоритм расчёта противоударного устройства на основе билинейного представления упругой характеристики виброизолятора с ПУ и величины его энергопоглощающей способности по сравнению с энергоёмкостью удара обеспечивает рациональный выбор, как конструктивных параметров, так и параметров ПУ. Вместе с тем он позволяет определить предельные возможности по защите ВС от ударных нагрузок и наименьшее значение коэффициента передачи удара в пределах заданных ограничений по величинам прогибов виброизолятора с ПУ и виброизолятора-прототипа.

Созданный алгоритм расчёта параметров разгрузочной цилиндрической пружины основывается на ее конструктивной совместимости с виброизолятором-прототипом при условии обеспечения требуемой грузоподъемности и работоспособности вновь создаваемого виброизолятора с ПРУ. Найденные расчётные зависимости позволяют проектировать ПРУ с заданной прочностью и, при необходи-

мости, провести поиск оптимальных решений для нахождения параметров цилиндрических пружин в соответствии с различными функциями цели как по виброзащите, так и по грузоподъемности.

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

Литература

1. Орлов, П. И. Основы конструирования [Текст] : 2 кн. / П. И. Орлов ; под ред. И. Н. Учайева. – 3-е изд., исправл. – М. : Машиностроение, 1988. – 544 с.
2. Лазуткин, Г. В. Динамика виброзащитных систем с конструкционным демпфированием и разработка виброизоляторов из проволоочного материала МР [Текст] / Г. В. Лазуткин. – Самара : СамГУПС, 2010. – 291 с.

Поступила в редакцию 5.06.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. каф. «Инженерная графика» В. А. Антипов, Самарский государственный университет путей сообщения, Россия.

РОЗРОБКА АЛГОРИТМУ ПРОЕКТУВАННЯ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ І ПРОТИУДАРНИХ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ МЕТАЛОГУМОВИХ ВІБРОІЗОЛЯТОРІВ

Г. В. Лазуткін, К. В. Бояров

Висвітлено основні питання та особливості розрахунків віброізоляторів протиударних і пружинних розвантажувальних пристроїв, які спеціально вводяться в конструкцію для сприйняття значних масових навантажень і потужних ударів. Отримано залежності і алгоритми визначення пружних характеристик і конструктивних параметрів пристроїв залежно від технічних вимог, що пред'являються до віброізоляторів з металогуми.

Ключові слова: віброзахисна система (ВС), віброізолятори з МР, протиударний захист, пружна характеристика, пружина, розвантажувальний пристрій, конструктивні параметри, алгоритм розрахунку.

DEVELOPMENT OF ALGORITHM DESIGN UNLOADING AND SHOCKPROOF DEVICES METAL RUBBER DAMPERS

G. V. Lazutkin, K. V. Boyarov

Highlight key issues and features of the calculations specifically introduced into the design of the spring isolators shockproof and unloading devices for perception considerable mass loads and powerful blows. The dependencies and algorithms for determining the elastic characteristics and design parameters of the devices according to the technical requirements of MR vibration isolators.

Key words: vibration system, shock protection, elastic characteristic, spring discharge device, design parameters, the algorithm for calculating.

Лазуткин Геннадий Васильевич – д-р техн. наук, ст. науч. сотр. ОНИЛ-1, Самарский Государственный Аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), Россия, e-mail: lazutkin.gennadij@mail.ru.

Бояров Константин Владиславович – магистрант факультета "Двигатели летательных аппаратов", Самарский Государственный Аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), Россия, e-mail: konst90@gmail.com.

УДК 629.7.036.34

А. И. ЕРМАКОВ, А. В. УРЛАПКИН*Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), Россия*

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ВЕЛИЧИНЫ СВЯЗАННОСТИ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК НА ИСКАЖЕНИЕ СОБСТВЕННЫХ ФОРМ РАБОЧИХ КОЛЁС, ОТКЛОНЯЮЩИХСЯ ОТ СТРОГОЙ СИММЕТРИИ

Лопатки рабочего колеса из-за технологических допусков на изготовление, отличия в свойствах материала и других факторов могут существенно отличаться друг от друга по динамическим свойствам. Это вызывает появление ряда особенностей в динамике рабочего колеса, и также приводит к значительному расхождению реальных и расчётных значений собственных и резонансных частот колебаний, что затрудняет принятие решений по оптимизации конструкций на этапе доводки. В работе показано, что на искажение собственных форм рабочего колеса с отклонением от строгой симметрии значительное влияние оказывает величина связанности колебаний лопаток. Приведены результаты расчёта собственных форм для модельного рабочего колеса. Показано, что при искажении форм нарушается их ортогональность возбуждающим гармоникам, и возбуждение колебаний по каждой из форм происходит несколькими гармониками одновременно.

Ключевые слова: рабочее колесо, спектр, собственная форма, расстройка, преобразования Фурье, метод конечных элементов, резонанс, возбуждающая гармоника, связанность колебаний.

Введение

Реальные конструкции всегда отклоняются от строгой симметрии в большей или меньшей степени; нарушение строгой симметрии вызывается ограничениями по точности формообразования, погрешностями при сборке элементов конструкции рабочих колёс, а также неоднородностью свойств материалов, из которых они изготовлены. Помимо этого нарушению симметрии могут способствовать условия работы: неравномерность окружного поля температур конструкции, окружная неравномерность деформации её и др. Отклонение от симметрии сопровождается нарушением общих свойств спектров собственных колебаний, что способно приводить к существенным изменениям в их динамическом поведении [1]. При испытании двигателей тензометрированию подвергают только ограниченную выборку лопаток на рабочем колесе, что связано, в первую очередь, с трудностью установки датчиков и выводу токосъёмников. Очевидно, что результаты такого испытания будут достаточно верны только для симметричных конструкций; в конструкциях же с нарушением симметрии ограниченность выборки может привести к пропуску элемента, в котором возникают максимальные динамические напряжения. Этот факт заставляет при проектировании назначать повышенные значения коэффициентов запаса, чтобы минимизировать риск от недостаточной достоверности испытания; это может

привести к утяжелению конструкции, снижению её рабочих характеристик и в итоге к снижению конкурентоспособности изделий, что в условиях современного производства является крайне нежелательным.

В связи с этим разработка методов, позволяющих уже на этапе проектирования оценить величину разброса динамических напряжений при заданной степени расстройки, является важной задачей. Исследование процессов, происходящих в конструкциях с нарушениями симметрии, является важным этапом при разработке таких методов, поэтому данная статья посвящена анализу закономерностей, возникающих в таких конструкциях.

1. Теоретические основы

Из-за отклонения от строгой поворотной симметрии гармонический закон распределения смещений при колебаниях по любой из собственных форм всегда искажён. Степень искажения зависит не только от того, насколько сильно нарушена поворотная симметрия, но и от величины связанности колебаний лопаток – чем она меньше, тем больше искажение собственных форм. Под связанностью колебаний здесь понимается способность рабочего колеса передавать механическую энергию от лопатки с максимальной амплитудой ко всем остальным лопаткам венца. Количественно величину связанности можно оценить с помощью коэффициента

χ_m , определяемого по формуле [2]:

$$\chi_m = \lambda_0 \frac{\sum_{j=0}^{S-1} q_{\Sigma j} - 1}{S - \lambda_0}, \quad (1)$$

где χ_m - коэффициент связанности колебаний лопаток;

$\lambda_0 = 1$, если колебания проходят по форме с $m = 0$ или $m = S/2$,

и $\lambda_0 = 2$ в остальных случаях;

$$q_{\Sigma j} = \frac{q_{\Sigma j}}{q_{\max}};$$

$q_{\max}$ - максимальное пространственное смещение в лопаточном венце при колебаниях колеса по рассматриваемой форме;

$q_{\Sigma j}$ - амплитудное пространственное смещение j -ой лопатки в точке, являющейся сходственной к точке, в которой имеет место смещение $q_{\max}$.

Проведённые расчётные исследования показали, что для любой конструкции рабочего колеса уменьшение связанности колебаний качественно приводит к одному и тому же процессу искажения собственных форм, что будет показано ниже.

2. Разработка математической модели

Расчёт производился с использованием программного комплекса ANSYS Mechanical на модельном рабочем колесе, представляющем собой диск постоянной толщины с выполненными с ним заодно 16-ю лопатками (рис. 1). Величина связанности колебаний изменялась за счёт изменения толщины полотна диска h .

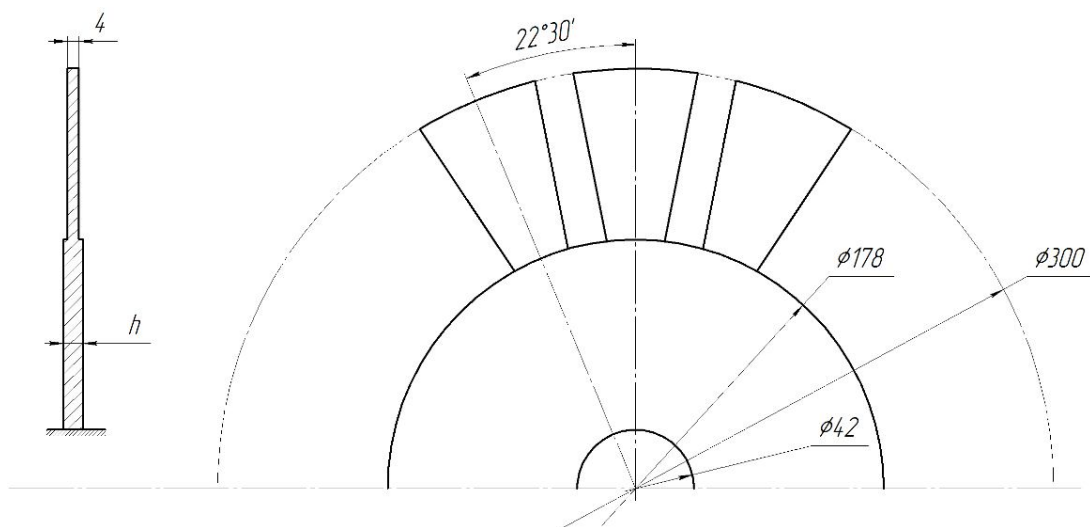


Рис. 1. Конструкция модельного рабочего колеса

Разброс динамических свойств лопаток получен с помощью задания для каждой из лопаток различной величины модуля упругости. Величины парциальных собственных частот лопаток приведены в табл. 1.

Таблица 1

Парциальные собственные частоты лопаток

Номер лопатки	Частота, Гц	Номер лопатки	Частота, Гц
1	675	9	684
2	670	10	675
3	684	11	670
4	663	12	679
5	676	13	686
6	688	14	687
7	687	15	684
8	684	16	673

Для создания модели в ANSYS использован 8-узловой конечный элемент Solid 185 с подключённой опцией внеузловых степеней свободы, что значительно снижает влияние объёма сетки на результаты. Полученная модель (рис. 2) включает в себя 49600 узлов и 40320 элементов. Результаты расчётов приведены ниже.

3. Анализ результатов исследования

Проведённый расчёт показал, что в процессе искажения собственных форм можно выделить два характерных этапа: на первом происходит нарастание искажения формы, что проявляется в относительном уменьшении амплитуд колебаний большинства лопаток. При этом максимальная амплитуда может переходить от одной лопатки к другой. Этап заканчивается, когда форма принимает ярко выраженный локализованный вид, который характеризуется тем, что в колебаниях участвует

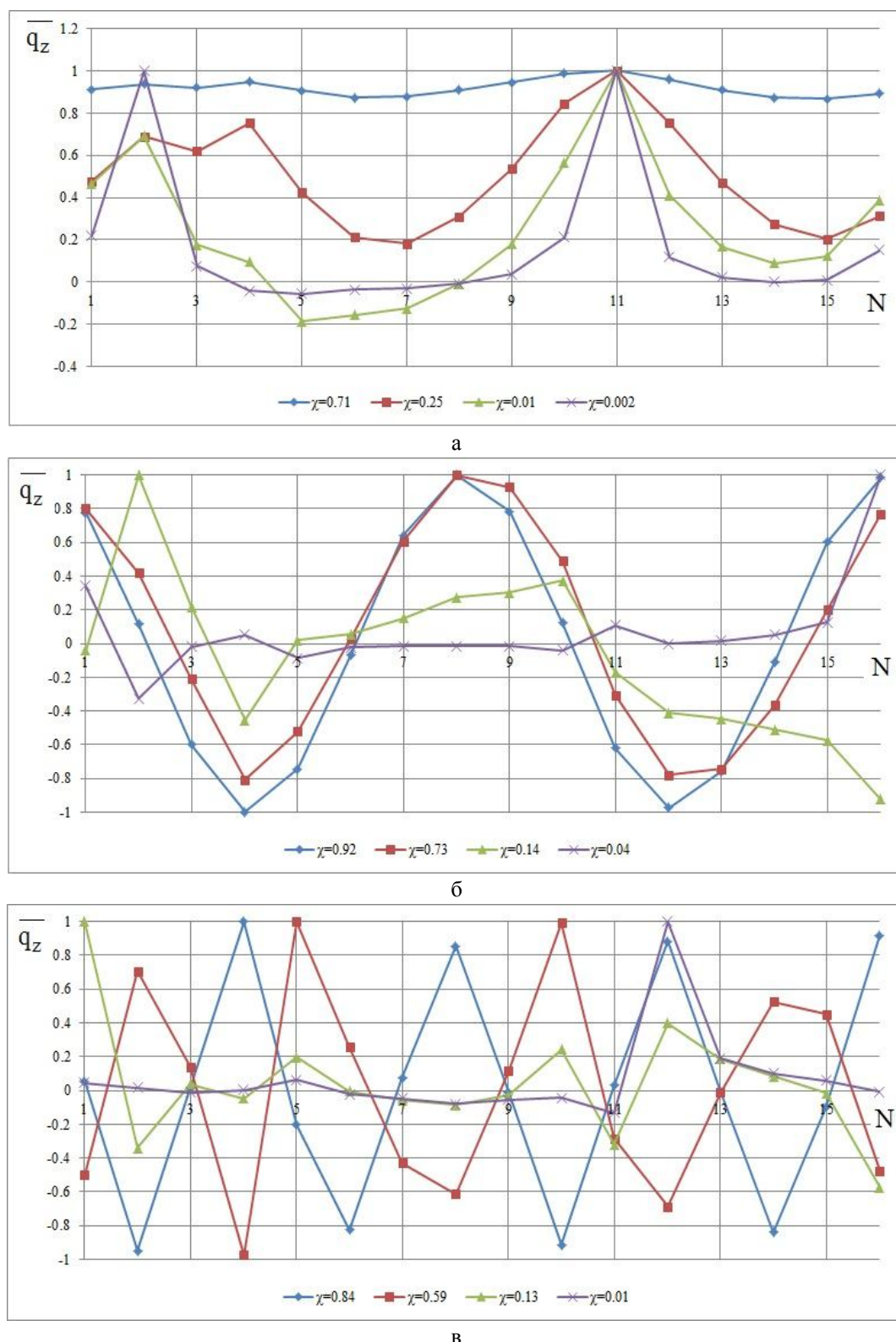


Рис. 2. Искажение собственных форм модельного рабочего колеса:

а – $m=0$; б – $m=2$; в – $m=4$

небольшое число лопаток, а основная их масса имеет незначительные смещения. Среди активно колеблющихся лопаток одна имеет всегда значительно большую амплитуду. На втором этапе процесс локализации усиливается, колебания начинают стягиваться к одной лопатке и в конечном итоге

превращаются в её одиночные смещения. Здесь максимальная амплитуда сохраняется у одной и той же лопатки. Следует отметить, что такие локализованные формы бессмысленно характеризовать числом волн деформаций. Отмеченные закономерности показаны на рис. 2.

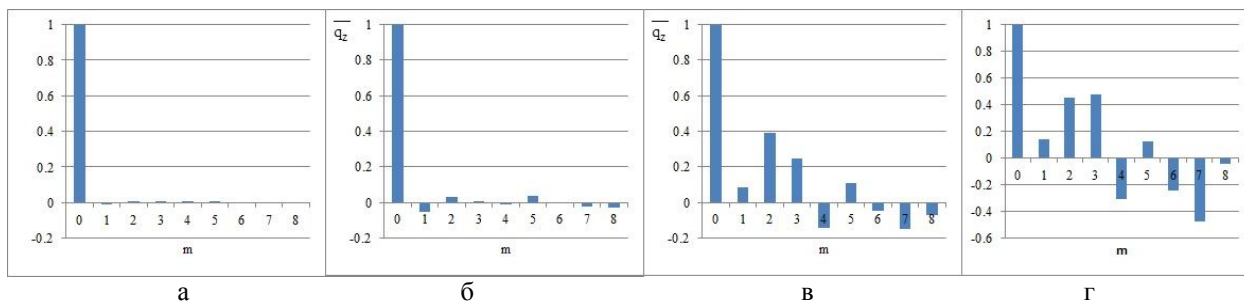


Рис. 3. Изменение гармонического состава формы $m=0$ при утолщении диска:
а – $h=7$ мм; б – $h=14$ мм; в – $h=24$ мм; г – $h=38$ мм

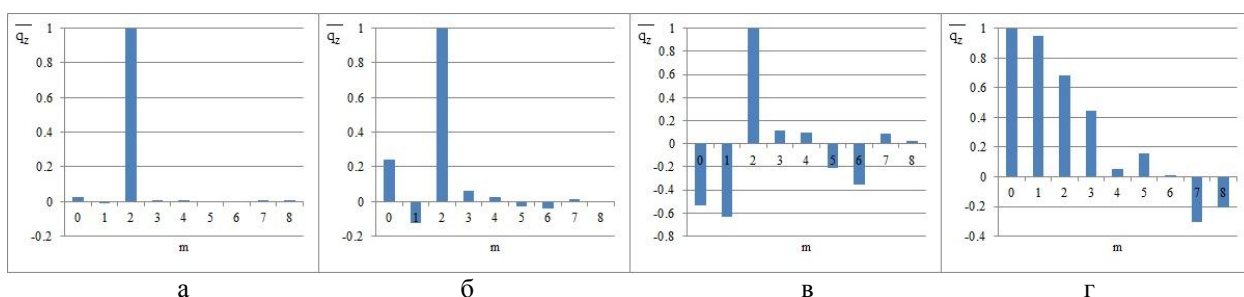


Рис. 4. Изменение гармонического состава формы $m=2$ при утолщении диска:
а – $h=7$ мм; б – $h=14$ мм; в – $h=24$ мм; г – $h=38$ мм

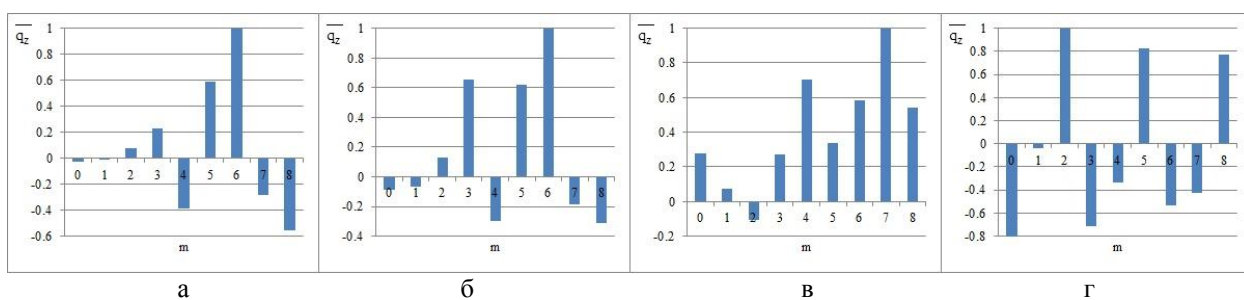


Рис. 5. Изменение гармонического состава формы $m=4$ при утолщении диска:
а – $h=7$ мм; б – $h=14$ мм; в – $h=24$ мм; г – $h=38$ мм

Наиболее ярко описанные закономерности видны для формы с $m=0$, где наиболее сильно сказывается влияние связанности. Полученные распределения смещений далее были разложены в ряд Фурье для определения гармонического состава форм. Разложение представлено на рис. 3-5.

Из рисунков хорошо видно, что при уменьшении связанности колебаний локализованные формы в разложенном виде в качестве составляющих содержат все разрешённые порядком симметрии гармоники.

Заключение

Полученные данные показывают, что формы колебаний при слабой связанности утрачивают вид гармонического распределения смещений, а также нарушается ортогональность форм к возбуждающим гармоникам. Таким образом, каждая из локализо-

ванных форм может быть возбуждена любой из возмущающих гармоник с $m = 0 \dots \frac{S}{2}$. Результирующее колебание в данном случае будет представлять суперпозицию колебаний по всем возбуждённым формам, и будет характеризоваться существенным разбросом амплитуд резонансных напряжений. Результаты исследования будут учитываться при разработке алгоритма определения разброса.

Литература

1. Иванов, В. П. Колебания рабочих колёс турбомашин [Текст] / В. П. Иванов. – М.: Машиностроение, 1983. – 224 с.
2. Ермаков, А. И. Методы и модели расчёта динамических характеристик рабочих колёс ГТД [Текст] : дис. ... д-ра техн. наук : 05.07.05 ;

защищена 22.08.96 ; утв. 08.10.96 / Ермаков Александр Иванович. – Самара, 1996. – 385 с.

3. Tobias, S. A. *The influence of dynamical imperfection on the vibration of rotating disks* [Text] / S. A. Tobias, R. N. Arnold // *Proceedings of the Institution of the mechanical engineers.* – 1957. – 30 p.

4. Choi, Y. S. *Analysis of Structural Mistuning Effects on Bladed Disc Vibrations Including*

Aerodynamic Damping [Text] / Y. S. Choi, D. A. Gottfried, S. Fleeter // *International Compressor Engineering Conference.* – 2004. – Paper 1627. – 8 p.

5. Feiner, D. M. *A fundamental model of mistuning for a single family of modes* [Text] / D. M. Feiner, J. H. Griffin // *ASME Journal of turbomachinery.* – 2002. – Vol. 124. – P. 597-605.

Поступила в редакцию 30.05.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф кафедры производства двигателей летательных аппаратов Н. Д. Проничев, Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), Россия

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ВЕЛИЧИННИ ЗВ'ЯЗАНОСТІ КОЛИВАНЬ ЛОПАТОК НА РОЗЛАД ВЛАСНИХ ФОРМ КОЛИВАНЬ РОБОЧИХ КОЛЕС, ЯКІ ВІДХИЛЯЮТЬСЯ ВІД СТРОГОЇ СИМЕТРІЇ

О. І. Єрмаков, О. В. Урлапкін

Лопатки робочого колеса через технологічні допуски на виготовлення, відмінності у властивостях матеріалу та інших факторів можуть істотно відрізнитися одне від одного за динамічними властивостями. Це викликає появу ряду особливостей в динаміці робочого колеса, і також призводить до значної розбіжності реальних і розрахункових значень власних і резонансних частот коливань, що ускладнює прийняття рішень з оптимізації конструкцій на етапі доведення. У роботі показано, що на спотворення власних форм робочого колеса з відхиленням від строгої симетрії значний вплив робить величина пов'язаності коливань лопаток. Наведено результати розрахунку власних форм для модельного робочого колеса. Показано, що при спотворенні форм порушуються їх ортогональність збудливим гармонікам, і збудження коливань по кожній з форм відбувається кількома гармоніками одночасно.

Ключові слова: робоче колесо, спектр, власна форма, розлад, перетворення Фур'є, метод кінцевих елементів, резонанс, збудлива гармоніка, зв'язаність коливання.

RESEARCH OF INFLUENCE OF VIBRATION CONNECTEDNESS OF BLADES TO EIGENMODE OF MISTUNED BLADE DISK

A. I. Ermakov, A. V. Ur Lapkin

The bladed disks due to the technological manufacturing tolerances, differences in material properties and other factors can vary significantly from each other in dynamic properties. This causes a number of features in the dynamics of the bladed disks, and also leads to a substantial discrepancy between the actual and calculated values of eigenvalues and resonant frequency, making it difficult to optimize the decision-making structures at the stage of finishing. It is shown that the distortion of the natural forms of the bladed disks with a mistuning is significantly affected by the value of connectedness blade oscillation. It present results of calculation of eigenmodes for the model disk. It is shown that the distortion of the forms violated their orthogonality exciting harmonics and vibrational excitation in each of the forms occurs several harmonics simultaneously.

Key words: bladed disk, spectrum, eigenmode, mistuning, Fourier transform, finite element method, resonance, exciting harmonic, oscillation coupling.

Ермаков Александр Иванович – д-р техн. наук, профессор, декан факультета «Двигатели летательных аппаратов», Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара, Россия, e-mail: fdla@ssau.ru.

Урлапкин Александр Викторович – инженер отраслевой научно-исследовательской лаборатории № 1 «Вибрационная прочность и надёжность авиационных изделий», Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара, Россия, e-mail: urlapkin@gmail.com.

УДК.621.515/62-752

С. Н. КАБАННИК, А. Л. СТЕЛЬМАХ, А. П. ЗИНЬКОВСКИЙ

*Институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина***АЛГОРИТМ РЕАЛИЗАЦИИ МЕТОДА ЭКСПРЕСС-ОЦЕНКИ
ПРОГНОЗИРОВАНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ К ДОЗВУКОВОМУ РЕШЕТОЧНОМУ
ФЛАТТЕРУ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ КОМПРЕССОРОВ**

На основе сформированной базы данных критических значений приведенной частоты колебаний разработан алгоритм реализации метода экспресс-оценки прогнозирования устойчивости консольных лопаток компрессорных ступеней авиационных газотурбинных двигателей к дозвуковому решеточному флаттеру. Приведены результаты применения алгоритма для изгибаемой формы колебаний рабочих лопаток осевых компрессоров авиационных газотурбинных двигателей в виде уравнения множественной регрессии, на основе которого разработана программа оценки их аэродинамической устойчивости к дозвуковому решеточному флаттеру.

Ключевые слова: дозвуковой решеточный флаттер, лопатка, профиль, форма колебаний, осевой компрессор, авиационный газотурбинный двигатель, граница динамической устойчивости.

Постановка задачи

Характерной особенностью современных авиационных газотурбинных двигателей (АГТД) является большая вероятность возникновения дозвукового решеточного флаттера их компрессорных, в том числе и вентиляторных, лопаточных венцов. Из практики эксплуатации АГТД [1] известно, что он реализуется преимущественно на низших (первых изгибаемой и крутильной) формах колебаний лопаток при повышенных углах атаки и полностью определяется аэродинамическим взаимодействием лопаток, которое зависит от приведенной их частоты и угла сдвига фаз колебаний, геометрии профиля и решетки, угла атаки.

В настоящее время существует три подхода к оценке устойчивости лопаточного аппарата АГТД к дозвуковому решеточному флаттеру:

1) статистический [2-4], базирующийся на анализе результатов стендовых испытаний двигателей и их эксплуатации;

2) расчетный [5-11], основанный на аналитических и численных решениях уравнений Эйлера и Навье - Стокса с использованием различных моделей турбулентности;

3) расчетно-экспериментальный [12-14], когда для расчета границ динамической устойчивости используются экспериментально определенные нестационарные аэродинамические характеристики прямой решетки лопаточных профилей.

Каждый из указанных подходов, базируясь на выбранных предположениях и принятых допущениях, имеет определенные границы применимости и, соответственно, точность в прогнозировании возникновения дозвукового решеточного флаттера лопаток конкретного АГТД. Однако актуальной задачей является прогнозирование границы устойчивости лопаточного аппарата компрессорных и вентиляторных ступеней к дозвуковому решеточному флаттеру на возможных режимах работы двигателя уже на этапе его проектирования. Для решения этой задачи в Институте проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, используя данные выполненных экспериментальных исследований аэродемпфирования и аэровозбуждения прямых решеток лопаточных профилей, которые проводились в широком диапазоне изменения угла атаки, приведенной частоты колебаний профилей, угла сдвига фаз их изгибных, крутильных и изгибно-крутильных колебаний, геометрии решетки, определены основные закономерности зарождения решеточного флаттера и установлены критические условия его возникновения, что дало возможность предложить методику экспресс-оценки динамической устойчивости лопаток рассматриваемых ступеней АГТД [15]. Её математическая реализация возможна при знании накопленной базы критических значений приведенной частоты колебаний лопаток, определяющих границу их динамической устойчивости к решеточному флаттеру, полученных как расчетными, так и экспериментальными методами. Поэтому целью данной работы является формирование базы критических значений приведенной частоты колебаний лопаток, на основании систематизации существующих данных их определения, разработка её математической модели и адаптирование для прогнозирования динамической устойчивости к дозвуковому решеточному флаттеру венцов консольных лопаток компрессорных ступеней АГТД на различных режимах их эксплуатации.

1. Формирование базы данных критических значений приведенной частоты колебаний лопаток

В соответствии с поставленной задачи, такая база данных необходима для прогнозирования динамической устойчивости к решеточному флаттеру перспективных или разработанных лопаточных венцов. Поэтому в дальнейшем будем называть её адаптированной. Исходными данными для её создания являются критические значения $K_{кр}$ приведенной частоты колебаний лопаток $K = \omega b / W_1$ (ω - круговая частота колебаний, b - хорда профиля, W_1 - относительная скорость потока в передней кромке лопаток), полученных на основе данных испытаний прямых решеток компрессорных лопаточных профилей компрессорных ступеней (рис. 1) с разными значениями относительного шага $\bar{t} = t/b$, угла выноса β и угла атаки i , а также коэффициента изгибно – крутильной связности лопатки $\psi = (a_1 - a_2) / (a_1 + a_2)$ (a_1 и a_2 - амплитуды колебаний, соответственно, передней и задней кромок лопаточного профиля). При определении значений $K_{кр}$ использовались как данные графической интерполяции экспериментальных зависимостей минимальных значений аэродинамического декремента от приведенной частоты колебаний $\delta_{a \min} = f(K)$ для различных углов атаки [16], так и результаты расчетов энергетическим методом [17] на основе экспериментально полученных аэродинамических коэффициентов влияния лопаток прямых решеток.

По результатам выполненных исследований, а также имеющихся данных испытаний осевых компрессоров натурных двигателей, сформирована адаптированная база данных критических значений

приведенной частоты колебаний для прямых решеток лопаточных профилей с относительным шагом $\bar{t} = 0,7; 1,0; 1,3$ и углом выноса $\beta = 0; 15; 30; 45; 60^\circ$ при углах атаки $i = -10, -5, 0, 3, 6, 10, 13, 17, 20^\circ$ и коэффициенте изгибно – крутильной связности лопатки $\psi = 0; 0,09; 0,26; 0,48$. Пример такой базы данных для первой изгибной формы колебаний лопаток, при коэффициенте их изгибно – крутильной связности лопатки $\psi = 0$, приведен в табл. 1.

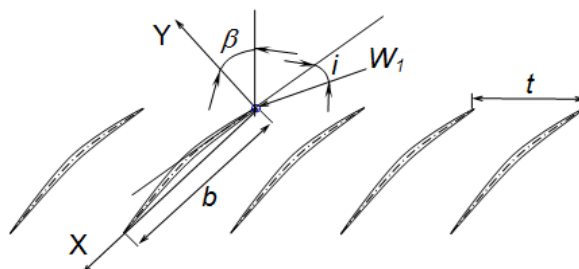


Рис. 1. Модель прямой решетки лопаточных профилей

2. Математическая модель базы данных критических значений приведенной частоты колебаний лопаток

Учитывая предложенную схему формирования указанной базы данных в виде, представленном в табл. 1, разработано уравнение множественной регрессии, зависящее от четырех ($n = 4$) параметров: относительного шага и угла выноса решетки, угла атаки и коэффициента изгибно – крутильной связности лопатки, которое находилось из системы нормальных уравнений [18]

$$[K_{кр}] = [F][S]. \quad (1)$$

Таблица 1

Адаптированная база критических значений $K_{кр}$ приведенной частоты колебаний прямых компрессорных решеток лопаточных профилей для коэффициента изгибно – крутильной связности $\psi = 0$

β	$\bar{t} \backslash i$	-10°	-5°	0°	3°	6°	10°	13°	15°	17°	20°
60°	0,7	0,412	0,265	0,245	0,3	0,362	0,448	0,527	0,585	0,644	0,745
	1,0	0,338	0,2	0,174	0,23	0,284	0,367	0,446	0,51	0,581	0,691
	1,3	0,262	0,152	0,122	0,16	0,218	0,305	0,384	0,448	0,521	0,645
45°	0,7	0,346	0,244	0,217	0,27	0,317	0,398	0,465	0,506	0,558	0,648
	1,0	0,275	0,186	0,146	0,19	0,244	0,315	0,383	0,438	0,486	0,584
	1,3	0,202	0,129	0,088	0,12	0,177	0,250	0,322	0,372	0,431	0,525
30°	0,7	0,293	0,215	0,182	0,23	0,282	0,35	0,41		0,48	0,557
	1,0	0,223	0,161	0,117	0,16	0,209	0,271	0,320	0,360	0,405	0,488
	1,3	0,167	0,10	0,073	0,11	0,153	0,212	0,268		0,353	0,428
15°	0,7	0,244	0,186	0,152	0,2	0,244	0,302	0,358	0,380	0,417	0,478
	1,0	0,174	0,131	0,091	0,13	0,174	0,229	0,270	0,30	0,337	0,405
	1,3	0,128	0,079	0,056	0,09	0,128	0,180	0,225	0,258	0,290	0,350
0°	0,7	0,198	0,146	0,128	0,16	0,208	0,260	0,311		0,362	0,405
	1,0	0,150	0,096	0,074	0,11	0,150	0,195	0,235	0,255	0,285	0,334
	1,3	0,102	0,058	0,042	0,07	0,110	0,155	0,188		0,245	0,280

$$\text{Здесь } [F] = \begin{bmatrix} f_{01} & f_{11} & \dots & f_{k1} \\ f_{02} & f_{12} & \dots & f_{k2} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ f_{0N} & f_{1N} & \dots & f_{kN} \end{bmatrix}; [S] = \begin{bmatrix} s_0 \\ s_1 \\ \dots \\ s_k \end{bmatrix}; [K_{кр}] = \begin{bmatrix} K_{кр1} \\ K_{кр2} \\ \dots \\ K_{крN} \end{bmatrix},$$

где $[F]$ – регрессионная матрица, f_{pq} ($p=0\dots k$; $q=1\dots N$) – регрессоры, выбранные на основе ортогональных полиномов Чебышева; $[S]$ – вектор–столбец k определяемых коэффициентов регрессии s_p ; $[K_{кр}]$ – вектор–столбец, построенный на основе базы данных используемых N критических значений приведенной частоты колебаний $K_{кр}$.

Из уравнения (1) получаем выражение для определения вектор–столбца $[S]$ неизвестных коэффициентов регрессии

$$[S] = ([F^T][F])^{-1}[F^T][K_{кр}], \quad (2)$$

где верхние индексы (Т) и (-1) означают транспонированные и обратные матрицы.

Для составления регрессионной матрицы $[F]$ использованы ортогональные полиномы Чебышева. Их линейные X_{jq} , квадратичные Z_{jq} и кубичные V_{jq} контрасты записываются как функции варьирования факторов x_{jq} [17]

$$\begin{aligned} X_{jq} &= a_{11j}(x_{jq} + a_{10j}); \\ Z_{jq} &= a_{22j}(X_{jq}^2 + a_{21j}X_{jq} + a_{20j}); \\ V_{jq} &= a_{33j}(X_{jq}^3 + a_{32j}X_{jq}^2 + a_{31j}X_{jq} + a_{30j}); \\ j &= 1, \dots, n; q = 1, \dots, N, \end{aligned} \quad (3)$$

где

$$a_{10j} = -\frac{\sum_{q=1}^N x_{jq}}{N}, \quad a_{20j} = -\frac{\sum_{q=1}^N X_{jq}^2}{N}, \quad a_{21j} = -\frac{\sum_{q=1}^N X_{jq}^3}{\sum_{q=1}^N X_{jq}^2}.$$

Коэффициенты a_{11j} , a_{22j} , a_{33j} выбираются таким образом, чтобы после определения значений контрастов X_{jq} , Z_{jq} , V_{jq} их конечные значения были минимальными за абсолютной величиной целых чисел.

Для определения коэффициентов a_{30j} , a_{31j} и a_{32j} кубического контраста необходимо решить систему из трех уравнений:

$$\begin{aligned} \left\{ \sum_{q=1}^N V_{jq} &= \sum_{u=0}^N X_{jq}^3 + a_{32j} \sum_{u=0}^N X_{jq}^2 + \right. \\ &\left. + a_{31j} \sum_{u=0}^N X_{jq} + a_{30j} N = 0; \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \left\{ \sum_{u=0}^N V_{jq} \cdot X_{jq} &= \sum_{u=0}^N X_{jq}^4 + a_{32j} \sum_{u=0}^N X_{jq}^3 + \right. \\ &\left. + a_{31j} \sum_{u=0}^N X_{jq}^2 + a_{30j} \sum_{u=0}^N X_{jq} = 0; \right. \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \left\{ \sum_{u=0}^N V_{jq} \cdot Z_{jq} &= \sum_{u=0}^N (X_{jq}^3 + a_{32j}X_{jq}^2 + a_{31j}X_{jq} + a_{30j}) \cdot \right. \\ &\left. \cdot (X_{jq}^2 + a_{21j}X_{jq} + a_{20j}) = 0. \right. \end{aligned}$$

Уравнение множественной регрессии может быть представлено как

$$\begin{aligned} K_{кр} &= s_0 + s_1^{(1)}f_1^{(1)}(x_1) + \dots + s_1^{(A_1-1)}f_1^{(A_1-1)}(x_1) + \\ &+ s_j^{(1)}f_j^{(1)}(x_j) + \dots + s_j^{(A_j-1)}f_j^{(A_j-1)}(x_j) + \Pi, \end{aligned} \quad (5)$$

где $s_1^{(1)}f_1^{(1)}(x_1), \dots, s_j^{(1)}f_j^{(1)}(x_j)$ – полином первого порядка при варьировании факторов x_{jq} ; $s_j^{(A_j-1)}f_j^{(A_j-1)}(x_j)$ – полином (A_j-1) порядка при варьировании факторов x_{jq} ; Π – условное обозначение перемножений функций f_l на f_g , где $l=1\dots j$, $g=1\dots j$, $l \neq g$.

Для упрощения вида уравнения (6) используется t -критерий Стьюдента [17].

Определение параметров Стьюдента проводилось по формуле

$$T_q = \frac{s_q h(h-1) \sum_{q=1}^N (x_{jq})^2}{\sum_{q=1}^N (K_{крq} - \bar{K}_{кр})^2}, \quad (6)$$

где $\bar{K}_{кр} = \sum_{q=1}^N \frac{K_{крq}}{N}$, h – количество полученных данных исследований при одних и тех же параметрах решетки.

При параметрах Стьюдента $T_q < T_{табл.}$ коэффициенты s_q являются статистически незначимыми и ими можно пренебречь.

Качество полученного уравнения множественной регрессии можно оценить с помощью коэффициента корреляции

$$R = \sqrt{\frac{\sum_{q=1}^N (\hat{K}_{крq} - \bar{K}_{кр})^2}{\sum_{q=1}^N (\bar{K}_{крq} - \bar{K}_{кр})^2}}, \quad (7)$$

где $\bar{K}_{крq}$ – среднее арифметическое значение критической приведенной частоты колебаний для h данных; $\hat{K}_{крq}$ – значение q -й критической приведенной частоты колебаний, полученное с помощью уравнения множественной регрессии.

3. Реализация алгоритма для изгибной формы колебаний лопаток

Для составления уравнения множественной регрессии, отображающего границу устойчивости лопаточного венца к дозвуковому решеточному флаттеру для первой изгибной формы колебаний лопаток, использовались следующие факторы: относительный шаг $\bar{t}_q = x_{1q}$ и угол выноса решетки $\beta_q = x_{2q}$, угол атаки $i_q = x_{3q}$, коэффициент изгибно-крутильной связанности лопаток $\psi_q = x_{4q}$.

На основе сформированной базы данных критических значений приведенной частоты колебаний (см. табл. 1) получены ортогональные полиномы Чебышева в виде:

$$\begin{aligned} X_1(\bar{t}) &= (\bar{t}-1)/0,3; X_2(\beta) = (\beta-30)/15; \\ X_3(i) &= (i-5)/5; X_4(\psi) = -1+3,4673\psi+1,4568\psi^2; \\ Z_1(\bar{t}) &= 3(X_1^2-2/3); Z_2(\beta) = X_2^2-2; \\ Z_3(i) &= X_3^2-4; Z_4(\psi) = 3(X_4^2-2/3); \\ V_1(\bar{t}) &= 0; V_2(\beta) = (5X_2^3-3,4X_2)/6; \\ V_3(i) &= (X_3^3-7X_3)/6; V_4(\psi) = 0. \end{aligned} \quad (8)$$

В данном случае в уравнение множественной регрессии (5), учитывая все возможные перестановки, вошло 144 неизвестных коэффициента. Статистическая значимость выбранных факторов находилась с помощью t -критерия Стьюдента. Определив по формуле (6) параметры Стьюдента и сравнив их с $T_{табл}$ (при уровне значимости $\alpha=0,05$ и степени свободы $v=N(h-1)=315$ имеем, что $T_{табл}=1,65$), оказалось, что 106 коэффициентов из уравнения множественной регрессии являются статистически незначимыми и ими можно пренебречь. Таким образом, в конечном итоге, в него вошло только 38 коэффициентов.

На рис. 2 показан пример сопоставления зависимости критической приведенной частоты колебаний от угла атаки, получаемой с помощью уравнения множественной регрессии, с результатами испытаний прямой решетки компрессорных лопаточных профилей с углом выноса $\beta=45^\circ$ и относительным шагом $\bar{t}=1,0$ для коэффициента изгибно-крутильной связанности лопаток $\psi=0$. Видно, что расхождения между регрессионной зависимостью и экспериментальными данными минимальны.

Аналогичные зависимости были получены с помощью уравнения множественной регрессии от

угла выноса решетки, относительного шага решетки и коэффициента изгибно-крутильной связанности лопаток, которые представлены на рис. 3-5, соответственно.

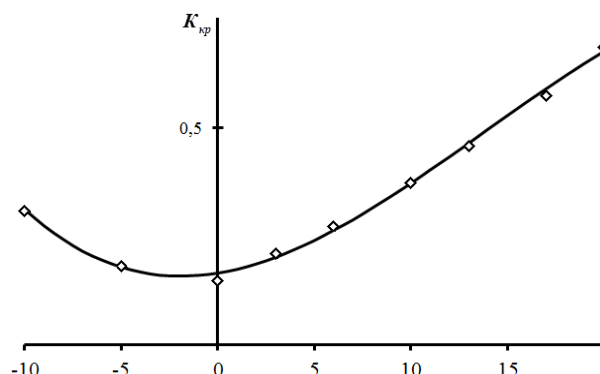


Рис. 2. Зависимость критической приведенной частоты колебаний от угла атаки, полученная с помощью уравнения множественной регрессии (сплошная линия), и её экспериментальные значения ($\diamond$) для решетки с параметрами: $\bar{t}=1,0$; $\beta=45^\circ$ и $\psi=0$

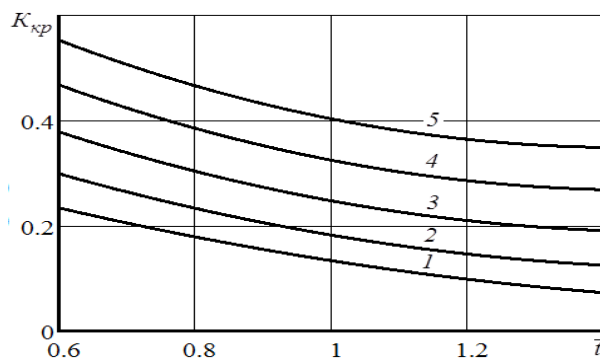


Рис. 3. Зависимость критических значений приведенной частоты колебаний от относительного шага решетки для решетки с углом выноса $\beta=15^\circ$ и коэффициенте изгибно-крутильной связанности лопаток $\psi=0,15$ при различных углах атаки i , равных 0° (1), 5° (2), 9° (3), 13° (4), 17° (5)

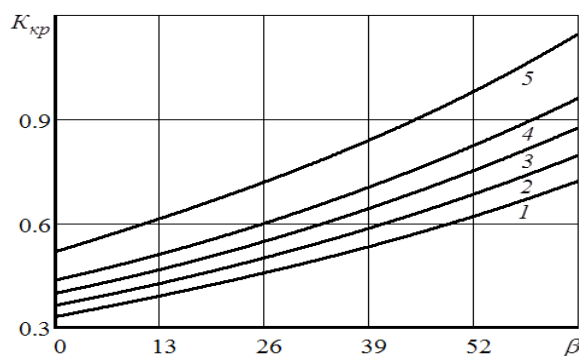


Рис. 4. Зависимость значений $K_{кр}$ от угла выноса решетки β для решетки с относительным шагом решетки $\bar{t}=1,0$ при угле атаки $i=20^\circ$ для коэффициента изгибно-крутильной связности лопаток ψ , равного 0 (1); 0,1 (2); 0,2 (3); 0,3 (4); 0,5 (5)

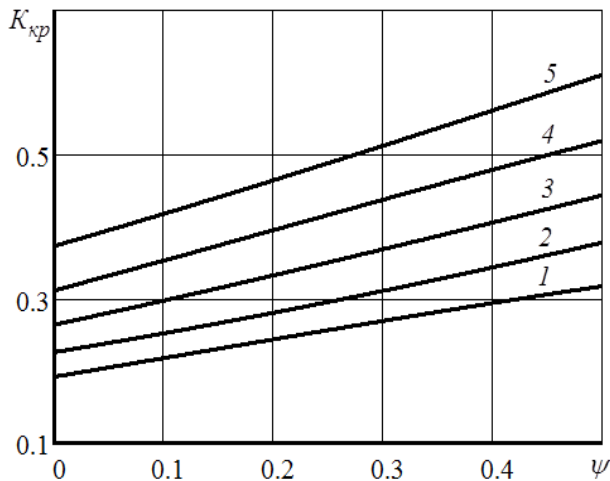


Рис. 5. Зависимость значений $K_{кр}$ от коэффициента изгибно-крутильной связанности лопаток ψ для решетки с относительным шагом решетки $\bar{t}=1.0$ при угле атаки $i=10^\circ$ для углов выноса решетки β , равных 0° (1), 15° (2), 30° (3), 45° (4), 60° (5)

Анализ представленных данных показал, что коэффициент корреляции R находится в диапазоне 0,92-0,98, в диапазоне изменения рассмотренных параметров, что свидетельствует об адекватности уравнения множественной регрессии. При этом наибольшее расхождение с экспериментальными данными имеет место при углах атаки, близких к нулевым, что не является принципиальным при оценке

устойчивости лопаточных венцов компрессорных и вентиляторных ступеней к дозвуковому (срывному) флаттеру.

4. Программа оценки устойчивости первой изгибной формы колебаний лопаточных венцов к дозвуковому решеточному флаттеру

На основании разработанного уравнения множественной регрессии, разработана программа, позволяющая определять границу устойчивости лопаточного венца к дозвуковому решеточному флаттеру для первой изгибной формы колебаний лопаток. Программа записана в приложении Microsoft Office Excel, общий вид которой показан на рис. 6.

Так как зависимость $K_{кр}$ от рассмотренных параметров носит монотонно изменяющийся характер, то программа может использоваться при оценке устойчивости первой изгибной формы колебаний лопаток компрессоров и вентиляторов в более широком диапазоне значений относительного шага $\bar{t} = t/b = 0,6 \dots 1,4$, угла выноса решетки $\beta = 0 \dots 65^\circ$ и коэффициента изгибно-крутильной связанности $\psi = 0 \dots 0,5$ для углов атаки $i = -10 \dots 20^\circ$.

Для построения границы устойчивости рассматриваемого лопаточного венца в окно I вводятся

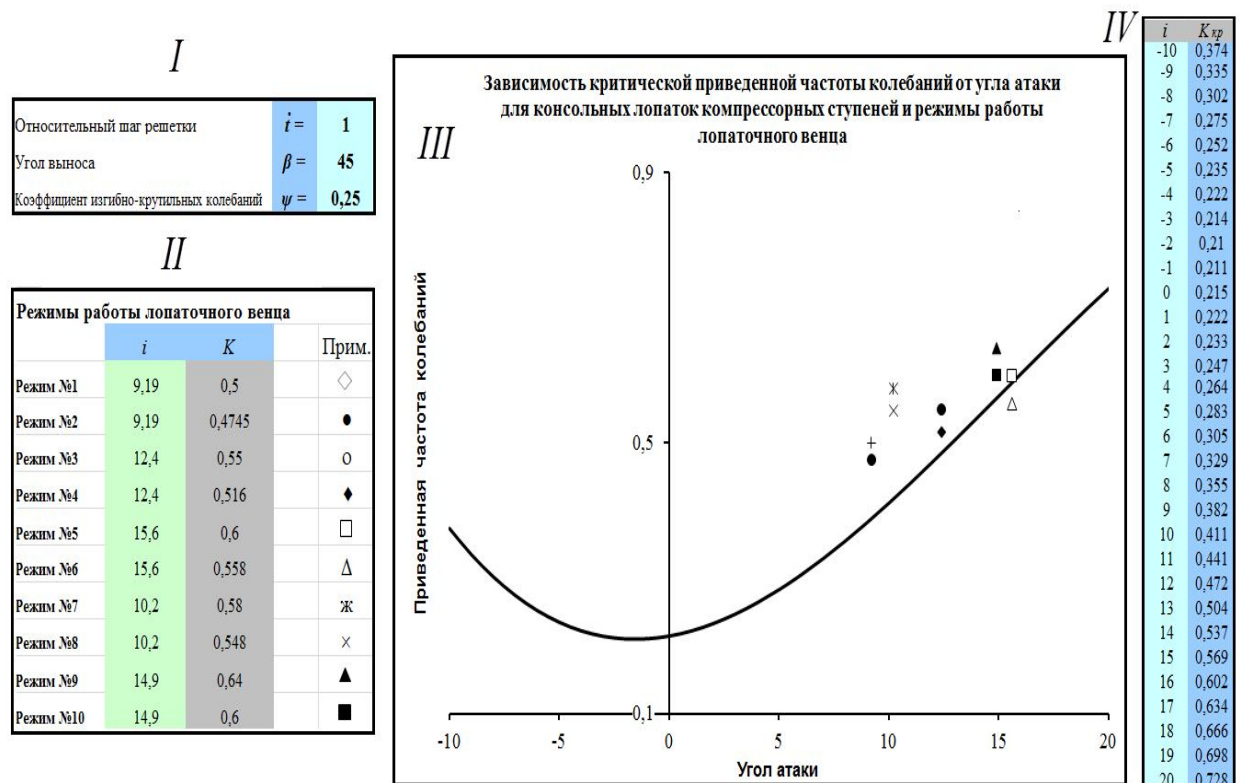


Рис. 6. Общий вид программы

значения относительного шага $\bar{t}$ и угла выноса β решетки в периферийном его сечении, а также значение коэффициента изгибно-крутильной связанности лопаток ψ . Программа устанавливает зависимость приведенной частоты колебаний венца от угла атаки, отражающей границу его устойчивости (окно III). Известные режимы работы рассматриваемого лопаточного венца, определяемые как приведенная частота колебаний для данного угла атаки, задаются в окне II и отображаются в окне III в виде маркеров. Кроме графического изображения границы устойчивости, в окне IV выводятся численные значения критических значений приведенной частоты колебаний для данного лопаточного венца при различных углах атаки.

Выводы

1. На основе сформированной базы данных критических значений приведенной частоты колебаний разработан алгоритм реализации метода экспресс-оценки прогнозирования устойчивости консольных лопаток компрессорных ступеней авиационных газотурбинных двигателей к дозвуковому решеточному флаттеру.

2. Проведена реализация алгоритма для первой изгибной формы колебаний рабочих лопаток осевых компрессоров авиационных ГТД в виде уравнения множественной регрессии, на основе которого разработана программа оценки их аэродинамической устойчивости к дозвуковому решеточному флаттеру.

Литература

1. Васильев, Ю. Н. Экспериментальное исследование влияния разночастотности лопаток на режимы самовозбуждения автоколебаний [Текст] / Ю. Н. Васильев, В. В. Окулов, Е. И. Умнов // Лопаточ. машины и струйн. аппараты. – М.: Машиностроение, 1969. – Вып. 4 - С. 128-145.
2. Armstrong, E. K. Some practical aspects of compressor blade vibration [Text] / E. K. Armstrong, R. E. Stevenson // J. of the Royal Aeronautical Society. – 1960. – Vol. 64, No 591. – P. 117-130.
3. Srinivasan, A. V. Flutter and Resonant Vibrations Characteristics of Engine Blades [Text] / A. V. Srinivasan // J. of Eng. for Gas Turbines and Power. – 1997. – Vol. 119, No 10. – P. 742-775.
4. Локистанов, Е. А. Статистическое прогнозирование флаттера лопаток турбомашин [Текст] / Е. А. Локистанов, В. М. Михайлов, А. А. Хорилов // Аэроупругость турбомашин. – К.: Наук. думка, 1980. – С. 73-81.
5. Marshall, J. G. A review of aeroelasticity methods with emphasis on turbomachinery applications

[Text] / J. G. Marshall, M. Imregun // J. Fluids & Structures. – 1996. – Vol. 10. – P. 237-267.

6. Sbardella, L. Semi-structured meshes for axial turbomachinery blades [Text] / L. Sbardella, A. I. Sayma, M. Imregun // Int. J. for Numerical Methods in Fluids. – 2000. – № 32(5). – P. 569-584.

7. Imregun, M. Aeroelasticity analysis of a bird-damaged fan assembly using a large numerical model [Text] / M. Imregun, M. Vahdati // The Aeronautical Journal – 1999. – № 103(1030) – P. 569-578.

8. Ranking of numerical methods for fan flutter prediction [Text] / M. Vahdati, A. I. Sayma, L. Sbardella, J. G. Marshall, M. Imregun // Unsteady aerodynamics, aeroacoustics and aeroelasticity of turbomachines. – 2000. – P. 695-708.

9. Sisto, F. Computational Prediction of Stall Flutter in Cascaded Airfoils [Text] / F. Sisto, S. Thanagam, A. Abdel-Rahimi // AIAA J. - 1991. – Vol. 29, No 7. – P. 1161-1167.

10. Гнесин, В. И. Численное исследование аэроупругих характеристик лопаточного венца турбомашин, работающей на нерасчетном режиме [Текст] / В. И. Гнесин, Ю. А. Быков // Пробл. машиностроения. – 2004. – Т. 7, №1. – С. 31-40.

11. Гнесин, В. И. Численное моделирование аэроупругого состояния вибрирующего лопаточного венца турбомашин в трехмерном трансзвуковом потоке невязкого газа [Текст] / В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная // Пробл. машиностроения. – 1998. – Т. 1, № 2. – С. 65-76.

12. Carta, F. O. Coupled blade-disk-shroud flutter instabilities in turbojet engine rotors [Text] / F. O. Carta // J. of Eng. for Power. – 1967. – Vol. 89, No 3. – P. 419-426.

13. Сринивасан, Цзи. Некоторые последние достижения в изучении природы срывного флаттера в турбомашинках [Текст] / Цзи Сринивасан // Тр. америк. общ. инж. мех. Сер Энергет. машины и установок. – 1985. – Т. 107, № 2. – С. 113-124.

14. Цимбалюк, В. А. Экспериментально - расчетная оценка динамической устойчивости лопаточных венцов рабочих колес компрессоров газотурбинных двигателей [Текст] / В. А. Цимбалюк, А. П. Зиньковский, А. В. Побережников // Пробл. прочности. – 2001. – № 6. – С. 15-28.

15. Стельмах, А. Л. Методика экспресс - оценки динамической устойчивости компрессорных лопаток газотурбинного двигателя к дозвуковому решеточному флаттеру [Текст] / А. Л. Стельмах, Я. А. Стельмах, А. П. Зиньковский // Авиационно-космическая техника и технология. – 2003. – № 5(40). – С. 71-75.

16. Стельмах, А. Л. Влияние геометрических параметров компрессорной решетки на границу изгибных автоколебаний лопаток, обусловленных решеточным флаттером [Текст] / А. Л. Стельмах, А. А. Каминер // Пробл. прочности. – 1983. – № 1. – С. 84-86.

17. Стельмах, А. Л. Экспериментально-расчетное исследование динамической устойчивости из-

гибно-крутильных колебаний компрессорных лопаток при их безотрывном и срывном обтекании. Сообщение 3. Взаимные аэродинамические связи [Текст] / А. Л. Стельмах, А. П. Зинковский, Я. А. Стельмах // Пробл. прочности. – 2010. – № 3. – С. 89-99.

18. Ахназарова, С. Л. Методы оптимизации эксперимента в химической технологии [Текст]: учеб. пособие / С. Л. Ахназарова, В. В. Кафаров. – М.: Высш. шк., 1985. – 327 с.

Поступила в редакцию 12.05.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю. М. Терещенко, Национальный авиационный университет, Киев.

АЛГОРИТМ РЕАЛІЗАЦІЇ МЕТОДУ ЕКСПРЕС-ОЦІНКИ ПРОГНОЗУВАННЯ СТІЙКОСТІ ДО ДОЗВУКОВОГО РЕШІТКОВОГО ФЛАТЕРУ ЛОПАТКОВИХ ВІНЦІВ КОМПРЕСОРІВ

С. М. Кабанник, А. Л. Стельмах, А. П. Зінковський

На основі сформованої бази даних критичних значень приведеної частоти коливальних розроблено алгоритм реалізації методу експрес-оцінки прогнозування стійкості консольних лопаток компресорних ступенів авіаційних газотурбінних двигунів до дозвукового решіткового флатеру. Приведено результати застосування алгоритму для згинальної форми коливальних робочих лопаток осевих компресорів авіаційних газотурбінних двигунів у вигляді рівняння множинної регресії, на основі якого розроблена програма оцінки їх аеродинамічної стійкості до дозвукового решіткового флатеру.

Ключові слова: дозвуковий решітковий флатер, лопатка, профіль, форма коливальних, осевий компресор, авіаційний газотурбінний двигун, границя динамічної стійкості.

ALGORITHM FOR IMPLEMENTING THE EXPRESS-EVALUATION METHOD TO PREDICT THE STABILITY OF COMPRESSOR BLADING AGAINST SUBSONIC FLUTTER

S. M. Kabannik, A. L. Stel'makh, A. P. Zinkovskii

Based on the created database of critical values for the reduced vibration frequency, the algorithm for implementing the express-evaluation method to predict the stability of the cantilever compressor blades in aircraft gas turbine engines against subsonic cascade flutter is developed. The results for the algorithm applicability to the flexural vibration mode of rotor blades in axial flow compressors of aircraft gas turbine engines are presented in the form of a multiple regression equation, on the basis of which the program is developed to assess their aerodynamic stability against subsonic cascade flutter.

Key words: subsonic cascade flutter, blade, airfoil, vibration mode, axial flow compressor, aircraft gas turbine engine, aerodynamic stability boundary.

Кабанник Сергей Николаевич – аспирант отдела колебаний и вибрационной надежности, институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: kabannyk@ukr.net.

Стельмах Анатолий Леонидович – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., ст. науч. сотр. отдела колебаний и вибрационной надежности, институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: stel'makh@ipp.kiev.ua.

Зинковский Анатолий Павлович – д-р техн. наук, проф., зав. отделом колебаний и вибрационной надежности, институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: zinkovskii@ipp.kiev.ua.

УДК 621.438

Д. В. ДОВГАНЬ¹, И. Ю. ЖУК²¹ *Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина*² *Черноморский государственный университет им. Петра Могилы, Украина*

ВЛИЯНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ЗАЖАТИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ГТД НА ЧАСТОТУ ИХ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ

Исследовано влияние усилия зажатия в замке компрессорной и турбинной лопаток ГТД на собственные частоты и формы колебаний методом электронной спекл-интерферометрии (ESPI). Представлены зависимости наиболее опасных низших резонансных частот от усилия зажатия в замке. Показано, что наиболее сильно усилие зажатия влияет на первую изгибную форму колебаний. Применительно к рабочей лопатке компрессора ($l=54$ мм) относительное изменение частоты составляет 0,88..1 в диапазоне усилия зажатия 2,6..4,2 МПа. Для турбинной лопатки ($l=58$ мм) – 0,87..1 в диапазоне усилия зажатия 1..4,6 МПа.

Ключевые слова: рабочая лопатка ГТД, собственные частоты и формы колебаний, замок, усилие зажатия, спекл-интерферометрия.

Постановка проблемы

Для решения задач определения динамических параметров рабочих лопаток эффективно используются современные расчётные методики и компьютерные программы ANSYS и MATLAB. При расчётах принимается допущение, что хвостовик лопатки жёстко закреплён. Но для коротких лопаток, когда жёсткость профильной части и замка соизмеримы, в колебаниях участвует не только перо лопатки, но и некоторая её часть, находящаяся в замке. Математическое моделирование граничных условий (в виде жёсткой заделки) приводит к существенным погрешностям. Усилие зажатия лопатки в диске существенно влияет на частоты и формы собственных колебаний, что особенно сказывается на их низших формах [2].

Как показывают лабораторные исследования, экспериментальная частота длинных лопаток совпадает с расчётной, начиная с определённой силы зажатия хвостовика лопатки. Поэтому, при проведении стендовых экспериментальных исследований динамических параметров лопаток ГТД целесообразно определить влияние усилия зажатия хвостовика на спектр собственных частот и форм колебаний. Это позволит более точно оценить опасность возникновения резонансной вибрации лопатки на различных режимах работы двигателя.

Приближённые зависимости этой силы зажатия от частоты вращения диска можно вычислить по формулам [1]:

$$\text{Замок ёлочного типа } P = \frac{F}{2n \cdot \cos \alpha}$$

$$\text{Замок типа ласточкин хвост } P = \frac{F}{2 \sin \beta},$$

где F – центробежная сила ($F = m\omega^2 R$);

α – угол между рабочей гранью зуба и направлением перпендикулярным к оси замка;

β – угол между рабочей гранью и осью замка;

n – число пар зубьев.

Экспериментальная часть

Одним из эффективных экспериментальных методов решения задачи определения собственных частот и форм колебаний являются методы голографической и спекл-интерферометрии. Главным их достоинством является возможность бесконтактного получения информации о вибрационном состоянии всей поверхности исследуемого объекта. Последнее десятилетие цифровая спекл-интерферометрия активно вытесняет аналоговую голографию. Что вызвано относительной простотой реализации, высокой точностью измерений, невысокими требованиями к когерентности источников излучения, механической стабильностью установки [3, 4].

Объектом исследования были выбраны рабочие лопатки компрессора и турбины ГТД с характеристиками, представленными в табл. 1 (рис. 1). Определение собственных частот и форм колебаний осуществлялось методом корреляционной спекл-интерферометрии путём определения контрастности мерцающих спеклов на изображении вибрирующей лопатки [3]. Оптическая схема и аппаратное обеспечение испытательного стенда представлены на рис. 2.

Таблица 1

Характеристики исследуемых лопаток									
№	Тип	Тип зажима	Высота, мм	Хорда, мм	Площадь корневого сечения, мм ²	Относительная толщина	Относительная стрелка прогиба	Угол закрутки периферийного сечения	Материал лопатки
1	Компрессорная	Ласточкин хвост	54	37	136,2	0,1	0,075	17	ВТЗ-1 (ГОСТ 26492)
2	Турбинная, охлаждаемая	Ёлочный	58	33	281,5	0,27	0,227	20	ХН58КВТЮМБЛ-ВИ (ЧС70-ВИ) ТУ 14-1-3658-83



Рис. 1. Объект исследования

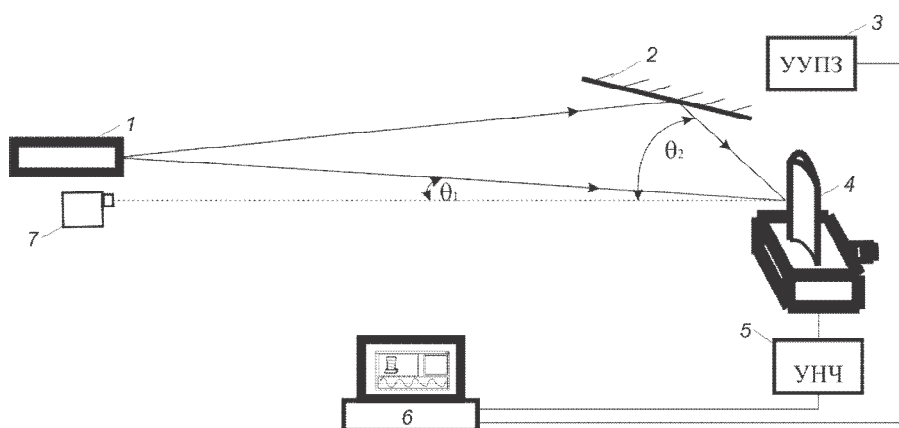


Рис. 2. Оптическая схема установки:

1 – лазер, 2 – зеркало, 3 – устройство управления подвижным зеркалом, 4 – лопатка, 5 – усилитель низкой частоты, 6 – ПЭВМ, 7 – камера

Лопатка 4 установлена в зажимном устройстве с вмонтированным в неё пьезовибровозбудителем. В качестве источника света служит лазер 1 (ЛГН-215) мощностью излучения 50 мВт, $\lambda=0,568$ мкм и длиной когерентности порядка 20 см. Расширенный расходящийся световой пучок делится по фронту. Первая его часть освещает лопатку под некоторым углом θ_1 к направлению наблюдения. Вторая часть излучения попадает на вибрирующее с малой амплитудой ($\pm\lambda$) и частотой (3..5 Гц) зеркало 2 и освещает лопатку под углом θ_2 . Таким образом, на светочувствительной матрице видеокамеры 7 возникает поле мерцающих с низкой частотой спеклов. При

возбуждении резонансных колебаний лопатки происходит изменение контраста спеклов в соответствии с возникшей колебательной формой. Определение распределения функции контраста и соответствующей формы колебаний производится специализированной компьютерной программой, разработанной авторами.

Целесообразность применения созданной оптической схемы состоит в простоте её реализации и, что важно, в пониженной чувствительности к нормальной компоненте колебаний [4]. Формирование интерференционной картины, отображающей перемещение d точек поверхности лопатки, происходит в соответствии с формулой:

$$\Delta\varphi = \frac{2\pi d}{\lambda} (\cos\theta_1 - \cos\theta_2),$$

где $\Delta\varphi$ – изменение фазы светового луча, соответствующее данному перемещению;

θ_1, θ_2 – углы между направлением наблюдения и направлениями двух освещающих лопатку световых пучков.

При расходящихся освещающих пучках θ_1 и θ_2 для разных точек лопатки будут разными. Но если размеры лопатки малы по сравнению с расстоянием до освещающего источника, то этот эффект практически не вносит искажений в интерферограмму формы колебаний. Если разность $(\cos\theta_1 - \cos\theta_2)$ сделать малой, то чувствительность интерферометра становится низкой и позволяет исследовать колебания с амплитудой по нормали к поверхности в 10-15 мкм. В данных исследованиях это важно, т.к. при малой силе зажатия по мере увеличения амплитуды проявляющийся эффект смещения хвостовика относительно паза диска сказывается как на значении резонансной частоты, так и на форме колебаний.

Момент зажатия прижимного устройства контролировался ключом Intertool ХТ-9006 ($M=28\dots210$ Н·м). Сила зажатия (P, τ) в рабочем диапазоне динамометрического ключа определяется

зависимостью $P = 0,4479 M + 3,01$, где M – крутящий момент винта, Н·м.

Исследованы наиболее опасные формы колебаний: 1-я изгибная, 1-я крутильная, 2-я изгибная, 2-я крутильная и пластинчатая формы колебаний. Изменение частоты и формы колебаний компрессорной лопатки в зависимости от усилия зажатия показано на рис. 3. Для первой изгибной формы усилия зажатия практически не влияет на форму колебаний, частота при этом изменяется как показано на рис. 4 а. В условиях эксперимента для первой крутильной и второй изгибной форм колебаний положение узловых линий несколько менялось, становясь более выраженной при увеличении усилия зажатия.

Зависимости собственных частот лопаток (в относительном виде) от величины усилия зажатия (рис. 4) показывают, что начиная, примерно, от 4,0 МПа собственная частота их колебаний не меняется.

При этом максимальные собственные частоты колебаний компрессорной лопатки составляют 1400, 4120, 6300 для первой изгибной, первой крутильной и второй изгибной форм соответственно. Для турбинной лопатки усилия зажатия, начиная с которого собственная частота не изменяется, составило 4,5 МПа. При этом максимальные собственные частоты колебаний составляют 2500, 7560, 10000 для

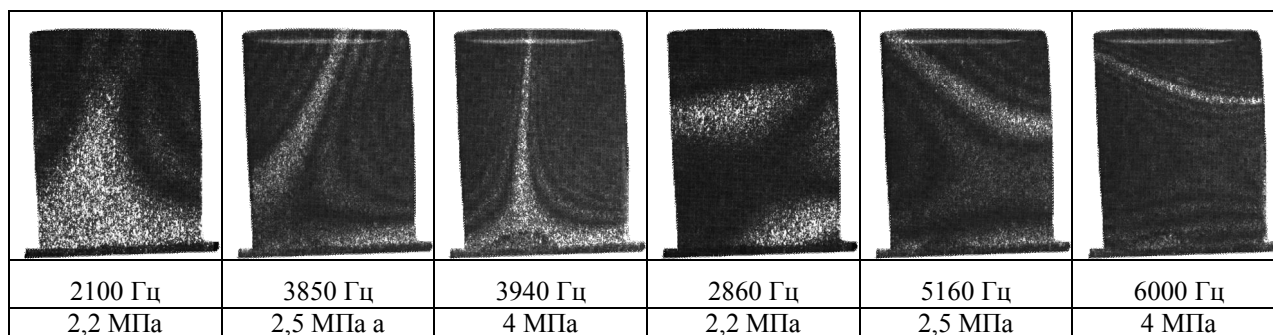


Рис. 3. Формы колебаний компрессорной лопатки при различных усилиях зажатия

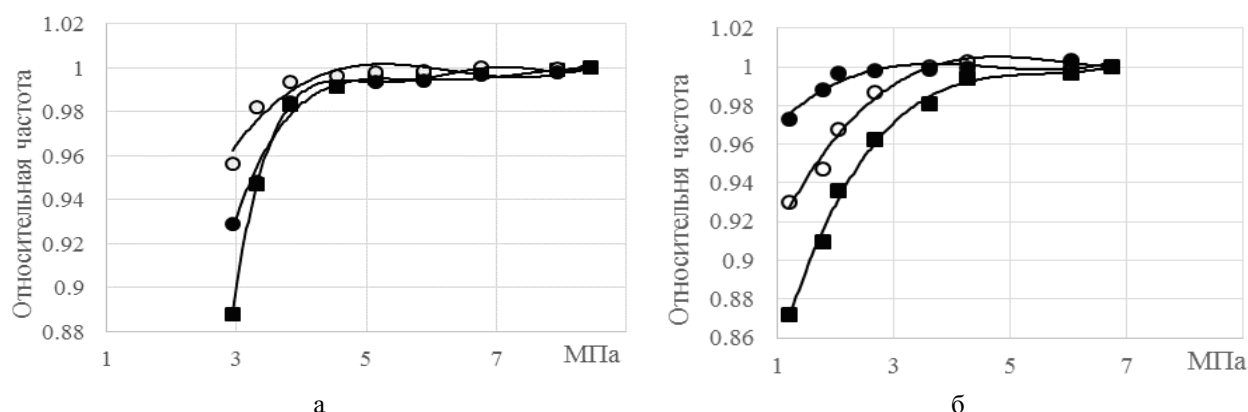


Рис. 4. Зависимость частоты от силы зажатия:

а – компрессорная лопатка; б – турбинная лопатка ■ – 1-я изгибная ○ – 1-я крутильная ● – 2-я изгибная

первой изгибной, первой крутильной и второй изгибной форм соответственно. В качестве базового значения для каждой формы приняты максимальные величины собственных частот колебаний. Это примерно соответствует частоте 3200..3600 об/мин для компрессорной лопатки и 3800..4100 об/мин для турбинной лопатки.

Наиболее сильно подвержены влиянию усилия зажатия замка первая крутильная и первая изгибная формы. Кроме того, выявлено, что при малых усилиях зажатия лопатки проявляется эффект слоения низших форм (возникновение дублей), когда одной и той же форме соответствуют 2-3 значения отличающихся друг от друга резонансных частот в пределах 1..5%.

Выводы

1. На базе разработанного стенда определены собственные частоты и формы колебаний компрессорной (высота 54 мм, хорда 37 мм) и турбинной охлаждаемой (высота 58 мм, хорда 33 мм) лопаток ГТД в диапазоне частот 0,5..20 кГц.

2. Выявлена зависимость силы зажатия лопатки ГТД на частоту собственных колебаний, и показано, что наиболее сильно подвержена влиянию усилия в замке зажатия первая изгибная форма колебаний.

3. Применительно к компрессорной лопатке относительное изменение частоты составляет 0,88..1 в диапазоне усилия зажатия 2,6..4,2 МПа. Для турбинной лопатки 0,87..1 в диапазоне 1..4,6 МПа.

Литература

1. Биргер, И. А. Расчёт на прочность деталей машин [Текст] / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, И. О. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.
2. Скубачевский, Г. С. Авиационные газотурбинные двигатели [Текст] / Г. С. Скубачевский. – М.: Машиностроение, 1974. – 520 с.
3. Определение форм собственных колебаний элементов ГТД в реальном времени методом электронной спекл-интерферометрии [Текст] / М. Р. Ткач, Ю. Г. Золотой, Д. В. Довгань, И. Ю. Жук // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 8(85). – С. 203-207.
4. Оперативное определение динамических характеристик лопаток ГТД на базе спекл-интерферометрии [Текст] / М. Р. Ткач, Ю. Г. Золотой, И. Ю. Жук, Д. В. Довгань // Газотурбинные технологии. – 2013. – № 1. – С. 30-34.
5. Jones, R. Holographic and Speckle Interferometry [Text] / R. Jones, C. Wykes. – 2 edition. – Cambridge University Press, 1989. – 386 p.

Поступила в редакцию 6.06.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф. М. Р. Ткач, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев.

ВПЛИВ ВЕЛИЧИНИ ЗАТИСНЕННЯ РОБОЧИХ ЛОПАТОК ГТД НА ЧАСТОТУ ЇХ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ

Д. В. Довгань, І. Ю. Жук

Проведено експериментальне дослідження впливу сили затиснення лопаток ГТД в замку на власні частоти і форми коливань методом електронної спекл-інтерферометрії (ESPI). Представлено залежності нижчих резонансних частот від зусилля затиснення в замку до 7 МПа. Показано, що найбільш схильна до впливу сили затиснення 1-я згинна форма коливань і для компресорної лопатки значення частоти складає 0,88..1 в діапазоні сили затиснення 2,6..4,2 МПа. Для турбінної 0,87..1 в діапазоні 1..4,6 МПа.

Ключові слова: лопатка ГТД, спекл-інтерферометрія, власні частоти і форми коливань, замок, зусилля затиснення.

EFFECT OF RETAINING PRESSURE TO THE NATURAL FREQUENCIES OF GTE BLADES

D. V. Dovgan, I. Y. Guk

An experimental study of the effect of retaining pressure to the natural frequencies of GTE blades using method of electronic speckle interferometry (ESPI) was provided. The dependence of the resonance frequencies and retaining pressure in the blade locking piece in range 1..7 MPa was shown. It was shown that most strongly influenced mode by retaining pressure is 1st vibration mode and compressor blade frequency changed in the of 0.88..1 in the range 2.6..4.2 MPa of retaining pressure. And for turbine 0.87..1 in the range 1..4.6 MPa.

Keywords: GTE blade, speckle interferometry, the natural frequencies, retaining pressure.

Довгань Дмитрій Витальєвич – аспірант, Національний університет кораблестроєння ім. адм. Макарова, Николаєв, Україна, e-mail: dmytro.dovgan@nuos.edu.ua.

Жук Ірина Юрьєвна – ст. преподаватель, Черноморський державний університет ім. Петра Могили, Николаєв, Україна, e-mail: goldspekl@ukr.net.

УДК 62-755

А. Н. ГОРБЕНКО

Керченский государственный морской технологический университет

ВЛИЯНИЕ ИНЕРЦИОННОЙ АНИЗОТРОПИИ НА ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ НЕУРАВНОВЕШЕННОГО ГИРОСКОПИЧЕСКОГО РОТОРА

В работе рассматриваются особенности динамики ротора, который имеет различные моменты инерции относительно его поперечных осей. Выполнен анализ вынужденных колебаний неуравновешенного гироскопического ротора, который произвольно расположен относительно опор. Показано, что инерционная анизотропия может вызывать заметное увеличение вибрации ротора. В наибольшей степени это увеличение проявляется для роторов длинного и сферического типов при частотах вращения в области критических частот угловых колебаний. Предложено выражение для коэффициента чувствительности ротора к инерционной анизотропии.

Ключевые слова: ротор, инерционная анизотропия, колебания, вибрация, устойчивость, моменты инерции, критические скорости.

1. Постановка проблемы. Анализ существующих исследований. Цель работы

В технике широко применяются различные машины роторного типа, основной частью которых служит быстровращающийся ротор. Вследствие неизбежных неточностей изготовления и действия эксплуатационных факторов в таких роторах возбуждаются как поперечные, так и угловые колебания. При высоких скоростях вращения в заметной степени проявляются свойства, обусловленные инерцией поворота вращающегося тела, в частности гироскопический эффект. Интенсивность угловых колебаний ротора зависит от распределения массы в нем, т.е. от его массовых моментов инерции относительно главных осей инерции. Идеальным ротором является осесимметричное тело, вращающееся вокруг своей продольной оси симметрии. При этом его два диаметральных момента инерции относительно поперечных главных осей инерции равны друг другу. Однако реальный ротор всегда имеет отклонения от равномерного распределения массы, и указанные два момента инерции не равны друг другу. Это свойство реального ротора называется подвижной инерционной анизотропией.

Анизотропность инерционных свойств ротора приводит к усложнению его динамики, изменению количества и значений критических скоростей вращения и может служить причиной, как увеличения вибрации, так и потери устойчивости движения механической системы (МС). В связи с этим изучение влияния данного фактора на динамику гироскопического ротора является актуальной задачей.

Влияние анизотропии на колебания и устойчи-

вость вращающегося ротора изучалось в ряде работ [1-7]. В них показано, что инерционная анизотропия в общем случае приводит к удваиванию (расщеплению) критических скоростей вращения. При этом появляются диапазоны частот вращения, внутри которых теряется устойчивость движения МС. Изучение литературных источников показывает, что наиболее изученным является случай симметричного расположения ротора относительно его опор. Существенно более сложным для анализа является общий случай несимметричного расположения ротора. В известных работах общий случай изучен недостаточно полно. В частности, не изучено влияние инерционной анизотропии на уровень вибрации неуравновешенного гироскопического ротора, отсутствуют какие-либо количественные критерии степени этого влияния в зависимости от параметров МС и режима работы роторной машины.

Ротор является инерционно анизотропным чаще всего по причине его конструктивных особенностей, либо из-за наличия большого дисбаланса. Кроме того, в работе [8] показано, что ротор становится инерционно анизотропным вследствие установки на него автобалансирующего устройства с корректирующими грузами немалой массы.

Целью работы является анализ вынужденных колебаний неуравновешенного гироскопического ротора, который имеет неодинаковые поперечные моменты инерции и произвольно расположен относительно опор. При этом будет получен критерий чувствительности вынужденных колебаний к инерционной анизотропии ротора.

2. Физическая модель и уравнения движения ротора

Рассмотрим роторную систему, состоящую из абсолютно жесткого ротора, который вращается на двух одинаковых упруго-демпферных изотропных опорах (рисунок 1). Ротор полагаем осесимметричным с центром масс в точке С на оси его вращения. Ротор может совершать малые пространственные колебания. Физическая модель и уравнения движения такой МС известны, см., например, [1-7]. Здесь мы будем исходить из материалов работ [6, 7].

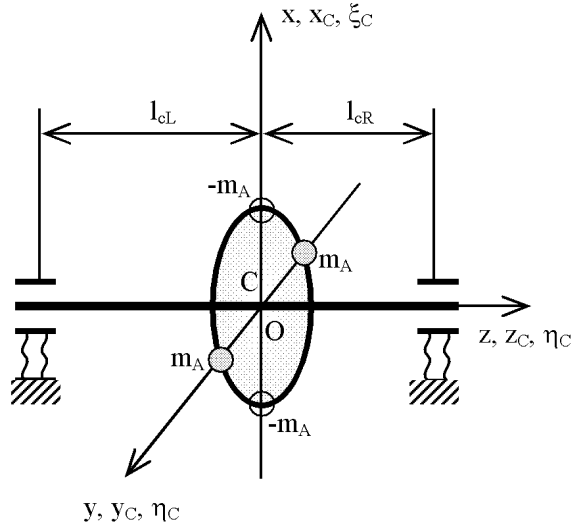


Рис. 1. Схема механической системы ротора

Физические и геометрические параметры МС:

- ω — угловая скорость вращения ротора, рад/с;
- M_r — масса ротора, кг;
- C_r — полярный массовый момент инерции ротора относительно оси вращения, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;
- $A_{r\xi}, A_{r\eta}$ — диаметральный массовые моменты инерции ротора относительно поперечных осей ξ_c и η_c , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;
- $A_r = 0,5(A_{r\xi} + A_{r\eta})$ — средний диаметральный момент инерции ротора относительно поперечных осей ξ_c и η_c , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;
- $\Delta A_r = 0,5(A_{r\xi} - A_{r\eta})$ — инерционная анизотропия ротора, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;
- c — коэффициент жесткости опоры, Н/м;
- h — коэффициент вязкого демпфирования опоры, $\text{кг} \cdot \text{с}^{-1}$;
- $l = l_{cL} + l_{cR}$ — расстояние между опорами ротора, м.

l_{cL}, l_{cR} — расстояния от центра масс ротора до левой и правой опор (при консольном расположении ротора величина l_{cR} отрицательна), м.

Для моделирования инерционной анизотропии, к осесимметричному ротору жестко прикреплены четыре точечные массы — две пары материальных точек, расположенные на радиусе R_A в сечении цен-

тра масс ротора С (см. рис. 1). При этом первые две точки имеют массу m_A каждая, а вторые две точки имеют «отрицательную» массу $-m_A$ (путем удаления материала ротора). Каждая пара этих точек расположена на концах диаметра $2R_A$, а эти два диаметра перпендикулярны друг другу (т.е. точки расположены «крестом»). Добавленные точечные массы не изменяют массу ротора и среднее значение диаметрального момента инерции.

Статический дисбаланс ротора моделируется присоединением к нему точечной массы m_0 на радиусе R_0 в сечении центра масс ротора С. Динамический дисбаланс ротора моделируется присоединением к нему двух точечных масс m_d (каждая) на радиусе R_d в двух сечениях, равноотстоящих от центра масс ротора С на расстояние z_A , причем эти две массы расположены диаметрально противоположно. Дисбалансные массы m_0, m_d (на рисунке не показаны) полагаем малыми, поэтому они не изменяют массо-инерционные параметры самого ротора, а только обуславливают возмущающие силы и моменты. Массы m_A полагаем немалыми.

Механическая система имеет четыре степени свободы. Обобщенные координаты (ОК) движения МС в неподвижной системе координат:

$\{z_c\} = (x_c \ y_c)^T$ — координаты центра масс ротора;

$\{\gamma\} = (\alpha \ \beta)^T$ — углы поворота поперечного сечения, проходящего через центр масс ротора.

Анализ динамики анизотропного ротора связан с необходимостью перехода в систему координат, вращающуюся с угловой скоростью ω . Во вращающихся координатах ОК МС принимают вид:

$$\{w\} = \begin{Bmatrix} u_c \\ v_c \end{Bmatrix} = [T]^{-1} \{z_c\}; \quad \{\chi\} = \begin{Bmatrix} \delta \\ \theta \end{Bmatrix} = [T]^{-1} \{\gamma\}, \quad (1)$$

где

$$[T(t)] = \begin{bmatrix} \cos \omega t & -\sin \omega t \\ \sin \omega t & \cos \omega t \end{bmatrix} \text{ — матрица поворота.}$$

Коэффициенты жесткости и демпфирования, приведенные к центру масс ротора, зависят от расположения ротора относительно опор и определяются выражениями:

$$c_x = 2c; \quad c_\alpha = c(l_{cL}^2 + l_{cR}^2); \quad c_{y\alpha} = c(l_{cL} - l_{cR}); \quad (2)$$

$$h_x = 2h; \quad h_\alpha = h(l_{cL}^2 + l_{cR}^2); \quad h_{y\alpha} = h(l_{cL} - l_{cR}).$$

Безразмерные уравнения движения инерционно анизотропного ротора во вращающихся координатах имеют вид (вывод уравнений см. [8, 6]):

$$\{\bar{w}\}'' + [\bar{H}_w] \{\bar{w}\}' + [\bar{K}_w] \{\bar{w}\} + \bar{h}_{y\alpha} [E_c] \{\bar{\chi}\}' + [\bar{K}_{w\chi}] \{\bar{\chi}\} = \bar{S}_0 \Omega^2 \begin{Bmatrix} \cos \alpha_0 \\ \sin \alpha_0 \end{Bmatrix}; \quad (3)$$

$$([E] + [\bar{I}_A])\{\bar{\chi}\}'' + [\bar{H}_\chi]\{\bar{\chi}\}' + [\bar{K}_\chi]\{\bar{\chi}\} - \bar{h}_{y\alpha}[E_c]\{\bar{w}\}' - [\bar{K}_{w\chi}]\{\bar{w}\} = \bar{S}_d\Omega^2[E_c]\left\{\begin{matrix} \cos \alpha_d \\ \sin \alpha_d \end{matrix}\right\}, \quad (4)$$

где

$$\begin{aligned} [\bar{H}_w] &= \bar{h}_x[E] + 2\Omega[E_c]; \\ [\bar{H}_\chi] &= \bar{h}_\alpha[E] + \Omega(2 - \bar{C}_r)[E_c]; \\ [\bar{K}_w] &= (1 - \Omega^2)[E] + \Omega\bar{h}_x[E_c]; \\ [\bar{K}_\chi] &= (\bar{p}_\alpha^2 + \Omega^2(\bar{C}_r - 1))[E] + \Omega^2[\bar{I}_A] + \Omega\bar{h}_\alpha[E_c]; \\ [\bar{K}_{w\chi}] &= -\Omega\bar{h}_{y\alpha}[E] + \bar{c}_{y\alpha}[E_c]; \\ [\bar{I}_A] &= \Delta\bar{A}_r \begin{bmatrix} -1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (\dots)' = \frac{d}{dt}; \\ [E] &= \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad [E_c] = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}. \end{aligned}$$

Матричные уравнения (3) и (4) описывают поперечные и угловые колебания ротора соответственно. Все матрицы, входящие в эти уравнения, имеют размерность 2,2.

В уравнениях движения использованы следующие безразмерные ОК и параметры МС:

$$\begin{aligned} \{\bar{w}\} &= \frac{1}{l_w}\{w\}; \quad \{\bar{\chi}\} = \frac{1}{l_\chi}\{\chi\}; \quad \tau = \omega_0 t; \\ \{\bar{z}_c\} &= \frac{1}{l_w}\{z_c\}; \quad \{\bar{\gamma}\} = \frac{1}{l_\chi}\{\gamma\}; \\ \Omega &= \frac{\omega}{\omega_0}; \quad \bar{p}_x^2 = \frac{c_x}{M_r\omega_0^2} = 1; \quad \bar{p}_\alpha^2 = \frac{p_\alpha^2}{\omega_0^2} = \frac{c_\alpha}{A_r\omega_0^2}; \\ \bar{h}_x &= \frac{h_x}{M_r\omega_0}; \quad \bar{h}_\alpha = \frac{h_\alpha}{A_r\omega_0}; \\ \bar{c}_{y\alpha} &= \frac{c_{y\alpha}}{\omega_0^2\sqrt{M_r A_r}}; \quad \bar{h}_{y\alpha} = \frac{h_{y\alpha}}{\omega_0\sqrt{M_r A_r}}; \\ \bar{C}_r &= \frac{C_r}{A_r}; \quad \Delta\bar{A}_r = \frac{\Delta A_r}{A_r}; \quad \Delta A_r = 2m_A R_A^2; \\ \bar{S}_0 &= \frac{S_0}{M_r l_w}; \quad S_0 = m_0 R_0; \\ \bar{S}_d &= \frac{S_d}{A_r l_\chi}; \quad S_d = 2z_A m_d R_d, \end{aligned} \quad (5)$$

где масштабные коэффициенты l_w , l_χ выбраны следующим образом:

$$\frac{l_\chi}{l_w} = \sqrt{\frac{M_r}{A_r}}; \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{c_x}{M_r}}.$$

Здесь ω_0 – парциальная (сепаратная) собственная частота поперечных колебаний ротора.

Приведенные безразмерные уравнения движения (3), (4) учитывают инерционную анизотропию

ротора в виде безразмерного параметра $\Delta\bar{A}_r$, входящего в матрицы $[\bar{I}_A]$, $[\bar{K}_\chi]$.

Вынужденные колебания ротора возбуждаются статическим дисбалансом $\bar{S}_0$ и динамическим дисбалансом $\bar{S}_d$. Параметры α_0 , α_d в (3), (4) отражают начальные угловые положения дисбалансов в момент времени $t=0$.

Приведем также формулы для расчета безразмерных коэффициентов жесткости и демпфирования в зависимости от расположения ротора относительно опор. Используя (2) и (5), получаем:

$$\begin{aligned} \bar{p}_\alpha^2 &= \bar{c}_\alpha = \frac{\bar{l}_L^2 + (1 - \bar{l}_L)^2}{2\bar{\rho}_r^2}; \quad \bar{c}_{y\alpha} = \frac{2\bar{l}_L - 1}{2\bar{\rho}_r}; \\ \bar{h}_x &= \frac{h_x}{M_r\omega_0} = \frac{2h}{M_r p_x}; \\ \bar{h}_\alpha &= \bar{h}_x \frac{\bar{l}_L^2 + (1 - \bar{l}_L)^2}{2\bar{\rho}_r^2}; \quad \bar{h}_{y\alpha} = \bar{h}_x \frac{2\bar{l}_L - 1}{2\bar{\rho}_r}, \end{aligned} \quad (6)$$

где

$$\bar{l}_L = \frac{l_{cL}}{l}; \quad \bar{\rho}_r = \frac{\rho_r}{l}; \quad \rho_r = \sqrt{\frac{A_r}{M_r}}.$$

Здесь введены безразмерные параметры:

ρ_r – радиус инерции ротора;

$\bar{\rho}_r$ – относительный радиус инерции ротора;

например, в случае тонкого диска радиуса R_r и при межопорном расстоянии равно $l=0,5R_r$ параметр равен $\bar{\rho}_r=1$;

$\bar{l}_L$ – относительное расстояние от центра масс ротора до левой опоры; при $0 < \bar{l}_L < 1$ – межопорный ротор, при $\bar{l}_L = 0,5$ – симметрично расположенный ротор, а при $\bar{l}_L > 1$ – консольный ротор.

3. Критические скорости вращения и устойчивость анизотропного ротора

Спектр критических скоростей оказывает существенное влияние на вибрацию ротора. Критические скорости прямой прецессии несимметрично установленного инерционно анизотропного ротора определяются выражением (вывод см. в [7]):

$$\begin{aligned} \Omega_{K1-4}^2 &= \Omega_{KX,\alpha}^2 = \\ &= \frac{1}{2} + \frac{\bar{p}_\alpha^2}{2\Delta\bar{l}_{1,2}} \mp \frac{1}{2} \sqrt{\left(1 - \frac{\bar{p}_\alpha^2}{\Delta\bar{l}_{1,2}}\right)^2 + 4\frac{\bar{c}_{y\alpha}^2}{\Delta\bar{l}_{1,2}}}, \end{aligned} \quad (7)$$

где

$$\Delta\bar{l}_{1,2} = 1 - \bar{C}_r \pm \Delta\bar{A}_r.$$

Для обозначения критических скоростей далее

будет использоваться как обозначение Ω_{K1-4} , так и обозначения $\Omega_{K\chi1,2}$ и $\Omega_{K\alpha1,2}$ с указанием вида колебаний – поперечные и угловые. Полагаем также, что $\Omega_{K\chi1} < \Omega_{K\chi2} < \Omega_{K\alpha1} < \Omega_{K\alpha2}$, что характерно для типичных роторных машин.

В частном случае симметричного расположения ротора, когда $\bar{c}_{y\alpha} = 0$, критические скорости определяются выражениями, полученными из (7):

$$\Omega_{K1,2}^2 = \Omega_{K\chi1,2}^2 = 1; \quad \Omega_{K3,4}^2 = \Omega_{K\alpha1,2}^2 = \frac{\bar{p}_\alpha^2}{\Delta \bar{I}_{1,2}} = \frac{\bar{p}_\alpha^2}{1 - \bar{C}_r \pm \Delta \bar{A}_r}. \quad (8)$$

Из анализа выражений (7), (8) вытекает, что в общем случае анизотропный ротор, совершающий пространственное движение, может иметь от одной до четырех критических скоростей вращения [7]. В общем случае инерционная анизотропия ротора приводит к удваиванию количества критических скоростей по сравнению с изотропным ротором. Количество критических скоростей зависит от типа ротора, схемы его расположения и параметров МС.

Напомним, что согласно общепринятой классификации различают следующие типы роторов:

- длинный ротор, если $C_r < A_r$ ($\bar{C}_r < 1$);
- сферический ротор, если $C_r = A_r$ ($\bar{C}_r = 1$);
- короткий ротор, если $C_r > A_r$ ($\bar{C}_r > 1$).

На рис. 2, 3 приведены примеры зависимостей критических частот вращения от параметров ротора. Графики построены по формуле (7) при следующих базовых исходных данных: $\bar{C}_r = 0,75$; $\bar{p}_r = 0,4$; $\Delta \bar{A}_r = 0,1$. При этом для несимметрично установленного ротора ($\bar{I}_L = 1,2$) имеем $\bar{p}_\alpha = 2,15$, $\bar{c}_{y\alpha} = 1,75$ и критические скорости $\Omega_{K1-4} = (0,567; 0,575; 3,73; 5,61)$.

Из приведенных графиков, помимо указанного выше, также видно, что расщепление критической скорости $\Omega_{K\alpha}$ угловых колебаний существенно больше, чем критической скорости $\Omega_{K\chi}$ поперечных колебаний при типичных значениях параметров роторной машины. При симметричном расположении ротора раздваивается только скорость $\Omega_{K\alpha}$ угловых колебаний.

Небольшая анизотропия может вызывать существенное изменение критических скоростей $\Omega_{K\alpha}$ угловых колебаний ротора, в особенности для ротора близкого к сферическому типу (см. рис. 2). Короткие роторы слабо чувствительны к анизотропии (только по поперечным колебаниям) в отличие от роторов длинного типа.

Одной из особенностей динамического поведения анизотропного ротора является наличие областей неустойчивости свободных колебаний МС. В работе

[7] получено следующее необходимое условие устойчивости инерционно анизотропного ротора:

$$(\Omega^2 - \Omega_{K\chi1}^2)(\Omega^2 - \Omega_{K\chi2}^2) \times (\Omega^2 - \Omega_{K\alpha1}^2)(\Omega^2 - \Omega_{K\alpha2}^2) > 0. \quad (9)$$

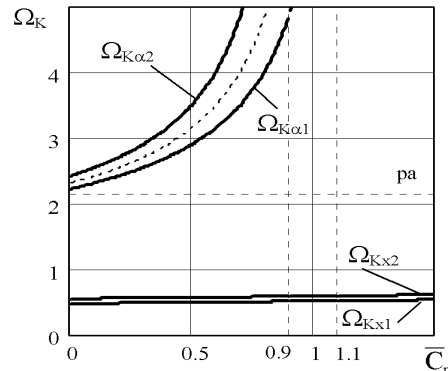


Рис. 2. Критические скорости Ω_K вращения несимметрично установленного ротора ($\bar{I}_L = 1,2$) с учетом инерционной анизотропии в зависимости от типа ротора $\bar{C}_r$: ----- — для изотропного ротора.

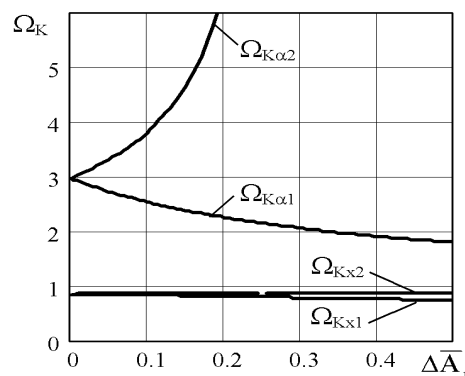


Рис. 3. Критические скорости Ω_K вращения длинного несимметрично расположенного ротора ($\bar{I}_L = 0,8$) в зависимости от инерционной анизотропии $\Delta \bar{A}_r$

Из условия (9) следует, что инерционно анизотропный ротор, установленный несимметрично, может быть неустойчив в областях, лежащих внутри «расщепленных» критических скоростей, т.е. при $\Omega_{K\alpha1} < \Omega < \Omega_{K\alpha2}$; $\Omega_{K\chi1} < \Omega < \Omega_{K\chi2}$.

Основной областью неустойчивости является первая из указанных (по угловым колебаниям), другие области при характерных диапазонах значений параметров МС отсутствуют.

4. Влияние инерционной анизотропии на вынужденные колебания ротора

Выражения для амплитуд вынужденных поперечных и угловых колебаний инерционно анизо-

тропного ротора во вращающихся координатах вытекают из уравнений движений (3), (4) и имеют вид:

$$\begin{Bmatrix} \{\bar{w}\} \\ \{\bar{\chi}\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{u}_c \\ \bar{v}_c \\ \bar{\delta} \\ \bar{\theta} \end{Bmatrix} = \Omega^2 [\bar{K}]^{-1} \begin{Bmatrix} \bar{S}_0 \cos \alpha_0 \\ \bar{S}_0 \sin \alpha_0 \\ -\bar{S}_d \sin \alpha_d \\ \bar{S}_d \cos \alpha_d \end{Bmatrix}, \quad (10)$$

где

$$[\bar{K}] = \begin{bmatrix} [\bar{K}_w] & [\bar{K}_{w\chi}] \\ -[\bar{K}_{w\chi}] & [\bar{K}_\chi] \end{bmatrix}.$$

Выражения (10) относятся к обобщенным координатам ротора. Амплитуды колебания определяются формулами:

$$A_w = \sqrt{\bar{u}_c^2 + \bar{v}_c^2}; \quad A_\chi = \sqrt{\bar{\delta}^2 + \bar{\theta}^2}. \quad (11)$$

На рисунке 4 показан пример амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) поперечных колебаний анизотропного ротора, рассчитанной по выражениям (10), (11). Расчет выполнен при следующих значениях параметров МС: $\bar{C}_r=0,75$; $\bar{\rho}_r=0,4$; $\Delta\bar{A}_r=0,1$; $\bar{I}_L=1,2$; $\bar{h}_\chi=0,05$, при которых имеем $\bar{\rho}_\alpha=2,15$, $\bar{c}_{y\alpha}=1,75$ и критические скорости $\Omega_{K1-4}=(0,567; 0,575; 3,73; 5,61)$. Данные параметры соответствуют консольно установленному ротору длинного типа.

Многовариантный численный анализ показал, что инерционная анизотропия ротора оказывает существенно различное влияние на вибрацию в зависимости от частоты вращения, типа ротора, схемы его установки относительно опор, уровня демпфирования в МС. Данное обстоятельство затрудняет предварительную оценку степени чувствительности ротора к анизотропии.

В связи с указанным, нами предлагается использовать следующий коэффициент чувствительности вибрации ротора к инерционной анизотропии:

$$k_A = \frac{|\bar{K}_{A0}|}{|\bar{K}_A|} = \frac{(\bar{\rho}_\alpha^2 - \Delta\bar{I}_0 \Omega^2)^2}{(\bar{\rho}_\alpha^2 - \Delta\bar{I}_1 \Omega^2)(\bar{\rho}_\alpha^2 - \Delta\bar{I}_2 \Omega^2)}, \quad (12)$$

где

$$\Delta\bar{I}_0 = 1 - \bar{C}_r; \quad \Delta\bar{I}_{1,2} = 1 - \bar{C}_r \pm \Delta\bar{A}_r;$$

$|\bar{K}_A|$ – определитель матрицы $[\bar{K}]$ анизотропного ротора (см. (10), (3), (4)) при отсутствии демпфирования ($\bar{h}=0$);

$|\bar{K}_{A0}|$ – определитель той же матрицы для изотропного ротора ($\Delta\bar{A}_r=0$).

Коэффициент k_A характеризует изменение уровня вибрации вследствие инерционной анизотропии ротора в сравнении с изотропным случаем.

Выбор выражения (12) для этого коэффициента обусловлен тем, что вектор амплитуд колебаний МС обратно пропорционален определителю матрицы $[\bar{K}]$ (см. (10)). Именно величина $|\bar{K}_A|$ определяет резонансные пики АЧХ МС и критические скорости вращения. При выводе правой части выражения (12) для её упрощения приняты допущения о малости влияния демпфирования и взаимосвязи угловых и поперечных колебаний ротора.

На рисунке 5 показан пример графика коэффициента чувствительности при указанных выше исходных данных.

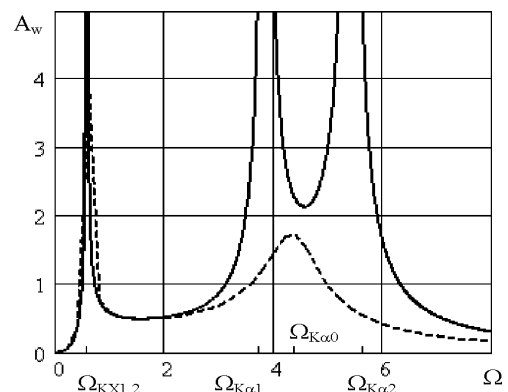


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика поперечных колебаний анизотропного ротора:

— анизотропный ротор, $\Delta\bar{A}_r=0,1$;
----- изотропный ротор, $\Delta\bar{A}_r=0$

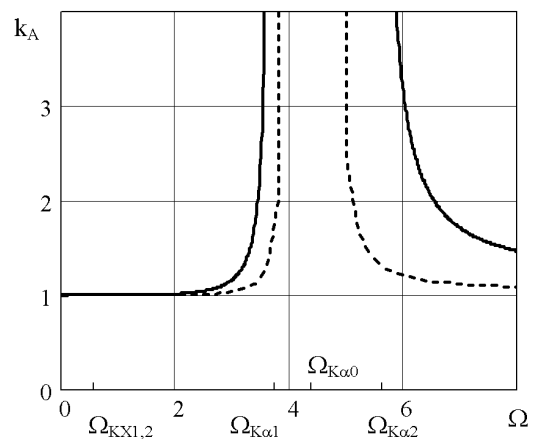


Рис. 5. Коэффициент чувствительности вибрации ротора к инерционной анизотропии:

— $\Delta\bar{A}_r=0,1$; -----, $\Delta\bar{A}_r=0,2$

Из графиков видно, что относительно небольшая анизотропия ротора вызывает увеличение амплитуд колебаний. Наиболее существенное увеличение имеет место в области критических частот вращения $\Omega_{K\alpha1,2}$, соответствующих угловым колебаниям. Отметим также, что в диапазоне частот вращения $\Omega_{K\alpha1} < \Omega < \Omega_{K\alpha2}$ движение МС неустойчиво.

В области же критических частот $\Omega_{\text{кх}1,2}$, соответствующих поперечным колебаниям, уровень вибрации изменяется незначительно.

Заключение

Таким образом, полученные в работе результаты показывают, что инерционная анизотропия может вызывать заметное увеличение вибрации быстровращающегося гироскопического ротора. В наибольшей степени это увеличение проявляется для роторов длинного и сферического типов при частотах вращения в области критических частот угловых колебаний. Предложенный коэффициент чувствительности ротора к инерционной анизотропии позволяет количественно оценивать степень опасности повышения его вибрации и создает основу для нормирования конструктивных и технологических требований к роторной машине.

Литература

1. Диментберг, Ф. М. Колебания машин [Текст] / Ф. М. Диментберг, К. Т. Шаталов, А. А. Гусаров. – М. : Машиностроение, 1964. – 308 с.
2. Вибрации в технике [Текст] : справ. Том 3. – М. : Машиностроение, 1980. – 544 с.

3. Кренделл, С. Об устойчивости вращения ротора, обладающего несимметрией инерции и несимметрией жесткости вала [Текст] / С. Кренделл, П. Броузенс // Прикладная механика. – 1961. – № 4. – С. 97–101.

4. Black, H. Vibration of a rotating asymmetric shaft supported in asymmetric bearing [Text] / H. Black, A. Ternan // J. Mech. Eng. Sci. – 1968. – Vol. 10, № 3. – P. 252–261.

5. Genta, G. Dynamics of Rotating Systems [Text] / G. Genta. – New York : Springer, 2005. – 658 p.

6. Горбенко, А. Н. О допустимом уровне инерционной анизотропии гироскопического ротора [Текст] / А. Н. Горбенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 7 (104). – С. 61–66.

7. Горбенко, А. Н. О динамических свойствах несимметрично установленного ротора с инерционной анизотропией [Текст] / А. Н. Горбенко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – № 3/7 (69). – С. 8–17.

8. Филимоныхин, Г. Б. Влияние массы шаров автобалансира на структуру уравнений движения двухопорного ротора [Текст] / Г. Б. Филимоныхин, А. Н. Горбенко // Автоматизация производственных процессов в машиностроении и приборостроении : Украинский межвед. науч.-техн. сб. – 2011. – Вып. 45. – С. 478–488.

Поступила в редакцию 01.06.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: канд. техн. наук, проректор по научной работе В. Л. Конюков, Керченский государственный морской технологический университет, Керчь.

ВПЛИВ ІНЕРЦІЙНОЇ АНІЗОТРОПІЇ НА ВИМУШЕНІ КОЛИВАННЯ НЕВРІВНОВАЖЕНОГО ГІРОСКОПІЧНОГО РОТОРА

О. М. Горбенко

У роботі розглядаються особливості динаміки ротора, який має різні моменти інерції щодо його поперечних осей. Виконано аналіз вимушених коливань неврівноваженого гіроскопічного ротора, який довільно розташований щодо опор. Показано, що інерційна анизотропія може викликати помітне збільшення вібрації ротора. Найбільше це збільшення проявляється для роторів довгого і сферичного типів при частотах обертання в області критичних частот кутових коливань. Запропоновано формулу для коефіцієнта чутливості ротора до інерційної анизотропії.

Ключові слова: ротор, інерційна анизотропія, коливання, вібрація, моменти інерції, критичні швидкості.

INFLUENCE OF INERTIAL ANISOTROPY ON THE FORCED OSCILLATIONS OF UNBALANCED GYROSCOPIC ROTOR

A. N. Gorbenko

The paper discusses the features of the dynamics of the rotor, which has different moments of inertia about its transverse axis. Analysis of the forced vibration of unbalanced gyroscopic rotor, which is arbitrarily positioned relative to the supports have been done. It is shown that the inertial anisotropy can cause a noticeable increase rotor vibration. The greatest increase is seen for long and spherical types rotors at rotation speeds in the region of critical speeds of angular oscillations. It is proposed expression for the sensitivity coefficient of the rotor to the inertial anisotropy.

Key words: rotor, inertia anisotropy, oscillations, vibration, stability, moments of inertia, critical speed.

Горбенко Александр Николаевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры судовых энергетических установок, Керченский государственный морской технологический университет, Керчь, e-mail: gan0941@yandex.ru, www.gorbenko-a-n.narod.ru.

УДК 539.3

Н. Г. ШУЛЬЖЕНКО, П. П. ГОНТАРОВСКИЙ, Т. В. ПРОТАСОВА

*Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, Украина***МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ТРЕХМЕРНЫХ ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЯХ ПРИ ИМПУЛЬСНОМ НАГРУЖЕНИИ**

Излагается расчетная методика оценки переходных процессов в конструкциях в виде тел вращения по трехмерной модели. Она базируется на сочетании метода конечных элементов с описанием решения в окружном направлении рядами Фурье. Меридиональное сечение конструкции разбивается на четырехугольные конечные элементы. Внешние нагрузки могут задаваться несимметричным образом. Применение разработанных программных модулей вычислений и графического интерфейса для представления результатов обеспечивает экономичность вычислений и возможность анализа реальных конструкций. Приводится пример расчета динамической реакции элемента конструкции на импульсное воздействие.

Ключевые слова: переходный процесс, импульсное нагружение, трехмерная осесимметричная конструкция, полуаналитический метод конечных элементов

Введение

При разделении ракетносителя и космического аппарата, вследствие срабатывания пирострел, возникают большие динамические нагрузки. При этом в частях конструкции развиваются большие ускорения, что влияет на надежность работы оборудования. Снижение его нагруженности может решаться экспериментально на основе затратных испытаний их моделей или натурных объектов. Использование расчетных методик оценки переходных процессов может существенно уменьшить трудозатраты при решении указанной задачи.

При этом применение математического обеспечения связано с универсальностью и быстродействием используемых методик и достоверностью расчетных данных. Методика [1] основана на использовании трехмерных моделей и прямом численном интегрировании уравнений без существенных ограничений на конструктивные особенности. Предлагаемая в данной работе методика ориентирована на класс конструкций в виде тел вращения, которые достаточно часто встречаются в космических системах. В ее основу положено сочетание метода конечных элементов с разложением решений в окружном направлении в ряды Фурье. Программная разработка по этой методике характеризуется высокими показателями быстродействия при существенно меньших трудозатратах.

1. Методика решения задачи

Тело вращения объемом V рассматривается в

цилиндрической системе координат r, z, θ (ось z направлена по оси вращения тела) (рис. 1). На части поверхности заданы компоненты нагрузки $P_i(t)$, имеющие размерность напряжений, на остальной – перемещения или смешанные граничные условия.

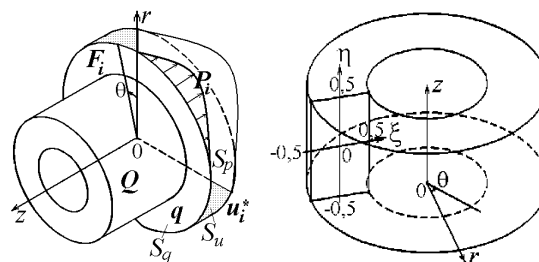


Рис. 1. Схема элемента конструкции в цилиндрической системе координат, и конечный элемент в глобальной и местной системе координат

Для решения задачи используется полуаналитический метод конечных элементов, в котором перемещения, скорости, ускорения и напряжения в окружном направлении описываются отрезком ряда Фурье, а в меридиональном сечении – координатными функциями произвольных выпуклых четырехугольных элементов [1, 2].

Неосесимметричное деформирование тела вращения описывается вариационным уравнением Лагранжа с учетом сил инерции

$$\iiint_V (\sigma^{ij} \delta \varepsilon_{ij} - F^i \delta u_i) dV - \iint_S P^i \delta u_i dS + \iiint_V \rho \ddot{u}^i \delta u_i dV, \quad (1)$$

где V и S – объем и поверхность тела;
 σ^{ij} – компоненты тензора напряжений;

ε_{ij} – тензор деформаций;
 u_i – компоненты перемещений;
 F^i, P^i – компоненты объемного и поверхностного нагружения;
 ρ – плотность материала.

После дискретизации конструкции на конечные элементы, интегралы по объему и поверхности в выражении (1) разбиваются на сумму интегралов по отдельным конечным элементам. Перемещения на конечном элементе задаются в виде

$$\begin{aligned} u_v(\xi, \eta, \theta, t) &= u_{vik}(t) \cdot \varphi_i(\xi, \eta) \cdot \varphi_k(\theta), \\ u_\theta(\xi, \eta, \theta, t) &= u_{\theta ik}(t) \cdot \varphi_i(\xi, \eta) \cdot \bar{\varphi}_k(\theta), \end{aligned} \quad (2)$$

$$(v=r, z; \quad i=1, 2, 3, 4; \quad k=0, \dots, n),$$

где $u_{vik}, u_{\theta ik}$ – амплитудные значения распределения перемещений в узлах конечных элементов;

$\varphi_i(\xi, \eta)$ – координатные функции конечного элемента;

$\varphi_k(\theta), \bar{\varphi}_k(\theta)$ – координатные функции в окружном направлении;

n – количество слагаемых ряда Фурье.

Связь между глобальными и местными координатами, переводящими элемент в единичный квадрат, осуществляется через те же координатные функции

$$r(\xi, \eta) = \sum_{i=1}^4 r_i \varphi_i(\xi, \eta), \quad z(\xi, \eta) = \sum_{i=1}^4 z_i \varphi_i(\xi, \eta), \quad (3)$$

где r_i, z_i – координаты узлов элемента;

$\varphi_i(\xi, \eta)$ – функции формы элемента:

$$\begin{aligned} \varphi_1(\xi, \eta) &= (0,5-\xi)(0,5-\eta), \quad \varphi_2(\xi, \eta) = (0,5-\xi)(0,5+\eta), \\ \varphi_3(\xi, \eta) &= (0,5+\xi)(0,5-\eta), \quad \varphi_4(\xi, \eta) = (0,5+\xi)(0,5+\eta). \end{aligned} \quad (4)$$

Интегралы по плоскости конечного элемента вычисляются при помощи двухточечной квадратурной формулы Гаусса [3] в каждом направлении. Координатные функции в окружном направлении имеют вид

$$\begin{aligned} \varphi_0(\theta) &= \bar{\varphi}_0(\theta) = 1, \\ \varphi_k(\theta) &= \begin{cases} \cos\left(\frac{k+1}{2} \cdot \theta\right), & k = 1, 3, 5, \dots \\ \sin\left(\frac{k}{2} \cdot \theta\right), & k = 2, 4, 6, \dots \end{cases}, \quad (5) \\ \bar{\varphi}_k(\theta) &= \begin{cases} \sin\left(\frac{k+1}{2} \cdot \theta\right), & k = 2, 4, 6, \dots \\ \cos\left(\frac{k}{2} \cdot \theta\right), & k = 1, 3, 5, \dots \end{cases}. \end{aligned}$$

Если конструкция имеет одну или более меридиональных плоскостей симметрии, то в радиальных и осевых компонентах решения учитываются только члены с косинусами, а в окружных компонентах – только синусы.

Связь между напряжениями и деформациями для трансверсального анизотропного тела выражается законом Гука в цилиндрической системе координат

$$\sigma^{ij} = A^{ijkl} \varepsilon_{kl}. \quad (6)$$

Система дифференциальных уравнений метода конечных элементов для всей конструкции формируется из системы дифференциальных уравнений для конечных элементов путем суммирования соответствующих коэффициентов.

Система дифференциальных уравнений движения конструкции имеет вид

$$M\ddot{U} + B\dot{U} + CU = \bar{b}, \quad (7)$$

где M – матрица масс;

B – матрица демпфирования;

C – матрица жесткости;

$\bar{b}$ – вектор правых частей системы уравнений.

Матрица B является линейной комбинацией матриц масс и жесткостей.

Система дифференциальных уравнений конструкции интегрируется по времени с помощью метода Вильсона [4], который относится к методам прямого интегрирования уравнений (без дополнительных преобразований уравнений движения).

В случае, когда свойства материала не изменяются в окружном направлении, решение всей задачи приводит к решению ряда задач, соответствующих отдельным гармоникам, что значительно сокращает вычислительные затраты.

Программное обеспечение создано на языке C⁺⁺. Разработаны основные программные модули вычисления и графический интерфейс для представления геометрии модели с дискретизацией ее на конечные элементы и результатов расчета перемещений, скоростей, ускорений и напряжений во времени в отдельных точках конструкции. Предусмотрено представление в заданных меридиональных сечениях в указанные моменты времени изолиний компонент и эквивалентных напряжений, картины деформирования меридионального сечения в увеличенном масштабе перемещений, а также построение графиков изменения во времени характеристик напряженно-деформированного состояния, перемещений, скоростей и ускорений для отдельных заданных узлов и окружной координаты.

2. Пример расчета

С применением созданного методического обеспечения выполнены тестовые расчеты динамической реакции элемента конструкции (рис. 2) на импульсное воздействие. Нагружение конструкции моделируется четырьмя сосредоточенными импульсами F , направленными вдоль оси вращения и распределенными по окружности в виде полуволны синусоиды длительностью 100 мкс с амплитудой 1000 Н.

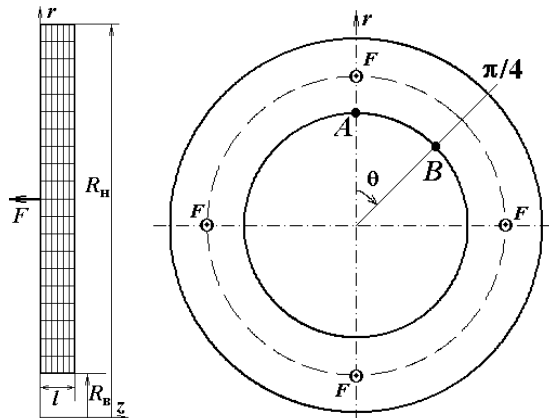


Рис. 2. Меридиональное ($\theta=0$) и поперечное ($z=0$) сечения элемента конструкции

Сходимость результатов оценивалась путем сгущения конечно-элементной сетки при разбиении меридионального сечения конструкции и удержания различного количества слагаемых ряда Фурье при разложении компонент решения в окружном направлении. Установлено, что для достижения приемлемой для практики точности достаточно разбить меридиональное сечение на 120 конечных элементов и ограничиться 31 гармоникой ряда Фурье с учетом симметрии для четверти окружности.

При уменьшении шага интегрирования по времени установлено, что перемещения практически сходятся, начиная с шага 10 мкс, а ускорения – с 2,5 мкс. Изменение по времени осевых перемещений и ускорений для контрольных точек в плоскости приложения силы (точка А) и в меридиональной плоскости, находящейся посередине между приложенными силами (точка В), показаны на рис. 3–4. Из результатов видно, что переходный процесс для перемещений и ускорений конструкции носит волновой характер.

Рассмотрено влияние длительности и величины амплитуды импульса силового воздействия на показатели перегрузки. При действии импульса наряду с высокочастотными возбуждаются и низкочастотные колебания. При длительности импульса 20 мкс с максимальным значением 5000 Н, амплитуды низ-

кочастотных перемещений возрастают в 2 раза и значительно увеличиваются амплитуды высокочастотных составляющих (рис. 5) по сравнению с предыдущим случаем. Время запаздывания возбуждения конструкции в окружном направлении остается прежним.

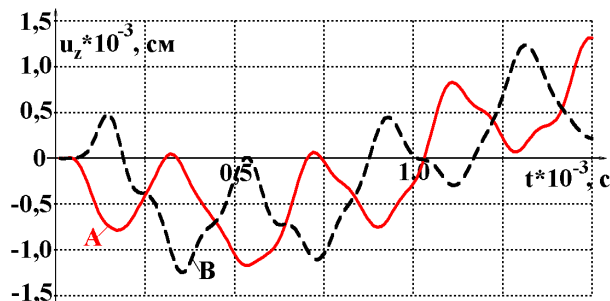


Рис. 3. Осевые перемещения точек в меридиональных плоскостях с координатами $\theta=0$ и $\theta=\pi/4$

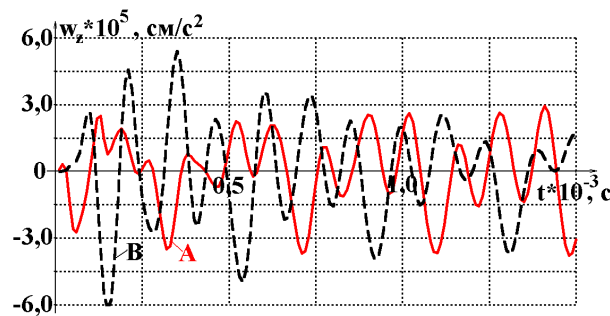


Рис. 4. Осевые ускорения точек в меридиональных плоскостях с координатами $\theta=0$ и $\theta=\pi/4$

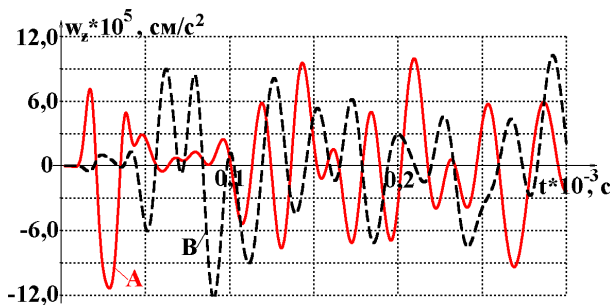


Рис. 5. Осевые ускорения точек А и В в случае более короткого импульса

Выводы

Создано методическое обеспечение для исследования переходных процессов в трехмерных осесимметричных конструкциях на основе полуаналитического метода конечных элементов. Проведенные расчеты на тестовом примере подтверждают устойчивость результатов, полученных с его помо-

щью, по отношению к количеству удерживаемых гармоник и шагу интегрирования. Время триангуляции матрицы системы разрешающих уравнений в расчетах по описанной методике примерно в 1000 раз меньше, чем при использовании классического МКЭ в трехмерной постановке.

Литература

1. Шульженко, Н. Г. Задачи термпрочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований) [Текст] : моногр. / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Б. Ф. Зайцев. – Saarbrücken, Germany : LAP LAM-

BERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, 2011. – 370 с.

2. Шульженко, Н. Г. Применение полуаналитического метода конечных элементов для решения трехмерных задач термомеханики в цилиндрических координатах [Текст] / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Т. В. Протасова // Динаміка і міцність машин : зб. наук. праць. Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – Вып. 20. – Х., 2004. – С. 151–160.

3. Крылов, В. И. Справочная книга по численному интегрированию [Текст] / В. И. Крылов, Л. Т. Шульгина. – М. : Наука, 1966. – 370 с.

4. Бате, К. Чисельні методи аналізу й метод кінцевих елементів [Текст] / К. Бате, Е. Вильсон. – М. : Стройиздат, 1982. – 448 с.

Поступила в редакцию 4.06.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф., вед. науч. сотр. К. В. Аврамов, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, Харьков.

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ В ТРИВИМІРНИХ ОСЕСИМЕТРИЧНИХ КОНСТРУКЦІЯХ ПРИ ІМПУЛЬСНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

М. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровський, Т. В. Протасова

Наводиться розрахункова методика оцінки перехідних процесів в конструкціях у вигляді тіл обертання за тривимірною моделлю. Вона базується на поєднанні методу скінченних елементів з представленням розв'язку в окружному напрямку рядами Фур'є. Меридіональний переріз конструкції розбивається на чотирикутні скінченні елементи. Зовнішнє навантаження може задаватися несиметричним чином. Застосування розроблених програмних модулів обчислень та графічного інтерфейсу для представлення результатів забезпечує економічність обчислень та можливість аналізу реальних конструкцій. Наводиться приклад розрахунку динамічної реакції елементу конструкції на імпульсну дію.

Ключові слова: перехідний процес, імпульсне навантаження, тривимірна осесиметрична конструкція, напіваналітичний метод скінченних елементів.

CALCULATION METHOD FOR TRANSIENT PROCESS IN 3D AXISYMMETRIC CONSTRUCTIONS UNDER IMPULSE LOADING

M. G. Shulzhenko, P. P. Gontarovskiy, T. V. Protasova

The calculation method for transient process in constructions in the form body of rotation by 3D model is presented. This method is based on combination of finite element method, where solution in circumferential direction obtained in form of finite Fourier series. The construction meridional section is divided into quadrilateral finite elements. The external loading can be defined asymmetrically. Software modules for computation and graphic interface increase calculation efficiency and makes possible analyse real structures. As an example dynamic response of element of construction under impulse loading is shown.

Key words: transient process, impulse loading, 3D axisymmetric construction, semianalytical finite element method

Шульженко Николай Григорьевич – д-р техн. наук, проф., зав. отделом вибрационных и термочностных исследований, институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, Харьков, Украина, e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua.

Гонтаровский Павел Петрович – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., ст. науч. сотр. отдела вибрационных и термочностных исследований, институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, Харьков, Украина, e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua.

Протасова Татьяна Владимировна – канд. техн. наук, мл. науч. сотр. отдела вибрационных и термочностных исследований, институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, Харьков, Украина, e-mail: tatyana.protasov@mail.ru.

УДК 539.3

Ю. С. ВОРОБЬЕВ¹, Н. Ю. ОВЧАРОВА¹, П. Н. КУЛАКОВ¹, С. Б. КУЛИШОВ²,
А. Н. СКРИЦКИЙ²¹ Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, Харьков² ГП НПКГ «Зоря»-«Машипроект», Николаев, Украина**ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА ГТД В ПОТОКЕ**

Рассматриваются колебания лопаточного аппарата компрессора ГТД в газовом потоке. Формируется трехмерная конечно-элементная модель лопаток компрессора и модель трехмерного потока газа с учетом вязкости, турбулентности и диссипации. Проводится расчет параметров нестационарного потока. В проточной части компрессора выделяется система первой ступени, в которой ожидаются наиболее интенсивные колебания. Проводится анализ возбудимости форм колебаний рабочих лопаток первой ступени. Учитывается воздействие гармоник возмущающих сил на установившемся и переходных режимах. Выявлены наиболее опасные режимы колебаний лопаток в потоке.

Ключевые слова: компрессорные лопатки, газотурбинные двигатели, колебания, газовый поток, МКЭ, динамические напряжения

Введение и постановка задачи

Лопаточный аппарат компрессоров современных газотурбинных двигателей находится под действием интенсивных статических и динамических нагрузок [1–3]. Определение газодинамических сил и их взаимодействия с колеблющимися лопатками являются сложной и неоднозначной вычислительной задачей. Основной причиной возбуждения колебаний лопаточного аппарата компрессора является окружная неравномерность потока [3]. Поток также является неоднородным в радиальном направлении. Частоты возмущающих гармоник кратны скорости вращения ротора и числу источников возмущения по окружности в газовом потоке, числу направляющих лопаток и стоек в проточной части. Кроме того, при изменении скорости вращения возникает ряд резонансных режимов. Под действием центробежных сил рабочие лопатки получают значительную деформацию, в частности, уменьшение закрутки лопаток [4]. Относительно статических деформаций происходят колебания лопаток компрессора под действием нестационарных сил газового потока. Для определения частот, возмущающих гармоник на резонансных режимах, необходим модальный анализ колебаний рабочих лопаток и построение резонансной диаграммы [5].

В работе рассматривается проточная часть компрессора, в которой расположены 4 рабочие ступени, 5 направляющих ступеней и стойки. Число лопаток во всех ступенях и стойках не является

кратным, поэтому система не имеет окружной или поворотной симметрии. Построены трехмерные конечно-элементные модели лопаточного аппарата совместно с трехмерной моделью потока. Рабочие лопатки считаются деформируемыми и упругими, направляющие лопатки и стойки являются недеформируемыми. На основе конечно-элементной модели потока проводится расчет скоростей и давлений в проточной части компрессора. Наиболее интенсивные колебания ожидаются в рабочих лопатках первой ступени. Выделяется уточненная модель системы первой ступени в потоке. Эта система включает стойки, рабочие лопатки и направляющий аппарат на входе и выходе первой ступени. Это позволяет упростить задачу на первом этапе анализа.

1. Анализ нестационарного потока

Вначале необходимо провести анализ потока в проточной части компрессора.

Геометрическая модель рабочего направляющего аппарата в проточной части компрессора представлена на рис. 1.

При моделировании газодинамического потока в проточной части компрессора используется конечно-элементная модель, основанная на уравнениях Навье-Стокса с учетом турбулентности и диссипации потока.

Газодинамический расчет потока в проточной части проводится с целью определить поля скоростей и давлений в потоке, а также на поверхности рабочих лопаток. Поле скоростей в радиальном се-

чении приведено на рис. 2.

Сама упругая система и поля скоростей не обладают окружной или поворотной симметрией. Поэтому выделения сектора или радиального сечения потока являются условными и приведены для наглядности.

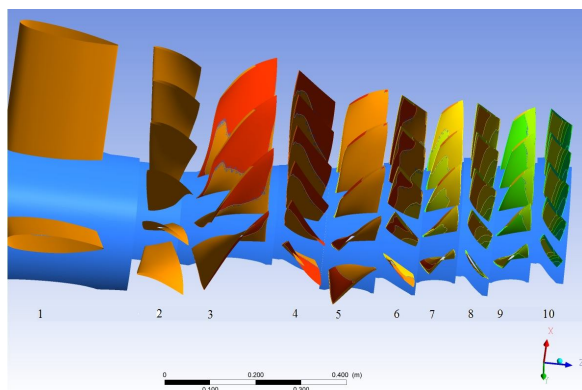


Рис. 1. Общий вид рабочего и направляющего лопаточного аппаратов компрессора:
стойки – 1, венцы рабочих лопаток первой ступени – 3, второй ступени – 5, третьей ступени – 7, четвертой ступени – 9, венцы направляющих лопаток – 2, 4, 6, 8, 10

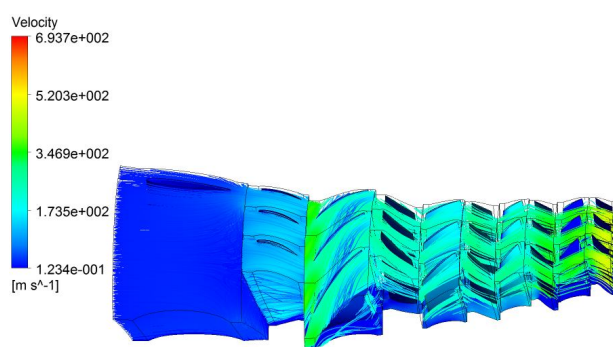


Рис. 2. Поле скоростей потока в радиальном сечении

Одновременно определяются поля давлений на поверхности лопаток.

Повышение давления в системе I ступени составляет 1,39, тогда как во всем компрессоре 2,28. Следует ожидать, что лопатки I ступени будут одними из наиболее нагруженных. Поэтому выделяется система первой ступени, включающая стойки, первую ступень с направляющими аппаратами до и после ступени. В этой системе параметры потока уточняются, а затем выделяется нестационарная часть потока. Параметры нестационарной части потока используются для анализа колебаний лопаток первой ступени компрессора в потоке, возбудимости различных форм колебаний и распределения полей

напряжений при различных формах колебаний лопаток в потоке.

Значение величин основных возмущающих гармоник позволяет проводить анализ параметров нестационарного потока в узком диапазоне частот вращения ротора. Это заметно сокращает объем расчетов.

2. Анализ динамических напряжений в лопатках первой ступени

Так как система первой ступени заметно проще всей системы компрессора, то далее проводится уточненный расчет параметров потока в системе первой ступени. На рис. 3 приведено распределение давлений в системе первой ступени в среднем сечении. Видно, что на спинке лопатки возникает пониженное давление.

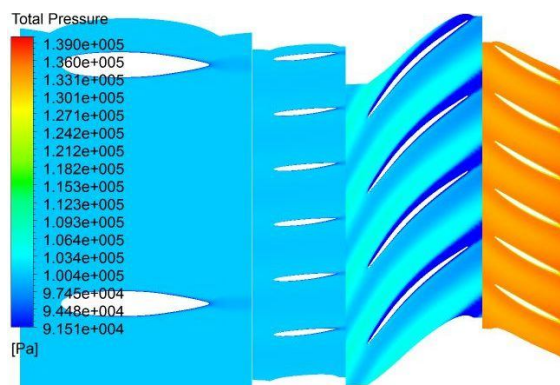


Рис. 3. Распределение давлений в потоке в системе первой ступени в среднем сечении

На рис. 4 показано поле скоростей на поверхности рабочей лопатки. Видна сложная структура пространственного потока.

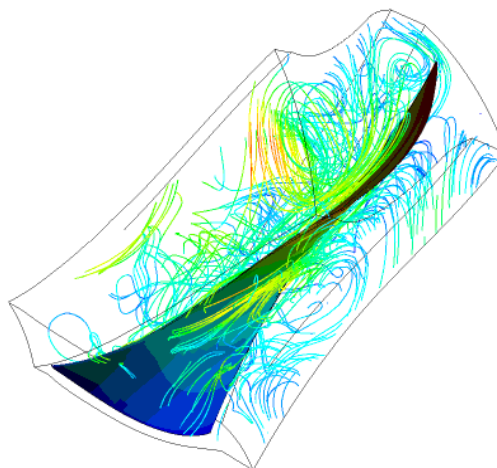


Рис. 4. Поле скоростей на поверхности рабочей лопатки

После анализа полей давлений выделяется нестационарная составляющая давлений в потоке. На этом этапе возможно возникновение некоторых погрешностей, так как анализ связан с вычислениями малых разностей больших величин.

На рисунке 5 показано распределение давлений на обеих сторонах лопатки. Видно, что на спинке имеется пониженное давление.

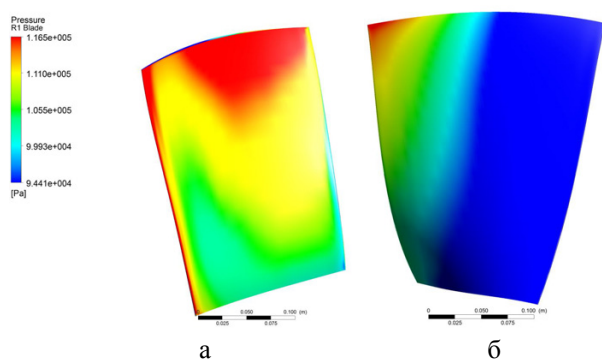


Рис. 5. Распределение давлений по поверхности рабочего колеса в корыте: а – на спинке; б – в системе первой ступени

Проводится анализ воздействия гармоник с частотой 125 Гц, соответствующей числу оборотов $n = 7500$, а также с частотами 750 Гц и 3250 Гц, что соответствует гармоникам nz , где $z = 6$ (число стоек) и $z = 26$ (число лопаток направляющего аппарата). Поля эквивалентных напряжений и перемещений для наиболее высокой частоты возбуждения представлены на рис. 6. Видно возбуждение высших форм колебаний.

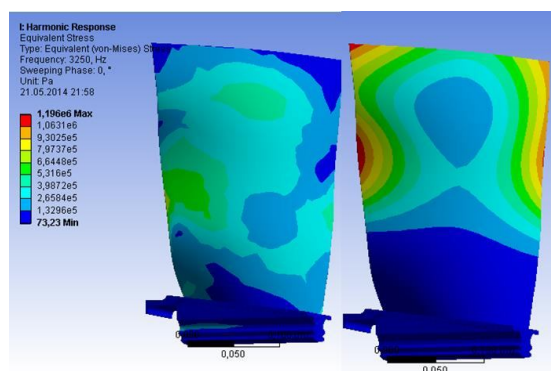


Рис. 6. Поля эквивалентных напряжений (слева) и перемещений (справа) при колебаниях лопатки первой ступени с частотой 3250 Гц

Максимальные эквивалентные напряжения (43 МПа) наблюдаются при возбуждении колебаний лопаток первой ступени с частотой 750 Гц. Эта гармоника возникает за счет влияния 6 стоек.

Кроме того, проводится анализ возбуждения

колебаний на переходных режимах гармониками k_n , согласно резонансной диаграмме Кэмпбелла. Гармоника, соответствующая $k = 1$, не вызывает резонанса вращающихся лопаток. Рассматриваются резонансы вызываемые второй ($k = 2$), третьей ($k = 3$) и четвертой ($k = 4$) гармониками. Поля эквивалентных напряжений при возбуждении колебаний второй гармоникой представлены на рис. 7.

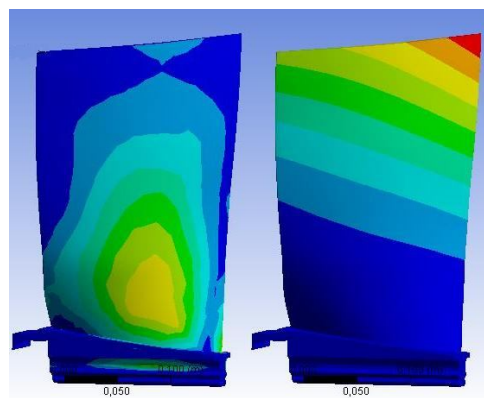


Рис. 7. Поля эквивалентных напряжений при возбуждении колебаний лопатки первой ступени на переходных режимах второй гармоникой ($k = 2$)

Видно, что возбуждается форма колебаний близкая к первой.

Максимальные эквивалентные напряжения на переходных режимах (46 МПа) связаны с влиянием второй гармоники ($k = 2$).

Наибольшие эквивалентные напряжения при колебаниях лопатки первой ступени в потоке не превосходят 50 МПа. Анализировалось воздействие максимально возможных значений возмущений. С учетом этого фактора и демпфирования колебаний в материале и замковых соединениях максимальные напряжения в лопатках первой ступени будут еще меньше.

Наиболее возбудимыми оказываются 1 и 3 собственные формы лопаток первой ступени.

Выводы

Разработана конечно-элементная модель упругой системы компрессора и связанная с ней модель потока на основании уравнений Навье-Стокса с учетом турбулентности и диссипации. Проведен расчет параметров потока во всей системе компрессора. Выделена уточненная модель системы первой ступени, включающая стойки, входной направляющий аппарат, рабочие лопатки I ступени и направляющие лопатки за ними. Проведен уточненный расчет параметров потока в системе I ступени, и получены поля скоростей и давлений. Проведен анализ возбудимости форм колебаний рабочих лопаток I ступени.

Определены динамические напряжения в лопатках первой ступени под действием наиболее опасных гармоник. Наибольшие напряжения в лопатке первой ступени на переходных режимах вызывает вторая гармоника. Наиболее возбудимыми оказались первая и третья формы колебаний лопаток первой ступени. Наибольшее вибрационное напряжение в лопатке первой ступени не превышает 50 МПа.

Литература

1. Биргер, И. А. Динамика авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр. – М. : Машиностроение, 1981. – 48 с.
2. Материалы и прочность оборудования [Текст] : учеб. пособие / В. М. Боровков, Л. Б. Гецов, Ю. С. Воробьев, А. Я. Копсов, С. В. Петин, Г. Д. Пигрова, А. И. Рыбников. – Санкт Петербург : Изд-во Спбгпу, 2008. – 612 с.
3. Шкловец, А. О. Расчет вынужденных колебаний лопаток рабочего колеса авиационного газотурбинного двигателя, возникающих от действия окружной неоднородности газового потока [Текст] / А. О. Шкловец, Г. М. Попов, Д. А. Колмокова // Изв. Самарского научного центра РАН Авиационно-космическое машиностроение. – 2012. – Т. 14, № 1(2). – С. 517–520.
4. Воробьев, Ю. С. Влияние центробежных сил на статику и динамику элементов ГТД [Текст] / Ю. С. Воробьев, Н. Ю. Овчарова, К. Д. Тыртышников // Восточно Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – № 3/12(63). – С. 47–49.
5. Анализ колебаний лопаточного аппарата компрессора ГТД [Текст] / Ю. С. Воробьев, В. Н. Романенко и др. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 10 (107). – С. 55 – 59.

Поступила в редакцию 8.06.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

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

ВИМУШЕНІ КОЛИВАННЯ СТУПЕНЯ КОМПРЕСОРА ГТД В ПОТОЦІ

Ю. С. Воробйов, Н. Ю. Овчарова, П. М. Кулаков, С. Б. Кулішов, О. М. Скрицький

Розглядаються коливання лопаткового апарату компресора ГТД в газовому потоці. Формується тривимірна скінчено-елементна модель лопаток компресора і модель тривимірного потоку газу з урахуванням в'язкості, турбулентності і дисипації. Проводиться розрахунок параметрів нестационарного потоку. У проточній частині компресора виділяється система першого ступеня, в якій очікуються найбільш інтенсивні коливання. Проводиться аналіз збудливості форм коливань робочих лопаток першого ступеня. Враховується вплив гармонік збуджуючих сил на сталому та перехідних режимах. Виявлено найбільш небезпечні режими коливань лопаток в потоці.

Ключові слова: компресорні лопатки, газотурбінні двигуни, коливання, газовий потік, МСЕ, динамічні напруження.

FORCED VIBRATIONS OF COMPRESSOR STAGES OF GAS TURBINE ENGINE IN THE FLOW

Iu. S. Vorobiev, N. Iu. Ovcharova, P. N. Kulakov, S. B. Kulishov, A. N. Skrickiy

The fluctuations blading compressors of gas turbine engines in the gas stream. The three-dimensional finite element model of the compressor blades and three-dimensional model of the gas flow with viscosity, turbulence and dissipation are formed. The calculations of unsteady flow parameters are conducted. In the flowing part of the compressor the system of first stage is allocated, in which the most intense vibrations are expected. The analysis excitability mode shapes working blades of the first stage are conducted. Take into account the impact of harmonics perturbing forces at steady state and transient conditions. The most dangerous oscillation modes blades in the flow are revealed.

Keywords: compressor blades, gas turbine engines, vibrations, gas flow, FEM, dynamics stresses.

Воробьев Юрий Сергеевич – д-р техн. наук, профессор, институт проблем машиностроения НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: vorobiev@ipmach.kharkov.ua.

Овчарова Наталья Юрьевна – ведущий инженер отдела нестационарных механических процессов, институт проблем машиностроения НАН Украины, Харьков, Украина.

Кулаков Петр Николаевич – аспирант, институт проблем машиностроения НАН Украины, Харьков, Украина.

Кулишов Сергей Борисович – зам. генерального конструктора по новой технике, ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина.

Скрицкий Александр Николаевич – начальник отдела динамики и прочности, ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: spe@machproekt.nikolaev.ua.

УДК 533.9.07

А. И. ЦАГЛОВ, С. Ю. НЕСТЕРЕНКО, А. В. ЛОЯН

*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина***МЕХАНИЗМЫ УСКОРЕНИЯ ПЛАЗМЫ В ГЕЛИКОННОМ ЭРД**

В статье рассмотрены вопросы ускорения плазмы в безэлектродном электроракетном двигателе с высокочастотной ионизацией рабочего тела – геликонном двигателе малой мощности. Представлена конструкция, конфигурация внешнего магнитного поля и результаты испытаний действующей лабораторной модели двигателя. Изложены вопросы влияния геометрии разрядной камеры двигателя на его эффективность и предварительные результаты исследований. Рассмотрены основные механизмы ускорения плазмы в геликонном двигателе. Проведены оценочные расчеты вклада различных механизмов ускорения, таких как электромагнитное ускорение и ускорение под действием электронного давления в тягу двигателя. Показано, что при данной конфигурации лабораторной модели геликонного двигателя основным механизмом ускорения плазмы является электромагнитный.

Ключевые слова: геликонный ЭРД, геликонный резонанс, электронно-циклотронный резонанс, нижний гибридный резонанс, электромагнитное ускорение плазмы.

Введение

Данная статья является продолжением цикла публикуемых материалов, посвященных разработке перспективного безэлектродного электроракетного двигателя (ЭРД) с высокочастотной (ВЧ) ионизацией рабочего тела (РТ) – геликонного двигателя малой мощности [1 - 6].

Актуальность и интерес к данной тематике обуславливается преимуществами геликонного двигателя (отсутствие контактирующих с плазмой электродов, возможность использования различных типов РТ) и значительным потенциалом его применения на борту низкоорбитальных (200...500 км) космических аппаратов (КА) класса «микро», что позволит существенно увеличить время их активного существования. Ресурс геликонного двигателя, в отличие от других типов ЭРД, не зависит от уровня потребляемой мощности. На сегодняшний день основной задачей научных исследований в данной области является увеличение КПД маломощных геликонных двигателей.

Работы по геликонному ЭРД проводились в отделе ЭРД ХАИ в рамках программы «7-th framework program theme SPA.2007.2.2.02» по проекту «Helicon Plasma Hydrazine. Combined Micro Propulsion» (2010 – 2012 гг.) и продолжаются по сей день, несмотря на завершение международного проекта.

В рамках проекта впервые для геликонного ЭРД была предложена конфигурация внешнего магнитного поля (ВМП) с двухпиковым распределением магнитной индукции в разрядной камере (РК), в частности с размещением пиков у ее среза и инжек-

тора, наличием на оси зоны с близкой к нулю магнитной индукцией, выполнением условий электронно-циклотронного (ЭЦР), геликонного и нижнего гибридного резонансов (НГР) и согласованием распределений магнитной индукции и напряженности ВЧ электрического поля антенны – совпадением их минимумов и максимумов.

Применение разработанной конфигурации ВМП при испытаниях лабораторной модели маломощного геликонного двигателя позволило повысить тяговый КПД до 13...19 % в диапазонах потребляемой ВЧ мощности 8...50 Вт, удельного импульса 420...1250 с и использовании аргона в качестве РТ.

На сегодняшний день основными направлениями работы являются исследования механизмов ускорения плазмы в геликонном ЭРД, а также изучение влияния геометрии РК на параметры струи и эффективность работы двигателя.

Действующая модель геликонного двигателя

Представленные результаты были получены при испытаниях действующей лабораторной модели геликонного двигателя (рис. 1).

Особенностью данной модели является возможность демонтажа / замены РК, антенны и магнитной системы. Корпус модели изготовлен из стеклотекстолита. В двигателе используется резонансная антенна, согласование которой осуществляется путем подстройки частоты.

В качестве источников ВМП применены самарий-кобальтовые постоянные магниты. Распреде-

ния магнитной индукции вдоль РК по оси и у стенок представлены на рис. 2.



Рис. 1. Действующая модель геликонного ЭРД

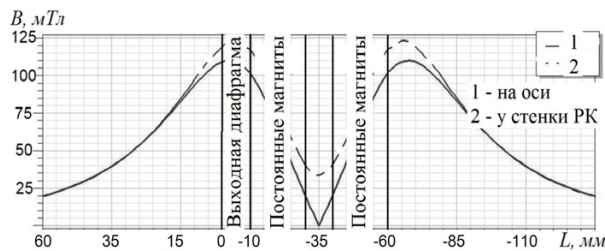


Рис. 2. Конфигурация ВМП действующей модели

Распределение резонансных зон поглощения ВЧ мощности плазмой вдоль РК разработанной модели двигателя представлено на рис. 3. Конфигурация ВМП совмещает выполнение трех типов резонансов (ЭЦР, геликонных и НГР) в РК разработанной модели геликонного двигателя.

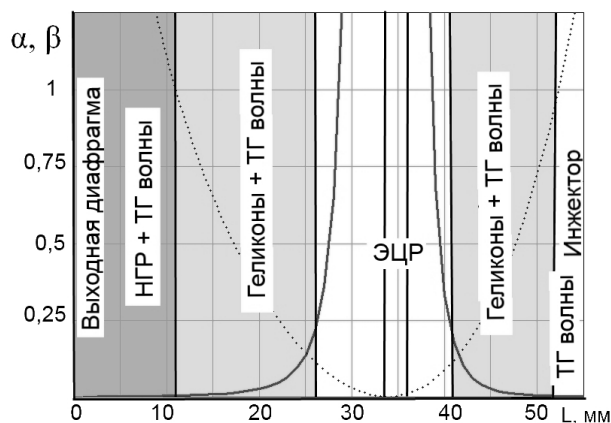


Рис. 3. Распределение режимов поглощения ВЧ мощности плазмой по длине РК двигателя

Распределения осевой и радиальной составляющих магнитной индукции ВМП у стенки РК представлены на рис. 4.

Из рисунка 4 следует, что осевая составляющая магнитной индукции в области ускорения (за пределами выходной диафрагмы) является преобладающей. Изложенные во введении результаты испытаний были получены при использовании цилиндри-

ческой РК. Для проведения дальнейших исследований была разработана и изготовлена РК с кольцевым сечением (рис. 5).

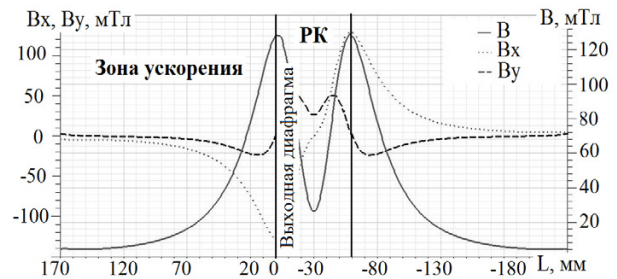


Рис. 4. Соотношение осевой и радиальной компоненты магнитной индукции ВМП двигателя

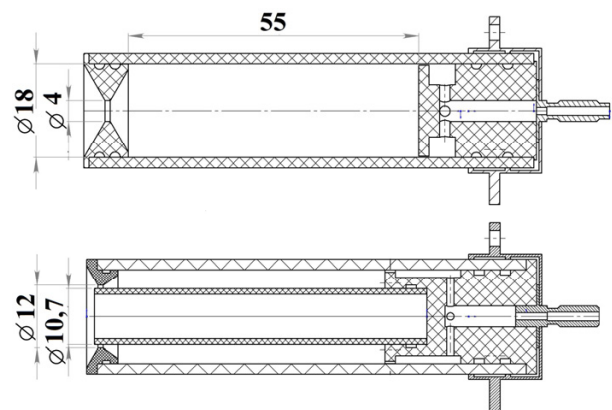


Рис. 5. Цилиндрическая и кольцевая типы РК

Кольцевая РК была изготовлена для проверки возможностей повышения КПД за счет увеличения электромагнитной составляющей тяги (см. формулы ниже) при сохранении необходимого уровня концентрации РТ в РК при рабочих массовых расходах. Площади критических сечений выходных диафрагм равнялись 12,6 мм² и 23 мм² для цилиндрической и кольцевой РК соответственно.

Экспериментальное исследование параметров струи модели

На момент написания статьи была проведена серия предварительных экспериментов с цилиндрической и кольцевой РК, направленных на исследования углового распределения ионного тока струи. Полученные при помощи многосеточного зонда экспериментальные данные представлены на рис. 6.

Прирост ионного тока на зонд при использовании кольцевой РК составил от 1,5 до 2,2 раз при одинаковых уровнях мощности, соотношениях площадей критических сечений диафрагм 1,8 раза и рабочих массовых расходов 1,2 раза, что говорит о работоспособности и перспективности кольцевой конфигурации, а также необходимости ее оптимизации.

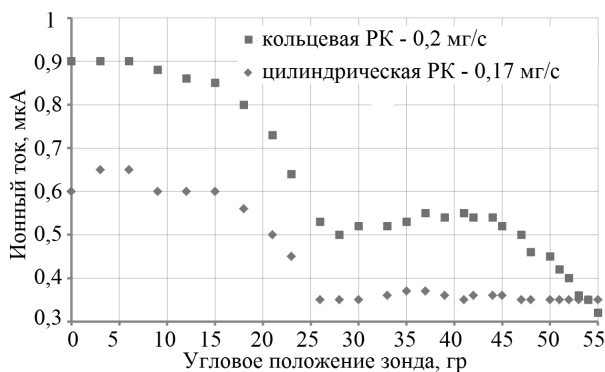


Рис. 6. Угловые распределения ионного тока струи при подводимой ВЧ мощности около 40 Вт

Теоретические расчеты

Можно выделить следующие основные механизмы ускорения в геликонном ЭРД, в котором ионная компонента плазмы не является замагниченной:

а) ускорение в амбиполярном электрическом поле, образующемся в результате пространственного разделения частиц при их движении в сторону снижения концентрации – ускорение за счет электронного давления;

б) электромагнитное ускорение плазмы объемными силами за счет взаимодействия кольцевых токов в плазме с радиальной составляющей внешнего постоянного во времени магнитного поля.

Вклад ускорения за счет электронного давления можно оценить по следующей формуле:

$$F_p = p_e \cdot S = \int_0^r p_e \cdot r dr = \int_0^r n_e \cdot k \cdot T_e \cdot r dr, \quad (1)$$

где p_e – продольная составляющая электронного давления;

S – площадь критического сечения выходной диафрагмы;

r – радиус отверстия в выходной диафрагме;

n_e – концентрация электронов;

k – постоянная Больцмана;

T_e – температура электронов.

Вклад электромагнитной составляющей в тягу двигателя можно упрощенно оценить по следующей формуле:

$$F_B = 2\pi \cdot \int_0^z \int_0^r j_\phi \cdot B_{cr} \cdot r dr dz, \quad (2)$$

где j_ϕ – кольцевой ток в плазме;

B_{cr} – радиальная составляющая индукции внешнего постоянного во времени магнитного поля.

Кольцевой ток в плазме можно записать в виде:

$$j_\phi = -\frac{dB_t}{dz} \varepsilon_0 c^2, \quad (3)$$

где ε_0 – диэлектрическая постоянная;

c – скорость света;

B_t – переменная составляющая магнитной индукции, определяемая конфигурацией антенны и величиной тока, текущего по ней.

Тогда оценить вклад магнитной составляющей можно по следующей формуле:

$$F_B = \varepsilon_0 \cdot c^2 \cdot B_{cr} \cdot B_t \cdot S, \quad (4)$$

где S – площадь выходного сечения.

Экспериментальные и расчетные данные, необходимые для проведения оценки вклада компонент в тягу двигателя приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры модели двигателя

№	Параметр	Величина
1	Концентрация электронов	$6 \cdot 10^{18} \text{ 1/м}^3$
2	Температура электронов	15 эВ
3	Постоянная радиальная составляющая магнитной индукции	0..30 мТл
4	Переменная составляющая магнитной индукции	1 мТл
5	Радиус отверстия в выходной диафрагме	2 мм
6	Радиус РК	9 мм
7	Измеренная тяга модели при расходе 0,12 мг/с и уровне мощности 50 Вт	1,5 мН

Оцененные величины тяги для различных конфигураций РК, создаваемые за счет электронного давления и электромагнитных сил, составили 0,02...0,03 мН и 0,75...2 мН соответственно, что говорит о значительном преобладании электромагнитного механизма ускорения плазмы и его основной роли в создании тяги разработанного геликонного двигателя, а также об эффективности кольцевой конфигурации РК.

Выводы и дальнейшие перспективы

Таким образом, наибольший вклад в тягу разработанного геликонного двигателя вносит электромагнитный механизм, что говорит о протяженной зоне ускорения и необходимости детального исследования вопросов истечения плазмы в расходящемся магнитном поле.

Использование кольцевой РК является перспективным направлением модернизации модели геликонного двигателя, поскольку обеспечивает большую величину радиальной составляющей индукции ВМП в области выходной диафрагмы.

Дальнейшими направлениями исследования являются комплексное изучение влияния геометрии РК на параметры двигателя, испытания модели с

кольцевой РК на тягомере, а также проведение тяговых измерений с по отдельности устанавливаемыми на тягомер РК и магнитной системой двигателя для проверки теоретических оценок.

Литература

1. Исследование лабораторной модели геликонового двигателя с двойным электрическим слоем малой мощности [Текст] / А. И. Цаглов, А. В. Лоян, Н. Н. Кошелев, О. П. Рыбалов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2010. – № 7(74). – С. 90 – 95.

2. Испытания инженерной модели безэлектродного электрореактивного двигателя малой мощности с высокочастотной ионизацией рабочего тела [Текст] / А. И. Цаглов, А. В. Лоян, Н. Н. Кошелев, О. П. Рыбалов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2011. – № 7(84). – С. 115 – 119.

3. Цаглов, А. И. Исследование параметров струи безэлектродного ЭРД с ВЧ ионизацией РТ [Текст] / А. И. Цаглов // *Авиационно-космическая*

техника и технология. – 2012. – № 9 (96). – С. 191 – 195.

4. Результаты испытаний безэлектродного электрореактивного двигателя малой мощности с ВЧ ионизацией РТ [Текст] / А. И. Цаглов, А. В. Лоян, Н. Н. Кошелев, О. П. Рыбалов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. – № 8 (95). – С. 212 – 218.

5. Low Power Radio-Frequency Plasma Thruster Development and Testing [Электронный ресурс] / F. Trezzolani, A. Lucca Fabris, D. Pavarin, A. Selmo, A. I. Tsaglov, A. V. Loyan, O. P. Rubalov, M. Manente // *33rd International Electric Propulsion Conference, The George Washington University Washington, D.C. USA October 6–10, 2013*. – 16 с. – Режим доступа: www.iepc2013.org/get?id=153. – 23.05.2014.

6. Конфигурация внешнего магнитного поля маломощного геликонного ЭРД [Текст] / А. И. Цаглов, А. В. Лоян, Т. А. Максименко, О. П. Рыбалов // *Вестник двигателестроения*. – 2013. – № 2. – С. 94 – 98.

Поступила в редакцию 23.05.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

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

МЕХАНІЗМИ ПРИСКОРЕННЯ ПЛАЗМИ У ГЕЛІКОННОМУ ЕРД

О. І. Цаглов, С. Ю. Нестеренко, А. В. Лоян

У статті розглянуто питання прискорення плазми в безелектродному електроракетному двигуні з високочастотною іонізацією робочого тіла - геліконному двигуні малої потужності. Представлено конструкцію, конфігурацію зовнішнього магнітного поля і результати випробувань діючої лабораторної моделі двигуна. Викладено питання впливу геометрії розрядної камери двигуна на його ефективність і попередні результати досліджень. Розглянуто основні механізми прискорення плазми у геліконному двигуні. Проведено оціночні розрахунки внеску різних механізмів прискорення, таких як електромагнітне прискорення і прискорення під дією електронного тиску у тягу двигуна. Показано, що при даній конфігурації лабораторної моделі геліконного двигуна основним механізмом прискорення плазми є електромагнітний.

Ключові слова: геліконний ЕРД, геліконний резонанс, електронно-циклотронний резонанс, нижній гібридний резонанс, електромагнітне прискорення плазми.

MECHANISMS OF PLASMA ACCELERATION IN HELICON PLASMA THRUSTER

O. I. Tsaglov, S. Yu. Nesterenko, A. V. Loyan

In article is discussed the electrodeless plasma acceleration in electric propulsion with high-frequency ionization of working body - helicon low power plasma thruster. Design, configuration of the external magnetic field and results of thruster laboratory model testing are presented. Questions of thruster discharge chamber geometry influence on its efficiency and preliminary investigations are described. Basic mechanisms of plasma acceleration in helicon engines are discussed. Assessment calculations of different acceleration mechanisms contributions, such as electromagnetic acceleration and acceleration under the influence of electron pressure, in the engine thrust were conducted. It is shown that for a given configuration of helicon plasma thruster laboratory model the main mechanism of plasma acceleration is electromagnetic.

Key words: helicon plasma thruster, helicon resonance, electron cyclotron resonance, the lower hybrid resonance, electromagnetic plasma acceleration.

Цаглов Александр Игоревич – аспирант каф. 401, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: a.tsaglov@ukr.net.

Нестеренко Сергей Юрьевич – канд. техн. наук, доцент каф. 401, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: sergiush@yahoo.com.

Лоян Андрей Витальевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. каф. 401, начальник отдела ЭРДУ МНТЦ КЭД, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: a.loyan@khai.edu.

УДК 531.133.1

Е. А. ИГУМЕНЦЕВ¹, Е. А. ПРОКОПЕНКО²¹ *Метрологический центр Национальной Акционерной Компании «Нефтегаз Украины» «Восточноевропейский региональный центр метрологии природного газа, нефти и нефтепродуктов», Украина*² *Украинская инженерно-педагогическая академия, Украина*

МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ЗАРЯЖЕННОГО ГИРОСКОПА

В качестве модели заряженного гироскопа предложен электрон. Показано, что электрон ведет себя как обычный волчок, если центр его тяжести и жесткости не совпадают. При этом возникший резонансный момент импульса равен экспериментальному значению квантовой модели электрон-волна для скоростей вращательного движения меньших скорости света. В модели учтено внутреннее демпфирование колебаний электрона, где гистерезисные потери могут наблюдаться и для магнитного момента. Доказано, что периодический крутящий момент находится в резонансе с механической системой модели электрона-гироскопа и создает резонансный момент импульса для линейных скоростей вращательного движения, меньших скорости света, соответствующий моменту импульса электрона.

Ключевые слова: гироскоп, идеальная сфера, неидеальная сфера, момент импульса, вектор, проекция, частота.

Гироскопические приборы получили широкое применение в таких отраслях, как судоходство, авиация и космонавтика. Гироскоп чаще всего применяется как чувствительный элемент указывающих гироскопических приборов и как датчик угла поворота или угловой скорости для устройств автоматического управления. В некоторых случаях, например в гиростабилизаторах, гироскопы используются как генераторы момента силы или энергии. Гироскопы используются в виде компонентов как в системах навигации (авиагоризонт, гирокомпас, ИНС и т. п.), так и в неактивных системах ориентации и стабилизации космических аппаратов. Постоянно растущие требования к точностным и эксплуатационным характеристикам гиро-приборов обуславливают актуальность разработки новых идей, которые позволят решить проблему создания чувствительных датчиков для измерения и отображения параметров углового движения объекта, а также новых моделей гироскопического движения.

Рассмотрим в качестве модели заряженного гироскопа электрон, имеющий форму неидеального шара с эксцентриситетом силы тяжести, позволяющим представить его симметричным волчком [1].

Под неидеальным шаром будем понимать такой шар, у которого центр жесткости (геометрический центр) образует идеальный шар, где моменты инерции относительно любых осей, проходящих через центр жесткости, равны $I_\xi = I_\eta = I_\zeta = I_0$. Центр тяжести не совпадает с центром жесткости и имеет незначительный эксцентриситет ε . Если ось

O ζ провести через центр жесткости и центр тяжести (отрезок ε), то моменты инерции относительно осей ζ, ξ, η будут равны $I_\zeta = I_0$; $I_\xi = I_\eta = I = I_0 + m\varepsilon^2$, отношение I/I_0 равно $I/I_0 = 1 + 5\varepsilon^2/(2R^2)$, где m , R – масса и радиус шара (рис. 1, а).

В этом случае неидеальный шар можно рассматривать как вытянутый вдоль оси ζ волчок ($I > I_0$). Проведем ось ζ перпендикулярно прямой, соединяющей центр жесткости и центр тяжести (отрезок ε), и перпендикулярно плоскости, в которой находятся отрезок ε и оси ξ, η . Оси ξ и η проведем под углом $\pi/4$ к отрезку ε . Тогда момент инерции относительно оси ζ будет равен $I_\zeta = \bar{I}_0 = I_0 + m\varepsilon^2$, а моменты инерции относительно осей ξ и η , соответственно, равны $I_\xi = I_\eta = \bar{I} = I_0 + m\varepsilon^2/2$. В этом случае неидеальный шар можно рассматривать как сплюснутый (рис. 1, б) вдоль оси ζ волчок ($\bar{I} < \bar{I}_0$).

Запишем уравнения Лагранжа для выбранной модели:

$$\left. \begin{aligned} I\ddot{\theta} + \Omega_z I \sin \theta (\Omega_\zeta - \Omega_z \cos \theta) + I n \Omega_\zeta^2 \sin \theta &= M_k; \\ I\dot{\Omega}_z \sin \theta + 2I\Omega_z \omega_k \cos \theta - I_0 \omega_\zeta \omega_k &= -M_u; \\ I_0 d\omega_\zeta/dt &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Из последнего уравнения (1) получим $\omega_\zeta = \text{const}$. Второе уравнение (1) может быть представлено в виде

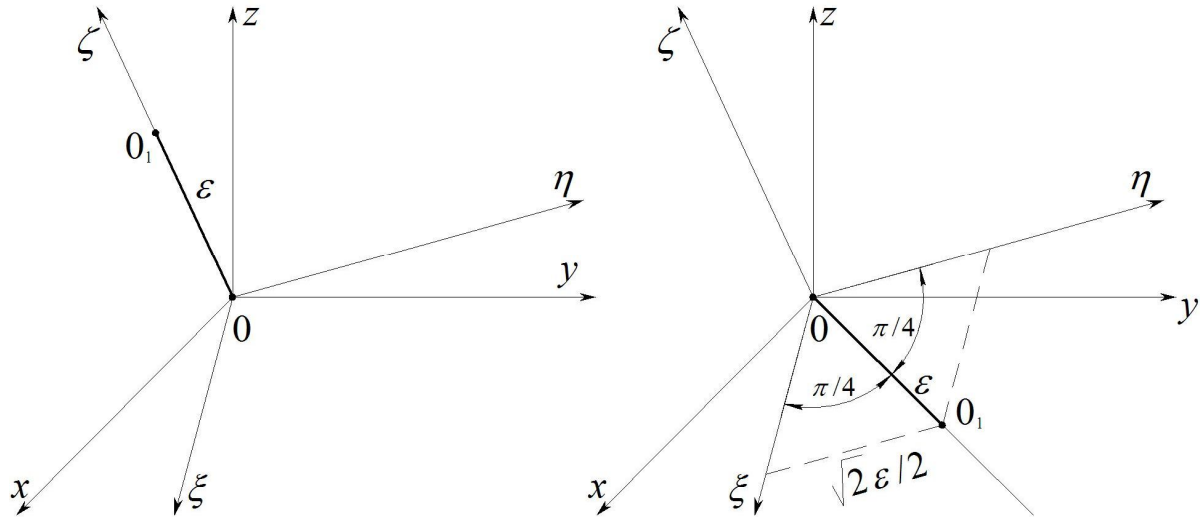


Рис. 1. Расположение подвижных и неподвижных осей неидеального шара
(O – центр жесткости; O₁ – центр тяжести):

а – для вытянутого волчка; б – для сплюснутого волчка

$$\dot{\Omega}_z \sin \theta + 2\Omega_z \omega_k \cos \theta - I_0 \omega_\zeta \omega_k / I = -M_u / I.$$

Разделим это уравнение на $\sin \theta$

$$\dot{\Omega}_z + 2\Omega_z \omega_k \operatorname{ctg} \theta = \frac{\omega_k \Omega_\zeta}{(1 + \bar{k}) \sin \theta}.$$

Запишем производную $\dot{\Omega}_z$ и приведем уравнение к следующему виду

$$\frac{d\Omega_z}{dt} + 2\Omega_z \omega_k \operatorname{ctg} \theta = \frac{\omega_k \Omega_\zeta}{(1 + \bar{k}) \sin \theta}. \quad (2)$$

Решим однородное уравнение (2). Применяя вариацию постоянной, получим

$$\frac{d\Omega_z}{dt} = -\frac{2C \cos \theta d\theta}{\sin^3 \theta} + \frac{dC/dt}{\sin^2 \theta}.$$

Подставим полученное равенство в неоднородное уравнение (2)

$$\frac{dC/dt}{\sin^2 \theta} = \frac{\Omega_\zeta \omega_k}{\sin \theta (1 + \bar{k})}.$$

Вычислим постоянную интегрирования

$$\frac{dC}{dt} = \frac{\Omega_\zeta \omega_k \sin \theta}{1 + \bar{k}} \text{ или } dC = \left(\frac{\Omega_\zeta \omega_k \sin \theta}{1 + \bar{k}} \right) dt,$$

откуда

$$C = -\frac{\Omega_\zeta \cos \theta}{1 + \bar{k}} + C_1,$$

следовательно

$$\Omega_z = \frac{C_1 - \Omega_\zeta \cos \theta / (1 + \bar{k})}{\sin^2 \theta}.$$

Выберем начальные условия при $t = 0$ такими, чтоб выполнялось равенство $\theta_\Omega = \theta_0$. Тогда выражение для частоты Ω_z при $t = 0$ примет следующий вид

$$\Omega_z \Big|_{t=0} = \frac{C_2 - \Omega_\varphi \cos \theta_\Omega}{(1 + \bar{k}) \sin^2 \theta_\Omega} = \Omega,$$

где $C_2 = C_1(1 + \bar{k})$ – новая постоянная, которую определяют из уравнения

$$C_2 = \Omega(1 + \bar{k}) \sin^2 \theta_\Omega.$$

Подставив значение C_2 в выражение частоты Ω_z , для малых значений $\bar{k} \approx 0$ получим

$$\Omega_z = \frac{\Omega(1 - \cos \theta_\Omega \cos \theta)}{\sin^2 \theta}.$$

Выражение для частоты Ω_z при $t = 0$ будет

$$\Omega_z \Big|_{t=0} = \frac{\Omega(1 - \cos^2 \theta_\Omega)}{\sin^2 \theta_\Omega}.$$

При таких начальных условиях ($t = 0$) прямоугольник векторов угловых скоростей вырождается в отрезок, направленный вдоль вертикальной оси Oz,

$$\Omega_z = \omega = \Omega = \Omega_\zeta.$$

Первое уравнение системы (1) может быть представлено в виде

$$\ddot{\theta} + \Omega_z \sin \theta (\Omega_\zeta - \Omega_z \cos \theta) + n \Omega_\zeta^2 \sin \theta = M_k / I.$$

Подставив в первое уравнение (1) значение частоты Ω_z и момента M_k , и для малых значений $\varepsilon \approx 0$ и $\bar{k}$, используя соотношение $\bar{k} \approx 1 - \bar{k}(1 + \bar{k})$, получим

$$\ddot{\theta} + \Omega_\varphi^2 = \frac{(1 - \cos \theta_\Omega \cos \theta)}{\cos \theta_\Omega \sin^3 \theta} = -\bar{k} \Omega_\zeta \omega_k. \quad (3)$$

Подставим равенства $\dot{\theta} = d\theta / dt = \omega_k$ и $\ddot{\theta} = d\omega_k / dt$ в (3), и запишем уравнение изображающей точки в виде

$$\frac{d\omega_k}{dt} + \Omega_\zeta^2 \left[\frac{1}{\cos\theta_\Omega \sin^3\theta} - \frac{2\cos\theta}{\sin^3\theta} + \frac{\cos\theta_\Omega \cos^2\theta}{\sin^3\theta} \right] - \bar{k}\Omega_\varphi\omega_\Pi = 0. \quad (4)$$

Умножим на ω_k и проинтегрируем выражение (4). Интеграл от первого слагаемого есть $J_1 = \omega_k^2 / 2$. Интеграл от второго слагаемого равен

$$J_2 = \frac{\Omega_\zeta^2}{\cos\theta_\Omega} \left[\frac{1}{2} \ln \left| \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \right| - \frac{\cos\theta}{2\sin^2\theta} \right].$$

Интеграл от третьего слагаемого есть

$$J_3 = \Omega_\zeta^2 \int \frac{2\cos\theta d\theta}{\sin^3\theta} = \frac{\Omega_\zeta^2}{\sin^2\theta}.$$

Интеграл от четвертого слагаемого равен

$$J_4 = \Omega_\zeta^2 \int \frac{\cos^2\theta \cos\theta_\Omega d\theta}{\sin^3\theta} = -\Omega_\zeta^2 \cos\theta_\Omega \left[\frac{1}{2} \ln \left| \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \right| + \frac{\cos\theta}{2\sin^2\theta} \right].$$

Интеграл от пятого слагаемого есть

$$J_5 = \bar{k}\Omega_\zeta^2 \operatorname{tg}\theta_\omega \int d\theta = \theta \bar{k}\Omega_\zeta^2 \operatorname{tg}\theta_\omega.$$

После интегрирования уравнение (4) выглядит следующим образом

$$\frac{\omega_k^2}{2} = \Omega_\zeta^2 \left[\frac{2\cos\theta_\Omega - \cos\theta(1 + \cos^2\theta_\Omega)}{2\sin^2\theta \cos\theta_\Omega} + \frac{1}{2} \ln \left| \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \right| \cdot \frac{1 - \cos^2\theta_\Omega - \bar{k}\theta \operatorname{tg}\theta_\omega}{\cos\theta_\Omega} \right] = h. \quad (5)$$

Здесь h – постоянная интегрирования аналогичная [2], а выражение энергетического баланса $U(\theta)$ [3] соответствует второму слагаемому левой части уравнения изображающей точки (5). Из решения задачи о моменте импульса шара-гироскопа [3] известно, что момент импульса электрона направлен по оси $O\Pi$ и смещен от оси $O\zeta$ на угол равный $\theta \approx \pi/2$. Угол θ_Ω смещен от оси $O\zeta$ также на угол $\theta \approx \pi/2$ и, следовательно, $\cos\theta_\Omega = \alpha$, где α – малая величина. Подставив значение $\cos\theta_\Omega$ в выражение энергетического баланса при условии $\theta_\omega \approx \theta_\Omega$, получим

$$U(\theta) = \frac{\Omega_\zeta^2}{2\alpha} \left[\ln \left| \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \right| - \frac{\cos\theta}{\sin^2\theta} - 2\bar{k}\theta \right].$$

Используем выражение $U(\theta)$ для анализа фазовой картины (рис. 2). В точке $\theta = 0$ кривая энергетического баланса асимптотически стремится к $-\infty$. В точке $\theta = \pi/2$ её значение равно

$$U\left(\frac{\pi}{2}\right) = -\frac{\Omega_\zeta^2 \bar{k}\pi}{2\alpha}. \text{ В точке } \theta = \pi \text{ кривая асимптоти-}$$

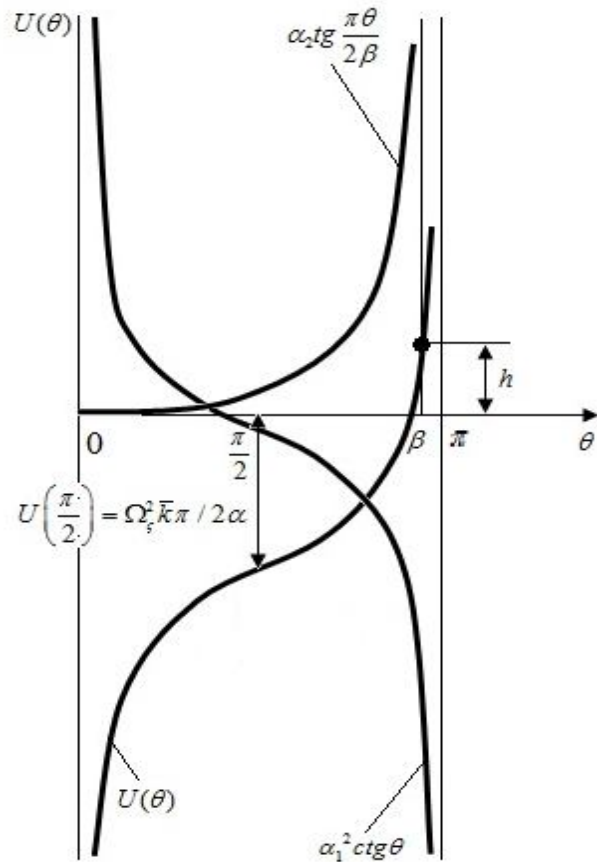


Рис. 2. Кривая энергетического баланса

чески стремится к $+\infty$.

Кривая энергетического баланса по форме напоминает график функции $-\operatorname{ctg}\theta$, сдвинутый по оси ординат на величину $U\left(\frac{\pi}{2}\right)$, что позволяет аппроксимировать $U(\theta)$ простой функцией $U(\theta) = -\left[\alpha_1^2 \cdot \operatorname{ctg}\theta + U\left(\frac{\pi}{2}\right) \right]$, где α_1^2 – коэффициент аппроксимации. Начальный запас полной энергии определяется начальным смещением от вертикальной оси на угол β , соответствующий на оси абсцисс точке β [4]. Он фиксирован и его значение в точке β равно

$$U(\beta) = h = -\left[\alpha_1^2 \cdot \operatorname{ctg}(\beta) + \Omega_\zeta^2 \bar{k}\pi / 2\alpha \right].$$

Если сообщить гироскопу начальное возмущение с начальным запасом полной энергии h , то разность $h - U(\theta)$ определяет значение ординат $(\dot{\theta}) = \omega_k$ фазовой траектории по формуле [4]

$$\omega_k / \sqrt{2} = \dot{\theta} / \sqrt{2} = \pm \sqrt{h - U(\theta)}.$$

На участках, где $h - U(\theta) < 0$, фазовые траектории отсутствуют. Участок кривой энергетического баланса, где $h = U(\theta)$, соответствует участку фазовой траектории, пересекающей ось θ в точке β . Справа от β нет вещественных ветвей фазовой траектории. Попав в силу начальных условий на фазовую траекторию, изображающая точка будет двигаться по ней к неустойчивому положению равновесия $\theta = 0$, но никогда его не достигнет, т. к. для этого потребуется бесконечный промежуток времени. Время, которое потребуется для этого, равно четверти периода, найдем по формуле [4]

$$T = \frac{1}{2} \int_0^\beta \frac{d\theta}{\sqrt{2(h - U(\theta))}}. \quad (6)$$

Подставив в (6) значения h и $U(\theta)$, получим:

$$T = \frac{1}{2\sqrt{2}\alpha_1} \int_0^\beta R(\theta) d\theta; \quad (7)$$

$$R(\theta) = \frac{1}{\sqrt{\text{ctg}\theta - \text{ctg}\beta}}.$$

Функция $R(\theta)$ при $\theta = 0$ обращается в нуль $R(\theta) = 0$, а в точке $\theta = \beta$ асимптотически стремится к бесконечности $R(\beta) = +\infty$. По форме график функции $R(\theta)$ напоминает график функции $\text{tg} \frac{\theta}{2}$, что позволяет аппроксимировать функцию $R(\theta)$ следующей функцией

$$R(\theta) = \alpha_2 \text{tg} \frac{\pi\theta}{2\beta},$$

где α_2 коэффициент аппроксимации.

Подставим значение $R(\theta)$ в (7) и получим

$$T = \frac{\alpha_2}{2\sqrt{2}\alpha_1} \int_0^\beta \text{tg} \frac{\pi\theta}{2\beta} d\theta = \frac{-\beta\alpha_2}{\sqrt{2}\pi\alpha_1} \ln \left| \cos \frac{\pi\theta}{2\beta} \right|_0^\beta =$$

$$= -(-\infty - 0) = +\infty.$$

Из последнего соотношения видно, что при приближении величины угла θ к нулю, время (T) увеличивается неограниченно. Электрон-гирискоскоп, получив надлежащую начальную скорость, будет приближаться к неустойчивому положению равновесия $\theta = 0$, но никогда его не достигнет. Из этого следует, что ось Oz будет направлена почти вертикально под очень малым наклоном $\theta \rightarrow 0$ к вертикальной оси Oz .

В [3] определен момент импульса $L_{\text{и}}$ направленный вдоль оси Oz . Он образует с осью Oz угол $\pi/2$. Следовательно, момент импульса $L_{\text{и}}$ распо-

ложен почти в горизонтальной плоскости, перпендикулярной вертикальной оси. Вертикальная ось проходит через центр тяжести электрона и центр неподвижных звезд. Ориентация в пространстве (направление) момента импульса в горизонтальной плоскости зависит от начальных условий. Частота вращения электрона вокруг оси Oz равна нулю $\omega_z = 0$. Отсюда следует, что плоскости «О» и «I» совпадают ($\varphi_1 = 0$). В этом случае расположение векторов угловых скоростей характерно для свободного симметричного волчка-гирископа, а $L_{\text{и}}$ является спином электрона.

Полученные результаты относятся к вытянутому электрону-гирископу ($I > I_0$), когда вращение происходит вокруг оси симметрии, проведенной через центр тяжести и центр жесткости (см. рис. 1, а). В этом случае, при положительном вращении вектора мгновенной угловой скорости ω , собственная частота вращения ω_0 положительна. Углы между векторами определяются неравенством $\theta_\Omega > \theta_\omega$ и вектор угловой скорости ω , а, следовательно, и вектор Ω_B сонаправленный с ω [5] отклонен от вектора Ω по часовой стрелке. Следовательно, для вытянутого электрона-гирископа вектор крутящего момента направлен по оси Ox от читателя [2].

Если вращение будет происходить вокруг другой симметричной оси, проведенной перпендикулярно прямой, соединяющей центр жесткости и центр тяжести (см. рис. 1), то неидеальный шар представляет собой симметричный сплюснутый волчок ($\bar{I} < \bar{I}_0$). Собственная частота вращения такого волчка $\bar{\omega}_0$, при положительном направлении вращения мгновенной оси ω , отрицательна. Углы между векторами угловых скоростей определяются неравенством $\theta_\Omega < \theta_\omega$, и вектор Ω_B отклонен от вектора Ω против часовой стрелки. Следовательно, для сплюснутого электрона-гирископа вектор крутящего момента направлен к читателю [2].

Выводы

Таким образом, во время вращения волчка образованного неидеальным шаром вокруг различных симметричных осей (I_0 и $\bar{I}_0$) имеет место противоположное направлению вращения собственных частот и крутящих моментов ($\omega_0 = -\bar{\omega}_0$; $M = -\bar{M}$), что приводит к тому, что ось Oz сплюснутого шара направлена вертикально вниз $\theta \approx \pi$. Отсюда следует, момент импульса ($L_{\text{и}}$ - спин), лежащий в гори-

горизонтальной плоскости, смещен от оси Oz на угол $\frac{3\pi}{2}$. Тогда момент импульса $L_{\text{и}}$ сплюснутого шара направлен противоположно моменту импульса вытянутого шара-волчка.

Такой результат можно идентифицировать со спином «вверх» и спином «вниз», известным в физике. Точнее для предложенной модели это будет спин «влево» и спин «вправо».

Литература

1. Игуменцев, Е. А. *Гирскопическая модель спина электрона [Текст] : моногр. / Е. А. Игуменцев. – Х. : ХУПС, 2012. – 224 с.*
2. Игуменцев, Е. А. *Момент импульса заряженного гироскопа [Текст] / Е. А. Игуменцев, Е. А. Прокопенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – № 8(85). – С. 117 - 121.*
3. Игуменцев, Е. А. *Устойчивость вращения*

заряженного гироскопа [Текст] / Е. А. Игуменцев, Е. А. Прокопенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 7(94). – С. 171 - 176.

4. Игуменцев, Е. А. *Электромагнитная диагностика напряженно-деформированного состояния бесконтактным методом [Текст] / Е. А. Игуменцев, Е. А. Прокопенко // Электротехнические и компьютерные системы : тем. вып. Проблемы автоматизованого электропривода. Теория и практика. Одесский нац. политех. ун-т. – К., 2011. – С. 429–432.*

5. Игуменцев, Е. А. *Диагностика напряженно-деформированного состояния [Текст] / Е. А. Игуменцев, Е. А. Прокопенко // Електротехнічні та енергозберігаючі системи: Електромеханічні та комп'ютерні системи : тематичний випуск «Проблеми автоматизованого електропривода. Теория и практика». – Кременчуг : Кременчугський нац. ун-т ім. Михайла Остроградського. 2012. – № 3(19). – С. 566-568.*

Поступила в редакцию 10.06.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б. И. Кузнецов, Научно-технический центр магнетизма технических объектов НАН Украины, Харьков.

МОДЕЛЬ РУХУ ЗАРЯДЖЕНОГО ГІРОСКОПУ

Є. О. Ігуменцев, О. О. Прокопенко

Як модель зарядженого гіроскопу запропоновано електрон. Доведено, що електрон поводить себе як звичайна дзига, якщо центр її ваги і жорсткості не збігаються. У цьому випадку виникає резонансний момент імпульсу, який дорівнює експериментальному значенню квантової моделі електрон-хвиля для швидкостей обертального руху менших швидкості світла. У моделі враховано внутрішнє демпфування коливань електрона, де гістерезисні втрати можуть спостерігатися і для магнітного моменту. Доведено, що періодичний момент, що крутить, знаходиться в резонансі з механічною системою моделі електрона-гіроскопа і для лінійних швидкостей обертального руху, які є меншими швидкості світла, створює резонансний момент імпульсу, відповідний моменту імпульсу електрона.

Ключові слова: гіроскоп, ідеальна сфера, неідеальна сфера, момент імпульсу, вектор, проекція, частота.

CHARGED GYROSCOPE MOVEMENT MODEL

I. O. Igumentsev, O. O. Prokopenko

Electron is used in this paper as a model of the charged gyroscope. It is proven that electron behaves like a ordinary spinning top if its centres of gravity and stiffness do not match. In this case, the resonant angular momentum created. It is equal to the value of experimental quantum model of electron-wave if its rotational speed is less than the speed of light. During the designing of the model the internal cushioning fluctuations of electron where taken into account, minor hysteresis losses can also be observed for magnetic moment. It proved that the periodic torque is in resonance with the mechanical system model of electron-gyro. This periodic torque is in a resonant moment of momentum. It creates the moment of momentum of the electron for linear speeds rotary motion lower the speed of light.

Key words: gyroscope, ideal sphere, non-perfect sphere, moment of impulse, vector, projection, frequency.

Игуменцев Евгений Александрович – д-р техн. наук, профессор, начальник отдела, Метрологический центр Национальной Акционерной Компании «Нефтегаз Украины» «Восточноевропейский региональный центр метрологии природного газа, нефти и нефтепродуктов», Боярка, Украина, e-mail: izumea@i.ua.

Прокопенко Елена Александровна – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры систем управления технологических процессов и объектов, Украинская инженерно-педагогическая академия, Харьков, Украина, e-mail: lleennaai@i.ua.

УДК 681.5:004

В. В. ЛЮБЧЕНКО

Національний авіаційний університет, Київ, Україна

СИСТЕМА ВІЗУАЛІЗАЦІЇ ДАНИХ В АВТОМАТИЗОВАНІЙ СИСТЕМІ УПРАВЛІННЯ

Розроблено систему візуалізації даних в автоматизованих системах управління промисловим підприємством з використанням модулів, що дозволило збільшити гнучкість системи. Система побудована по принципу тонкого клієнта, що дозволило збільшити рівень безпеки, спростити інсталяцію програмного забезпечення. Сформовано основні вимоги системи. Наводиться структурна схема клієнт-серверної архітектури автоматизованої системи управління технологічного процесу з використанням Web-технологій і архітектура системи візуалізації даних. Наведено приклад роботи системи по візуалізації загрузки мережі в браузері.

Ключові слова: автоматизована система управління, візуалізація даних, обробка даних, клієнт-серверна архітектура, SCADA система.

Вступ

Створення автоматизованих систем управління технологічними процесами (АСУТП) є однією із найбільш швидко розвинених галузей сучасних комп'ютерних технологій. Значні об'єми даних, накопичені і оброблені в таких системах, висока інтенсивність інформаційного обміну між компонентами таких систем, яка обумовлена швидкістю протікання контрольованого технологічного процесу разом із розподіленим характером властивим самим АСУ ТП, приводять до необхідності розробки інтелектуальних систем обробки і представлення інформації в АСУ ТП.

В результаті технологічного прогресу в АСУ ТП широкого поширення набули системи SCADA (Supervisory Control Access and Data Acquisition - Система контрольованого управління доступом та збору даних).

Завдяки людино-машинного інтерфейсу SCADA систем досягається: повнота і наочність інформації, представлена на екрані, доступність важелів керування, зручність використання довідкової інформації, що підвищує ефективність взаємодії диспетчера із системою.

Все вище сказане дозволяє сформулювати основні вимоги до системи АСУ ТП відповідно до SCADA концепції [1]:

- прийняття інформації про контрольовані технологічні параметри;
- збереження прийнятої інформації в базі даних (БД) підприємства;
- реєстрація подій, пов'язаних з контрольованим технологічним процесом і діями персоналу;

- оповіщення експлуатаційного і обслуговуючого персоналу про виявлені аварійні події;
- формування звітних документів на основі бази даних (БД) підприємства;
- експорт інформації для обміну з АСУ;
- автоматичне керування технологічними процесами.

Постановка задачі. Метою даної роботи є розробка «клієнт-серверної» системи з централізованою базою даних, основним завданням якої буде обробка і візуалізація даних роботи АСУ ТП.

1. Опис програмної реалізації системи

При розробці програмного забезпечення використовувались принципи структурного аналізу та об'єктно-орієнтованого програмування. В основу покладено метод програмування «зверху вниз», відповідно до якого процес програмування розпочинався з розроблення загального підходу до побудови програмного забезпечення, а далі визначалась ієрархічна структура програми як сукупності підпорядкованих модулів.

Розроблено систему з використанням принципу модульної клієнт-серверної архітектури. Дане рішення дозволяє реалізувати концепцію "тонкого клієнта", при якому на стороні клієнта виконується лише базовий набір функцій, а всі затратні і загальні процедури виконуються на стороні сервера [2].

При такій реалізації зменшуються вимоги до апаратного забезпечення клієнтської частини, крім того спрощується процедура інсталяції програмного забезпечення, підвищується рівень безпеки, за допомогою спрощення і виносу на сервер програмного

засобу контролю прав доступу клієнта, що суттєво збільшує захищеність системи.

Дана реалізація дозволяє вносити зміни в роботу самої системи, і автоматично вони будуть відображені у всіх користувачів, які мають допуск до цієї інформації. Ще одною перевагою є використання її на відстані, але це накладає певні складності в організації захисту від несанкціонованого входу в систему (хакерських атак).

Такий підхід дозволяє розробити систему таким чином, що кожний модуль реалізовує одну закінчену функцію і має один вхід і вихід і може здійснювати зв'язок із іншими модулями через змінні.

Для кожного модуля були задані такі умови:

- модуль повертає керування тій програмі, що його викликала;
- модуль може викликатися іншим модулем нижчого рівня;

Гнучкість системі надає її модульність, тобто систему будують по принципу модулів, що дозволяє надавати системі нових властивостей або навпаки видаляти їх за необхідністю, лише змінивши необхідні модулі системи, а не перероблюючи всю систему. Ще однією перевагою даного підходу є спрощення етапу проектування, впровадження, обслуговування і якщо це буде необхідно в майбутньому, то і модернізації.

Клієнт-серверна архітектура АСУ ТП із використанням Web-технологій представлена на (рис. 1). Користувачі («Тонкі клієнти») по протоколу HTTP

(HyperText Transfer Protocol – протокол передачі гіпертекстових файлів, який використовується у розподілених інформаційних системах з різною архітектурою; TCP/IP – Transmission Control Protocol / Internet Protocol – протокол керування передачею / міжмережевий протокол) за допомогою браузера через брандмауери (ПЗ для зменшення ризику несанкціонованого доступу ззовні на базі аналізу адрес кореспондентів, типів пакетів, портів) звертаються до Web-серверу [3].

Web-сервер на базі протоколу HTTP або технології «товстого клієнта» DCOM (Distributed Component Object Model- технологія розподіленої багатокомпонентної моделі об'єктів, різновидом якої є OPC – Object linking and embedding for Process Control- універсальний механізм обміну даними між датчиками, виконуючими механізмами, контролерами, пристроями зв'язку із об'єктом керування і системами представлення технологічної інформації) взаємодіє із операторськими станціями і контролерами.

Перед початком роботи із системою користувач проводить авторизацію із зверненням до БД, далі визначається перелік задач, які користувач може вирішити за допомогою системи. Після вибору задачі проводиться збір інформації, шляхом передачі від сервера JSON-запроса.

Модуль ModulVitalization дозволяє реалізувати візуалізацію даних із врахуванням поставлених задач (рис. 2). Компонент візуалізації працює на стороні клієнта з використанням технологій HTML5

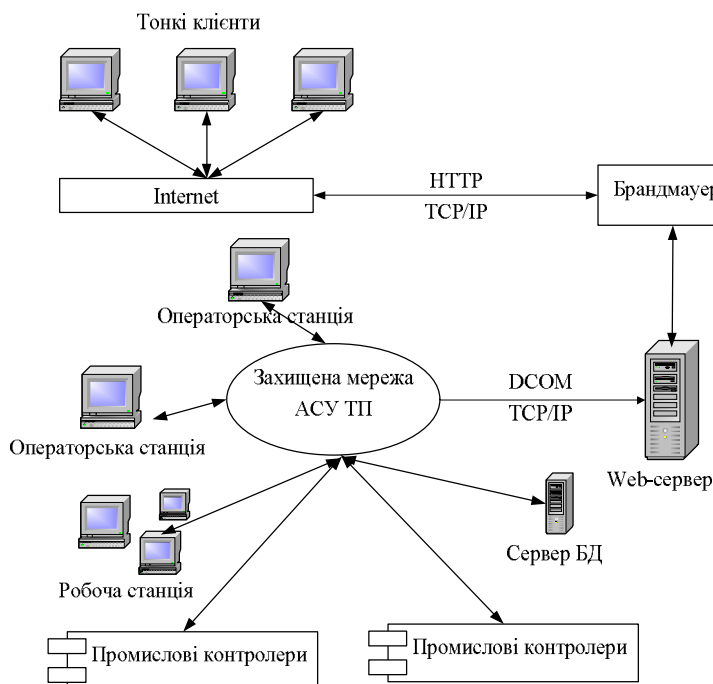


Рис. 1. Спрощена структурна схема клієнт-серверної архітектури АСУ ТП з використанням Web-технологій

і JavaScript. Він представляє собою користувацький інтерфейс для формування в режимі он-лайн набору даних із реляційної таблиці, отриманої по результатам роботи конструктора запитів. Спочатку відбувається звернення до БД для збору необхідної інформації, або пересилання даних в реальному часі від системи моніторингу підприємства. Наступним кроком є передача цієї інформації із сервера на сторону клієнта і побудова необхідних елементів на стороні клієнта за допомогою бібліотеки D3.js. і crossfilter.js.

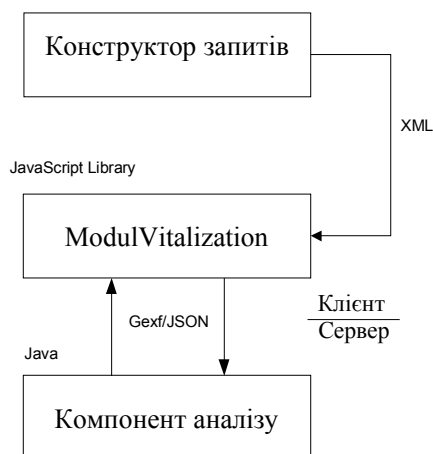


Рис. 2. Архітектура системи візуалізації даних

Процес роботи підприємства, або окремих її частин зручно представити у вигляді орієнтованого графа.

Граф формується послідовно за допомогою нескладних маніпуляцій в браузері. Оскільки навіть

невеликі уповільнення при формуванні графа будуть позначатися на зручності роботи користувача, модуль візуалізації повинен підтримувати базові операції на графах (добавлення/видалення вершин і зв'язків) і швидкі алгоритми укладки, забезпечуючи відтворення графа в реальному часі без запитів до сервера.

Серверна компонента аналізу повинна підтримувати додаткові наглядні види укладки складних графів на площині, а також ранжування розміру вершин на основі метрик центральності, фільтрацію, кластеризацію вершин. На вхід компоненту аналізу надходить початковий граф у форматі Gexf/JSON для відображення, в якому для кожної вершини уже визначені всі атрибути візуалізації, включаючи тип, колір, розмір і позиціонування вершини в просторі.

Приклад візуалізації даних загрузки комп'ютерної мережі промислового підприємства представлено на рис. 3. Система дозволяє показувати загальний процес завантаження мережі в реальному часі, а також розділяти дані за їх належністю до різних компонентів системи. Наприклад на рис. 3 показано зеленим кольором навантаження на мережу зумовлене зверненням до бази даних.

Висновок

В роботі було сформульовано основні вимоги до системи АСУ ТП відповідно до SCADA концепції.

Побудова АСУ ТП основаної на клієнт-серверній архітектурі із використанням принципу

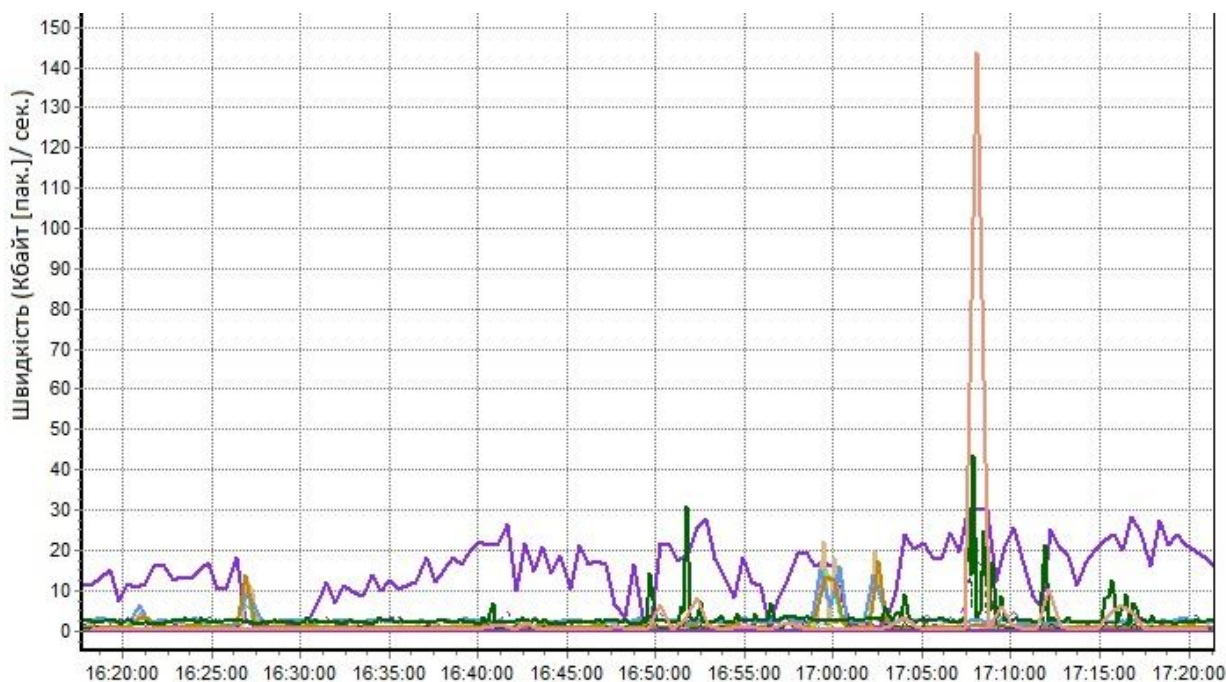


Рис. 3. Візуалізація загрузки комп'ютерної мережі промислового підприємства

модульності дає змогу:

- мінімізувати затрати на рівні виникнення інформації, оскільки відсутня надлишковість апаратних засобів;
- істотно скоротити час впровадження, обслуговування і модернізації системи;
- висока гнучкість системи;
- забезпечити значно вищу інформативність оперативного персоналу про події на виробництві за рахунок повноти надходження інформації із сучасних інтелектуальних пристроїв.

Література

1. Деміда, Б. Реалізація системи управління промисловим пральним автоматом за принципами сучасних SCADA [Текст] / Б. Деміда // Вісн. Нац. ун-ту «Львів. політехніка». – 2011. – № 710. – С. 52-59.
2. Фабричев, В. А. Автоматизированная система управления межбанковскими операциями [Текст] / В. А. Фабричев, А. В. Гатилов, И. Н. Пикун // Комп'ютерні засоби, мережі та системи. – 2002. – № 1. – С. 101-106.
3. Ульшин, В. А. Анализ использования Web-технологии в автоматизации поточно-транспортной системы углеобогащительной фабрики [Текст] / В. А. Ульшин, Д. А. Зубов, Э. В. Жариков // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2003. – № 10(68), Ч. 1. – С. 136-140.

Поступила в редакцію 4.06.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав каф. інформаційних технологій В. П. Квасніков, Національний авіаційний університет, Київ.

СИСТЕМА ВИЗУАЛИЗАЦИИ ДАННЫХ В АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ

В. В. Любченко

Разработана система визуализации данных в автоматизированных системах управления промышленным предприятием с использованием модулей, что позволило увеличить гибкость системы. Система построена по принципу тонкого клиента, что позволило увеличить уровень безопасности, упростить установку программного обеспечения. Сформированы основные требования системы. Приводится структурная схема клиент-серверной архитектуры автоматизированной системы управления технологического процесса с использованием Web-технологий и архитектура системы визуализации данных. Приведен пример работы системы по визуализации загрузки сети в браузере.

Ключевые слова: автоматизированная система управления, визуализация данных, обработка данных, клиент-серверная архитектура, SCADA система.

SYSTEM DATA VISUALIZATION IN AUTOMATED CONTROL SYSTEMS

V. V. Lyubchenko

The developed system of data visualization in automated manufacturing control systems using modules, which increased the flexibility of the system. System is based on the principle of a thin client, which increased safety, easier installation software. Formed the basic requirements of the system. We give a block diagram of a client-server architecture of automated process control systems using Web-based technologies and architecture of data visualization. An example of system of the imaging network loading in the browser.

Key words: automated control system, data visualization, data processing, client-server architecture, SCADA system.

Любченко Володимир Вікторович – аспірант кафедри інформаційних технологій, Національний авіаційний університет, Київ, Україна, e-mail: vov_l@mail.ru.

УДК 004.942

В. Ф. МИРГОРОД, И. М. ГВОЗДЕВА, А. Г. БУРЯЧЕНКО

АО «Элемент», Одесса, Украина

ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ КУСОЧНО-ЛИНЕЙНЫМИ ДИНАМИЧЕСКИМИ СИСТЕМАМИ

Рассмотрен подход к синтезу оптимального многосвязного управления нелинейными системами, аппроксимированных кусочно-линейными динамическими моделями применительно к силовым и энергетическим установкам на основе газотурбинных двигателей. В качестве кусочно-линейных динамических моделей использованы математические модели в форме Гаммерштейна и в виде следящих систем. Метод аналитического конструирования оптимальных регуляторов рассмотрен для решения задач управления по состоянию и обобщен на класс задач управления по выходным переменным, как векторным, так и скалярным, а также в условиях применения селектора минимума.

Ключевые слова: нелинейные динамические системы, математическая модель, оптимальное управление.

Введение

Создание газотурбинных двигателей (ГТД) новых поколений для их использования в составе силовых и энергетических установок (СиЭУ) как авиационного, так и общепромышленного назначения, требует обеспечения управления с помощью САУ соответствующей объекту по техническому уровню. Решение указанной проблемы обеспечивается применением САУ типа FADEC, создаваемых на основе новых электронных и информационных технологий.

1. Формулирование проблемы

Системы автоматического управления ГТД типа FADEC в своем развитии прошли ряд этапов и в настоящее время по своим показателям технического уровня и ресурсным показателям соответствуют управляемым объектам. Однако, наряду с совершенствованием аппаратных и программных решений, уровень алгоритмического обеспечения указанных САУ не соответствует современным требованиям и возможностям объектов управления. Как правило, в САУ ГТД по-прежнему используются исключительно ограничители режимов и ПИД-регуляторы в каналах регулирования. Вопросы оптимизации процессов регулирования по заданным критериям не рассмотрены в должной мере.

Известные термогазодинамические [1–4] и феноменологические [4–6] математические модели ГТД, при их реализации в составе бортовой САУ, позволяют в настоящее время обеспечить регули-

рование по неизмеряемым параметрам (тяга, запас ГДУ и пр.) и создать так называемые виртуальные регуляторы.

Целью настоящего исследования является обоснование подхода к оптимальному синтезу многосвязного регулирования в САУ типа FADEC, в том числе с использованием виртуальных регуляторов и селектора минимума.

2. Решение проблемы

2.1. Оптимальное управление по состоянию

Следуя предложенной и обоснованной в [7] математической модели СиЭУ, уравнения изменения состояния управляемого объекта имеют вид

$$\frac{dx}{dt} = A(\bar{x} - \bar{x}_k - \bar{b}\Delta s) = A\Delta\bar{x} - A\bar{b}\Delta s, \quad (1)$$

где $\bar{x}$ – вектор состояния, $\Delta\bar{x} = \bar{x} - \bar{x}_k$.

Поскольку $\bar{x}_k = \text{const}$, из (1) следует математическая модель

$$\frac{d\Delta x}{dt} = A\Delta\bar{x} - A\bar{b}\Delta s. \quad (2)$$

Оптимизируемый функционал задается в известном классическом виде квадратичной формы

$$J_1 = \frac{1}{2} \int_{t_k}^{t_{k+1}} (\Delta\bar{x}^T E \Delta\bar{x} + e \Delta s^2) dt. \quad (3)$$

Следуя методу аналитического конструирования оптимальных регуляторов (АКОР), оптимальное управление, минимизирующее функционал (3), определяется выражением

$$\Delta s = e^{-1} \bar{b}^T A^T P_1(t) \Delta \bar{x}, \quad (4)$$

где матрица преобразования Риккати удовлетворяет следующему дифференциальному уравнению

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} P_1(t) = & -P_1(t) A - A^T P_1(t) + \\ & + e^{-1} P_1(t) A \bar{b} \bar{b}^T A^T P_1(t) - F. \end{aligned} \quad (5)$$

Уравнение (5) подстановкой $PA = Q$ приводится к нелинейному матричному дифференциальному уравнению

$$\frac{d}{dt} Q(t) = -\left(Q + Q^T - e^{-1} Q \bar{b} \bar{b}^T Q^T + E\right) A.$$

Если в критерии (3) не учитываются потери на управление $e = 0$, то оптимальным является релейное управление вида

$$\Delta s = U \sin g \left[\bar{b}^T A^T P_1(t) \Delta \bar{x} \right].$$

На основании (1) и (4) может быть записано уравнение оптимальной замкнутой системы

$$\frac{d \Delta \bar{x}}{dt} A \left[E - e^{-1} \bar{b} \bar{b}^T A^T P_1(t) \right] \Delta \bar{x} = A_z(t) \Delta \bar{x}. \quad (6)$$

Особенностью предлагаемого решения задачи оптимального управления является нестационарность матричного коэффициента передачи в законе управления, так как пределы интегрирования в (3) являются конечными.

Решения уравнения Риккати могут быть получены заблаговременно для каждого из участков аппроксимации статических характеристик СиЭУ.

Для решения задачи перевода СиЭУ из одного установившегося состояния в другое установившееся состояние уравнение (5) допускает алгебраическую форму представления и, соответственно, стационарность решения задачи оптимального управления.

Показатели качества переходных процессов усугубляются в этом случае на основании (6) путем анализа распределения собственных значений матрицы A_z .

Вид критерия и линейность задачи обеспечи-

вают асимптотическую устойчивость замкнутой системы с оптимальным управлением, поскольку текущее значение (3) является функцией Ляпунова, а оптимальное управление обеспечивает ее убывание на траекториях замкнутой системы.

2.2. Оптимальное управление по выходным координатам

Для решения задачи оптимального управления по выходным координатам ММ (2) дополним уравнением наблюдения

$$\left. \begin{aligned} \frac{d \Delta \bar{x}}{dt} &= A \Delta \bar{x} - A \bar{b} \Delta s \\ \Delta \bar{y} &= C \Delta \bar{x} \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

поскольку в задачах управления СиЭУ выполняется условие

$$\dim \bar{y} \geq \dim \bar{x}. \quad (8)$$

Рассмотрим задачу синтеза оптимального управления по той части выходных координат, для которых в (7) имеет место равенство.

Тогда уравнение наблюдения в (7) является формулой замены координатного базиса, что определяет следующий вид преобразованных уравнений состояния

$$\frac{d \Delta \bar{y}}{dt} = C^{-1} A C \Delta \bar{y} - C^{-1} A \bar{b} \Delta s. \quad (9)$$

Для анализируемой задачи функционал качества имеет вид

$$J_2 = \frac{1}{2} \int_{t_k}^{t_{k+1}} \left(\Delta \bar{y}^T F_2 \Delta \bar{y} + e \Delta s^2 \right) dt. \quad (10)$$

Следуя методу АКОР, оптимальным относительно минимума (10) является управление по выходным координатам вида

$$\Delta s = e^{-1} \bar{b}^T A^T \left(C^{-1} \right)^T P_2(t) \Delta \bar{y}, \quad (11)$$

где матрица преобразования Риккати определяется следующим уравнением

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} P_2(t) = & -P_2(t) C^{-1} A C - \left(C^{-1} A C \right)^T P_2(t) + \\ & + e^{-1} P_2(t) C^{-1} A C \bar{b} \bar{b}^T \left(C^{-1} A C \right)^T P_2(t) - F_2. \end{aligned} \quad (12)$$

Уравнения замкнутой оптимальной системы после соответствующей подстановки могут быть записаны следующим образом

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\Delta\bar{x}}{dt} &= A \left[E - e^{-1} \bar{b} \bar{b}^T A^T (C^{-1})^T P_2(t) \right] \Delta\bar{x}, \\ \Delta\bar{y} &= C \Delta\bar{x} \end{aligned} \right\}. \quad (13)$$

Анализ качества переходных процессов в оптимальной замкнутой системе осуществляется аналогично п.1. Первым приближением является стационарное решение уравнения Риккатти (12), далее следует определить время установления решения нелинейного дифференциального уравнения (12) и сопоставить с временем переходных процессов в системе. На основе сопоставления определяется возможность использования стационарного решения.

Другим вариантом решения задачи оптимального управления по выходным координатам является модификация критерия (10) к виду

$$J_2 = \frac{1}{2} \int_{t_k}^{t_{k+1}} (\Delta\bar{x}^T C^T F_2 C \Delta\bar{x} + e \Delta s^2) dt,$$

с последующим решением задачи оптимального управления согласно п. 2.1.

Следует отметить, что решения задач оптимального управления по состоянию и по выходным координатам не являются эквивалентными, поскольку матрицы штрафов в критериях оптимизации могут быть существенно различными, что повлечет различие в матрицах преобразования Риккатти и, соответственно, в оптимальных стратегиях управления. Например, вес ошибок управления по температуре газов ГТД существенно выше, чем по оборотам турбин, поэтому такие ошибки потребуют реализации более интенсивных управляющих воздействий.

Существенные отличия задачи оптимального управления по выходным координатам применительно к СиЭУ состоят в том, что, в сопоставлении с классическими задачами координатами состояния являются обороты турбины, измеряемые с высокой точностью. Подлежат оценке выходные неизмеряемые переменные (тяга, мощность и др.), которые образуются на выходах блока численной реализации ММ объекта. Поэтому применение классических наблюдателей состояния в формах Льюинбергера и Калмана-Бьюиси не всегда является обоснованным.

2.3. Оптимальное управление по скалярным переменным

Отличительной особенностью систем управле-

ния СиЭУ является объединение их каналов регулирования через селектор минимума, что обеспечивает гарантированное ограничение режимов во всех условиях эксплуатации. В отдельных каналах реализуются классические типовые законы регулирования, поэтому управляющие воздействия формируются в виде линейного оператора от скалярной переменной. Поэтому возникает задача синтеза оптимального управления по скалярным переменным, как координатам состояния, так и выходным переменным управляемого объекта.

Решение такой задачи может быть выполнено на основе линейного преобразования уравнений состояния к форме, в которой сопровождающая матрица характеристического полинома является матрицей Фробениуса A_f

$$\left. \begin{aligned} \Delta\bar{x} &= T \Delta\bar{x}_f \\ T^{-1} A T &= A_f \end{aligned} \right\}, \quad (14)$$

где $\Delta\bar{x}_f$ составляют канонический базис математических моделей пространства состояний: отклонения координат состояния и его производные (форма Коши).

При таком синтезе результатом оптимальных стратегий являются пропорционально-дифференциальные регуляторы.

Преобразование (14), если только матрица Фробениуса будет найдена, формально полностью эквивалентно решению по 2 и его результаты, с точностью до обозначений, могут быть использованы для решения поставленной задачи оптимального синтеза.

Существенные отличительные особенности возникают в формировании матрицы штрафов, поскольку она определяет качество переходных процессов в оптимальной системе.

Преобразование уравнений состояния в форму Фробениуса может быть выполнено двумя способами:

Путем прямого решения матричного уравнения типа (14);

Путем преобразования в модальную форму с последующим формированием матрицы Фробениуса, в которой неизвестна только последняя строка.

Следует отметить, что традиционные подходы к формированию законов регулирования в замкнутых локальных контурах предусматривают применение ПИД – законов. Однако в системах с полной ответственностью, при использовании ММ объекта для виртуальных регуляторов, интегральная компонента в законе регулирования приводит к недопустимым значениям статических ошибок регулирования. Действительно, различие в СХ объекта и его

модели при использовании ПИД – законов приведет к установлению режима, не соответствующего реальной СХ, то есть режима с неустранимой статической ошибкой. Поэтому в таких контурах (с ММ объекта) необходимо ограничиваться исключительно ПД – законами регулирования, которые получаются на основе (14).

2.4. Оптимальное управление по селектору минимума

Применение селектора минимума является в настоящее время необходимым условием технической реализации новых и перспективных программ регулирования в СиЭУ. Гарантированное ограничение режимов, обусловленное требованиями безопасности, не оставляет иных альтернатив ввиду ответственности предлагаемых технических решений. Поэтому новые предлагаемые законы управления, в том числе многосвязанного, и на основе математической модели объекта, объективно будут объединены через указанный селектор. Оптимальные стратегии управления, с учетом объединения по селектору минимума, имеют следующий вид:

1) по координатам состояния

$$U_{sx} = \min \{U_i\}, i = 1, n,$$

$$U_i = K_i(t) \Delta \bar{x}_i$$

$$K_i(t) = e^{-1} \bar{b}^T A^T (T_i^{-1})^T P_i(t),$$

$$\frac{d}{dt} P_i(t) = -P_i(t) T^{-1} A T - (T^{-1} A T)^T P_i(t) +$$

$$+ e^{-1} P_i(t) T^{-1} A T \bar{b} \bar{b}^T (T^{-1} A T)^T P_i(t) + F_i;$$

2) по выходным координатам

$$U_{sy} = \min \{U_j\}, j = 1, m,$$

$$U_j = K_j(t) \Delta \bar{y}_j,$$

$$\frac{d}{dt} P_j(t) = -P_j(t) C^{-1} A C - (C^{-1} A C)^T P_j(t) +$$

$$+ e^{-1} P_j(t) C^{-1} A C \bar{b} \bar{b}^T (C^{-1} A C)^T P_j(t);$$

3) интегрированное управление

$$U_G = \min \{U_{sx}, U_{sy}\}.$$

Заключение

Обосновывается подход к многосвязанному оптимальному управлению кусочно-линейными динамическими системами применительно к силовым и энергетическим установкам. Отличительной особенностью предлагаемого подхода является применение кусочно-линейных динамических моделей математических моделей в форме. Используемый метод аналитического конструирования оптимальных регуляторов рассмотрен как для решения задач управления по состоянию и обобщен на класс задач управления по выходным переменным, как векторным, так и скалярным, а также в условиях применения селектора минимума.

Литература

1. Арьков, В. Ю. Идентификация динамических моделей САУ ГТД и их элементов статистическими методами [Текст] : дис. ... д-ра техн. наук : 05.13.01 / Арьков Валентин Юрьевич. – Уфа, 2002. – 372 с.
2. Гольберг, Ф. Д. Математические модели газотурбинных двигателей как объектов управления [Текст] / Ф. Д. Гольберг, А. В. Батенин. – М. : МАИ, 1999. – 80 с.
3. Добрянский Г. В. Динамика авиационных ГТД [Текст] / Г. В. Добрянский, Т. С. Мартынова. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.
4. Гуревич, О. С. Состояние и перспективы развития систем автоматического управления авиационными газотурбинными двигателями [Текст] / О. С. Гуревич // Основные результаты научно-технической деятельности. ЦИАМ 2001–2005. – М. : ЦИАМ, 2005. – С. 267–270.
5. Епифанов, С. В. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей [Текст] / С. В. Епифанов, В. И. Кузнецов, И. И. Богаенко. – К. : Техника, 1998. – 312 с.
6. Тунаков, А. П. Классификация математических моделей ГТД [Текст] / А. П. Тунаков // Изв. вузов. Авиационная техника. – 1986. – № 4. – С. 99–101.
7. Миргород, В. Ф. Эквивалентные формы линейных математических моделей процессов управления объектами энергетики [Текст] / В. Ф. Миргород, И. М. Гвоздева // Электромашинобудовання та електрообладнання : зб. наук. праць. – К. : Техніка, 2010. – Вип. 76. – С. 180–186.

Поступила в редакцию 8.06.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С. Г. Антонщук, Одесский национальный политехнический университет, Одесса.

ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ КУСОЧНО-ЛИНЕЙНЫМИ ДИНАМИЧЕСКИМИ СИСТЕМАМИ***В. Ф. Миргород, І. М. Гвоздева, Г. Г. Буряченко***

Розглянуто підхід до синтезу оптимального багатозв'язаного управління нелінійними системами, апроксимованих кусочно-лінійними динамічними моделями стосовно силових і енергетичних установок на основі газотурбінних двигунів. В якості кусочно-лінійних динамічних моделей використано математичні моделі у формі Гаммерштейна і у вигляді систем, що стежать. Розглянуто метод аналітичного конструювання оптимальних регуляторів для вирішення завдань управління станом і узагальнено на клас завдань управління по вихідних змінних, як векторних, так і скалярних, а також в умовах застосування селектора мінімуму.

Ключові слова: нелінійні динамічні системи, математична модель, оптимальне управління.

OPTIMAL CONTROL BY PIECE-LINEAR DYNAMIC SYSTEMS***V. F. Mirgorod, I. M. Gvozdeva, A. G. Buryachenko***

Approach to the synthesis of the optimal multiconstrained control of the nonlinear systems, which are approximated by piece-linear dynamic models considered as it applies to power and power options on the basis of gas turbine engines. Mathematical models in form Hammerstein and as tracker systems are used as piece-linear dynamic models. Analytical design method of optimal regulators is considered for the decision of control problems on the state and generalized for the class of control problems of output variables, both vectorial and scalar, and also for the application conditions of selector of minimum

Keywords: nonlinear dynamic systems, mathematical model, optimal control.

Миргород Владимир Федорович – вед. науч. сотр., АО «Элемент», Одесса, Украина, e-mail: odessa@element.od.ua.

Гвоздева Ирина Маратовна – вед. науч. сотр., АО «Элемент», Одесса, Украина, e-mail: odessa@element.od.ua.

Буряченко Анна Григорьевна – Главный метролог, АО «Элемент», Одесса, Украина, e-mail: odessa@element.od.ua.

УДК 621.7.044: 004.896

В. В. ТРЕТЬЯК

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

РАЗРАБОТКА УЧЕБНОГО ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ДЛЯ РЕШЕНИЯ ИЗОБРЕТАТЕЛЬСКИХ ЗАДАЧ МЕТОДОМ БЕСПРОТОТИПНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ В ОБЛАСТИ ИМПУЛЬСНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

В статье описаны возможности и перспективы использования методов беспрототипного проектирования для объектов авиационной техники. Представлена математическая модель беспрототипного метода проектирования объектов авиационной техники, в частности с использованием импульсных технологий. Рассмотрен алгоритм и схема проектирования методом беспрототипного проектирования. Предложена древовидная модель поиска технических решений. Рассмотрен вариант использования схемы синтеза решений на основе алгоритмов структурно-аналитического метода распознавания образов. Представлено главное меню программного комплекса для проектирования объектов авиационной техники, изготавливаемых импульсной штамповкой.

Ключевые слова: беспрототипное проектирование, база знаний, комбинаторный метод, импульсные технологии, изобретательские задачи

Введение

Методы решения задач проектирования новой, не имеющей аналогов, в том числе авиационной техники, принято считать беспрототипными.

Методы беспрототипного проектирования являются одними из наиболее сложных, ввиду их сложной формализации.

В настоящее время существует много средств решения подобных задач.

Одним из надежных и реализуемых на практике методом можно считать комбинаторный метод с использованием метода синтеза без аналогов.

Метод синтеза без аналогов характеризуется тем, что все составляющие объекты конструкции или технологического процесса на всех уровнях декомпозиции, кроме базового, синтезируются из элементов базового (элементарного) уровня декомпозиции.

В литературе [1] встречается несколько схем реализации метода синтеза без аналогов, каждая из которых адаптируется под свои понятия и уровни проектирования.

Общий механизм формирования математической модели для использования метода синтеза без аналогов выглядит следующим образом (рис. 1).

Использование этого метода требует хорошей формализации знаний и использование эффективных компьютерных методов работы с нижеописанными алгоритмами.

Также нужно отметить, что данный метод эффективно может быть использован лишь на верхнем или начальном уровне проектирования.

Формально схема формирования математической модели метода имеет вид [1]

$$LKNS_1..S_{n-1}S_n \bigcup_{i=1}^m \Gamma_{ai}d = t, \quad (1)$$

$$\Gamma_{ai}d = \{\Theta_{\Pi}\}, \quad (2)$$



Рис. 1. Общий механизм формирования математической модели

$$S_j(\{\Theta_j\}, \{M\}) = \{\Theta_{j-1}\}, \quad (3)$$

$$S_1(\{\Theta_1\}, \{M\}) = T, T = \{\Theta_0\}, t \in T, \quad (4)$$

где t – синтезируемая технология,

d – создаваемое изделие,

m – число независимых задач проектирования, которые можно рассматривать как начальные;

Γ_{ai} – алгоритмы перехода от понятий, задающих изделие и среду, к элементарным понятиям;

Θ_n – множество элементов базового уровня декомпозиции, которые используются для изготовления изделия d ;

Θ_j – множество элементов ТП j уровня декомпозиции;

$\{M\}$ – множество моделей.

Оценка решений выполняется в несколько этапов: оценка выбора элементов базового уровня декомпозиции по критериям K_{ki} , оценка структуры решений после их синтеза на j -м уровне декомпозиции по критериям K_{cj} и оценка вариантов по критерию K_n , т.е.

$$ZK_n N K_a S_1 \dots K_{cn-1} S_{n-1} K_{cn} S_n \bigcup_{i=1}^m K_{ki} \Gamma_{aj} d = t. \quad (5)$$

В представленных алгоритмах используются объектные модели и метод итерационности принимаемых решений.

Один из вариантов схемы проектирования импульсных технологических процессов приведен на рис. 2.

Наиболее сложным в данной схеме является алгоритм безаналогового синтеза. В этом случае процесс проектирования носит более сложный характер. При этом также используется блочный принцип иерархичности и блочного описания.

Можно выделить нескольких промежуточных иерархических уровней.

Кроме расчленения описаний по степени подробности отражения свойств объекта, порождающего иерархические уровни, можно использовать декомпозицию описаний по характеру отображаемых свойств объекта [2].

На рисунке 3 представлена структурная схема формирования математической модели для использования метода синтеза без аналогов.

Для решения поставленной задачи использованы алгоритмы комбинаторного метода решения изобретательских задач [3], позволяющие достаточно просто и эффективно решать поставленную задачу (рис. 3) с реализацией преимуществ объектного подхода к проектированию импульсных технологий [3].

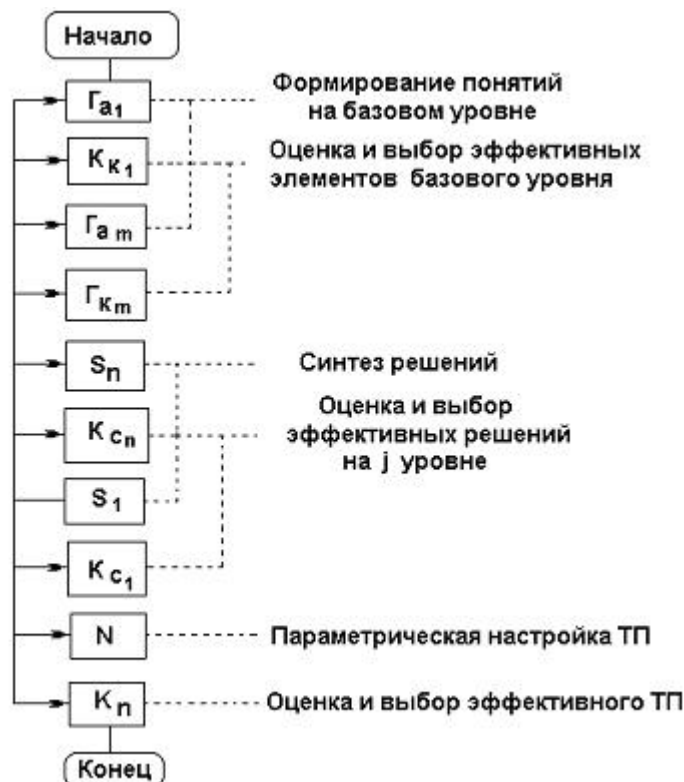


Рис. 2. Вариант схемы проектирования методом синтеза без аналогов

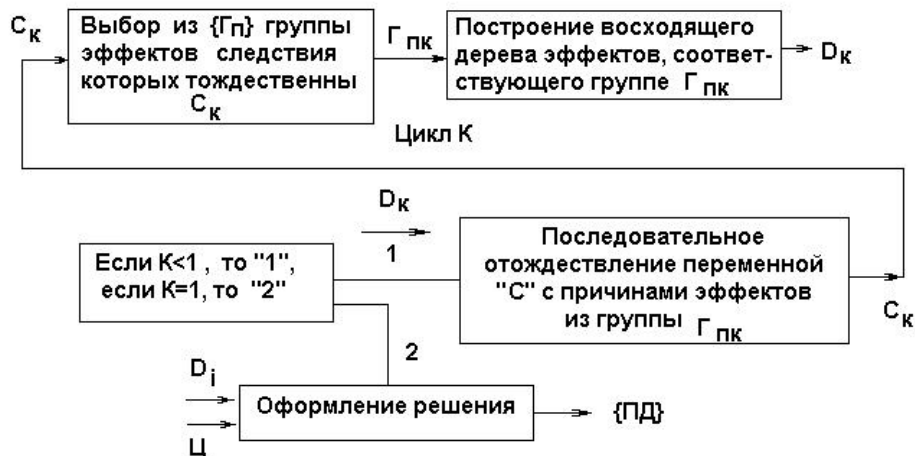


Рис. 3. Прямая схема беспрототипного проектирования

Суть метода сводится к формализованному описанию эффектов, как взаимосвязи между двумя явлениями и процессами, которые реализуются в определенных условиях.

Обычно используется две схемы решения задачи: прямая и обратная. На рисунке 3 представлена прямая схема решения задачи.

Здесь, K – шаг решения задачи формирования принципов действия; если $K=1$, то C_k – компонента «среда функционирования проектируемой системы», если $K>1$, то C_k – следствия эффектов, найденных на шаге $(K-1)$; если $K=1$, то C_k – компонента «среда функционирования проектируемой системы», если $K>1$, то C_k – следствия эффектов, найденных на шаге $(K-1)$; $\Gamma_{п}, \Gamma_{с}$ – группы однопричинных и односледственных эффектов; D – дерево эффектов; i – максимально допустимое число уровней в дереве эффектов; $Ц, С$ – соответственно, цель и среда функционирования проектируемой системы $ПД$ – варианты принципа действия проектируемой системы.

Целью разработки являлась разработка такого программного комплекса, который позволял бы автоматизировать рутинный процесс поиска эффективных решений при разработке новых патентоспособных технологий и конструкций устройств, приспособлений и приборов авиационной техники, в том числе для импульсных технологий.

Представленную разработку целесообразно использовать в следующих случаях: использование обучающего программного комплекса для демонстрации возможностей алгоритмов беспрототипного проектирования, при разработке принципов действия и конструктивных особенностей новых устройств, приборов и приспособлений, при прогнозировании и разработке принципов использования

новых технологий, при анализе процессов функционирования перспективных технических систем, при составлении технического задания на проектирование новых объектов для их последующего использования в новых проектах.

Формирование базы знаний объектов для использования комбинаторного метода

В основе комбинаторного метода положено формирование дерева эффектов.

В научной литературе существует множество определений эффектов, но большинство исследователей единодушны в том, что эффект – это взаимосвязь между двумя явлениями (процессами), которые реализуются в определенных условиях.

При этом первую часть можно считать условием, а другую – следствием.

Использование этого определения позволяет предложить общую форму описания эффектов

$$A1 \rightarrow A2(U1.2),$$

где $A1, A2, U1.2$ – соответственно, причина, следствие и условие реализации эффекта; $A1 \Rightarrow A2$ означает: “ $A1$ приводит к $A2$ ”; $U1.2$ – “при условии, что... $U1.2$...”

Уточнение содержания первых двух понятий не вызывает сложностей, потому что любое явление возможно рассматривать как изменение с ходом времени, того или другого параметра материального объекта.

При этом все множество явлений, в зависимости от направления изменения параметра, возможно, распределить на пять типов:

1. Увеличение параметра объекта.

2. Уменьшение параметра объекта.
3. Наличие ненулевого состояния параметра объекта.
4. Произвольное изменение параметра объекта.
5. Увеличение или наличие ненулевого постоянного значения параметра.

Например, “увеличение температуры газа”, “наличие скорости твердого тела” и т. п. В базе знаний используется номенклатура различных веществ, металлов, химических изделий и др. У каждого из них имеются различные параметры, как, например, температура, вес, теплопроводность и т.д.

Стандартизировать эти величины и тела можно использованием литер-идентификаторов. В представленной программе использованы уже существующие стандарты, что позволило использовать базу данных, представленную в литературе.

Этот стандарт рассмотрен в [2]. Здесь все объекты системы и их элементы занесены в соответствующие электронные таблицы, что облегчает использование, сохранение и дополнение эффектов и их параметров.

В программе использован метод графов, который обеспечивает полный перебор с анализом всех существующих решений.

На рисунке 4 представлен алгоритм с древовидной структурой поиска решения.

Пусть задано ограничение на использование эффектов $K=3$.

На рисунке 4 эффект A1 – начальное положение поиска. На первом уровне методом перебора программа работает с группой эффектов с начальным значением A1.

Найдено положительное решение. Это эффект A1-A2.

Дальше программа находит все эффекты с начальным значением A2. Это эффекты A2-A5, A2-A6, A2-A7. Далее проверено использование начального значения эффекта A5.

Опять выполняется поиск – A5-A9, A5-A8.

Теперь начальное значение равняется A9. $K=3$ – это максимальное количество использованных эффектов, поэтому необходимо вернуться на ступеньку выше к начальному значению A5.

Следующий эффект A5-A8, который удовлетворяет решение.

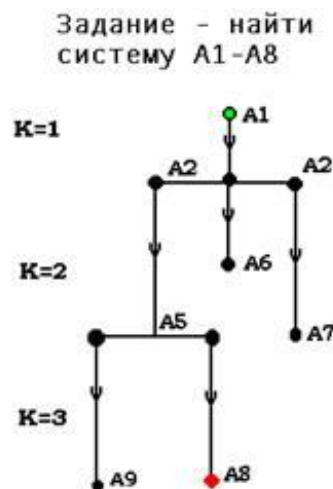


Рис. 4. Древовидная структура графа решения задачи

Далее алгоритм заставляет подняться на 2 ступеньки выше (потому что эффектов с начальным значением A5 более не существует) и опять продолжается поиск, только с новыми значениями начального значения эффекта, и так до тех пор, пока не исчерпаются все варианты решения задачи.

Поиск останавливается тогда, когда все варианты решений будут исчерпаны.

Заключение

По данному алгоритму разработан учебный программный комплекс, использующий базу знаний импульсных процессов [4]. На рисунке 5 представлено главное меню программного комплекса.

База знаний и метод синтеза элементов ТП, в частности, использован для формирования специальных приемов для импульсных методов технологии при изготовлении листовых осесимметричных деталей для авиационной техники с использованием комбинаторного метода.

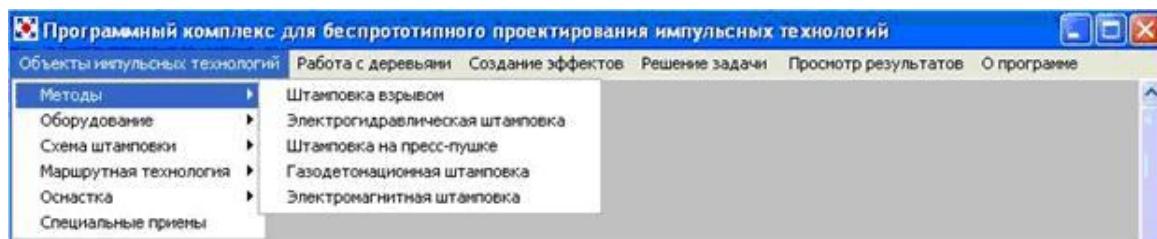


Рис. 5. Главное меню программного комплекса

Литература

1. Технологическая подготовка производства гибких производственных систем [Текст] / С. П. Митрофанов, Д. Д. Куликов, О. Н. Милев и др. – М. : Машиностроение, 1987. – 352 с.
2. Глазунов, В. Н. Методы анализа проблем и поиска решений в технике [Текст] : метод. пособие / В. Н. Глазунов. – М. : НТК Метод., 1986. – 111 с.
3. Альтишлер, Г. С. Алгоритм изобретения [Текст] / Г. С. Альтишлер. – М. : Московский рабо-

чий, 1973. – 296 с.

4. Евгений, Г. Б. Систематология инженерных знаний [Текст] : учеб. пособие для вузов / Г. Б. Евгений. – М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 346 с.

5. Третьяк, В. В. Возможности и реализация объектного подхода для решения изобретательских задач с использованием типовых приемов устранения технических противоречий [Текст] / В. В. Третьяк // *Радіоелектронні і комп'ютерні системи*. – 2013. – № 2(61). – С. 113 – 118.

Поступила в редакцию 3.04.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. каф. технологий производства авиационных двигателей В. Ф. Сорокин, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

РОЗРОБКА УЧБОВОГО ПРОГРАМНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ ВИРШЕННЯ ВІНАХІДНИЦЬКИХ ЗАВДАНЬ МЕТОДОМ БЕЗПРОТОТИПНОГО ПРОЕКТУВАННЯ В ОБЛАСТІ ІМПУЛЬСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

В. В. Третьяк

В статті описано можливості і перспективи використання методів безпрототипного проектування для об'єктів авіаційної техніки. Представлена математична модель безпрототипного методу проектування об'єктів авіаційної техніки, зокрема з використанням імпульсних технологій. Розглянуто алгоритм і схема проектування методом безпрототипного проектування. Запропонована деревовидна модель пошуку технічних рішень. Розглянуто варіант використання схеми синтезу рішень на основі алгоритмів структурно-аналітичного методу розпізнавання подоби. Представлено головне меню програмного комплексу для проектування об'єктів авіаційної техніки, що виготовляються імпульсним штампуванням.

Ключові слова: безпрототипне проектування, база знань, комбінаторний метод, імпульсні технології, винахідницькі завдання

POSSIBILITIES AND REALIZATION OF OBJECTIVE APPROACH FOR DECISION OF INVENTION TASKS WITH THE USE OF MODEL RECEPTIONS OF REMOVAL OF CONTRADICTIONS

V. V. Tretjak

In article the possibility of the use of objective approach for realization of methods of decision of invention tasks with the use of model receptions of removal of technical contradictions is considered. A mathematical model of objects of research by the objective approach to planning is offered. Materials on possibilities of on-line tutorial for the decision of invention tasks at planning of impulsive technologies are presented. An author presents development of on-line tutorial, which allows to make the synthesis of technical decisions on the basis of possibilities of algorithms of decision of invention tasks with the use of model receptions of removal of contradictions.

Keywords: objective approach to planning of impulsive technologies, on-line tutorial, synthesis of decisions, model receptions of removal of technical contradictions, impulsive metal-working

Третьяк Владимир Васильевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры технологии производства авиационных двигателей, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: vladimir.tretjak@mail.ru.

УДК 004.89

И. В. ШОСТАК, М. А. ДАНОВА

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

ПОДХОД К КОМПЛЕКСНОЙ АВТОМАТИЗАЦИИ НАЦИОНАЛЬНЫХ ФОРСАЙТ-ПРОЕКТОВ

Приведена постановка задачи информатизации этапов национального форсайт-проекта по выбору приоритетных направлений научно-технического развития страны, результат решения данной задачи - перечень приоритетных направлений развития науки и технологий для прогнозируемого объекта. В качестве формальной основы выбраны методы библиометрии и наукометрии (подсчета количества публикаций), многокритериальных задач принятия решений (t-упорядочения, Парето-оптимальности) и патентного анализа (анализа кривых динамики изобретательской активности). Для иллюстрации применения на практике результатов исследования рассмотрен форсайт-проект по развитию наноиндустрии в Украине.

Ключевые слова: уровень компетентности эксперта, библиометрия, патентный анализ, t-упорядочение, Парето оптимальность, многокритериальные задачи, научно-техническое развитие, форсайт, компьютерная система прогнозирования.

Введение

На сегодняшний день в большинстве стран мира (США, Японии, Великобритании, Франции, Швеции, России и пр.), в частности, и в Украине, методология Форсайт зарекомендовала себя как наиболее эффективный инструмент выбора приоритетов в сфере науки и технологий. Данная методология применяется для прогнозирования научно-технического развития (НТР) на всех уровнях, от корпоративного до национального. На основе Форсайта разрабатываются средне- и долгосрочные, на 5-30 лет, стратегии развития экономики, науки, технологий, нацеленные на повышение конкурентоспособности и, в целом, обеспечение эффективного развития социально-экономической сферы.

В настоящее время отсутствует единая модель Форсайта, каждая страна адаптирует ее к своим условиям с учетом национальных интересов, используя при этом различные методики прогнозирования будущего. Однако анализ публикаций отечественных и зарубежных источников [1-8], посвященных исследованию теоретических и практических аспектов применения методологии Форсайт, показал, что существует необходимость дальнейшего исследования проблемы, связанной с автоматизацией методологии Форсайт. Так, украинский вариант методологии Форсайт [3] предполагает реализацию набора этапов (рис. 1), путем анкетирования группы экспертов. Авторами проанализированы пути автоматизации каждого из четырех этапов национального форсайт-проекта [9-12]. В результате этого анализа предложена информационная технология поддерж-

ки форсайт-проектов в Украине [13], основанная на специализированной методике выбора приоритетов [14], которая позволит повысить эффективность процесса национальных форсайт-проектов, за счет полной их компьютеризации на основе формальных методов.

Цель статьи состоит в описании компьютерной реализации форсайт-проектов, как информационной технологии, воплощенной в форме диалоговой компьютерной системы поддержки принятия решений (СППР) участников форсайт-проекта.

1. Постановка задачи

В качестве иллюстративного примера, с использованием предложенной информационной технологии [13], рассмотрим обобщенную процедуру реализации форсайт-проекта по определению перспективных НТР нанотехнологий.

Исходными данными являются обязательные этапы национальной методики прогнозно-аналитических исследований (рис. 1), адаптированной под использование в рамках компьютеризированной СППР реализации каждого этапа методологии Форсайт [14].

Ход решения задачи состоит из таких шагов:

1. Формирование экспертных панелей, т.е. формируется численность и состав экспертной группы для участия в форсайт-проекте на основании оценки уровня компетентности каждого эксперта.

2. Формирование исходного перечня направлений наноиндустрии. Необходимо провести анализ состояния и перспектив развития наноиндустрии с применением методов библиометрии (метод подсче-

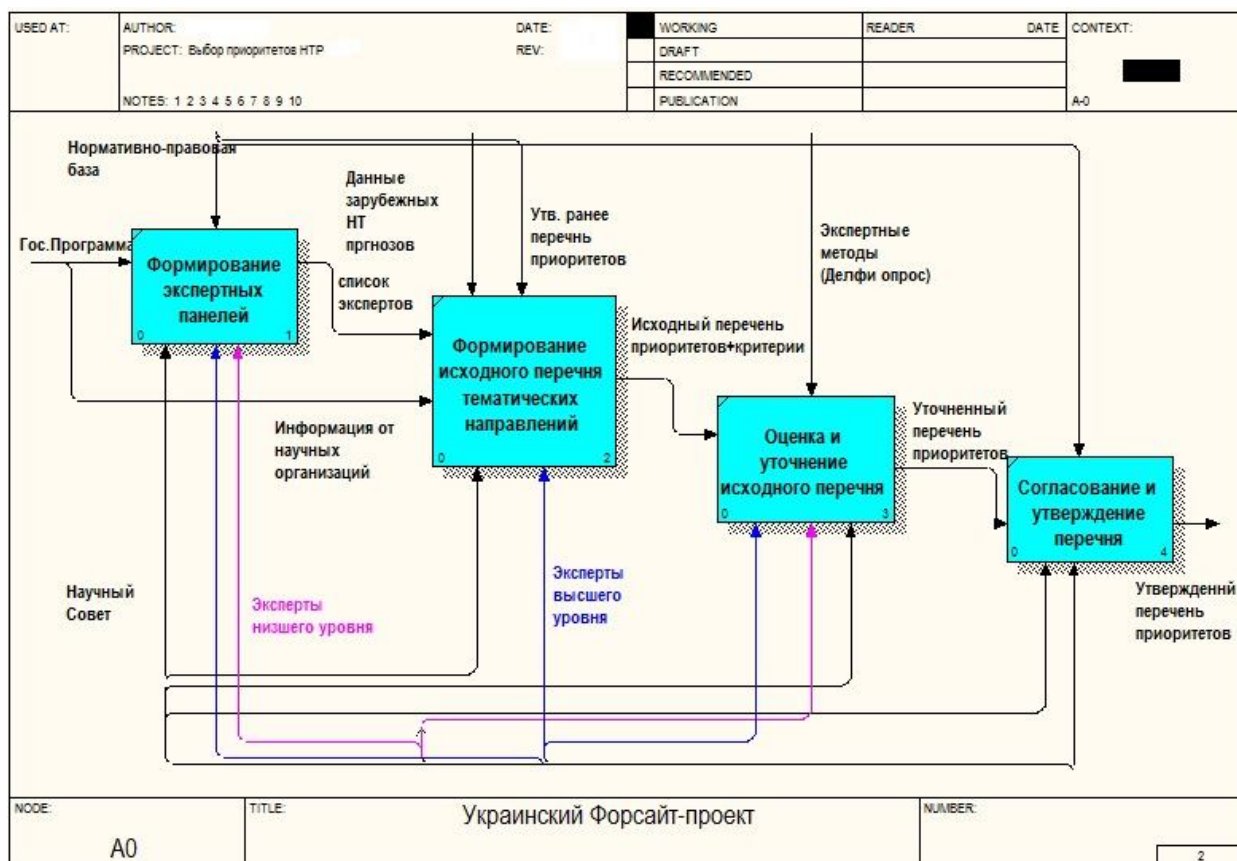


Рис. 1. Этапы национального прогнозно-аналитического исследования по выбору наиболее перспективных направлений развития науки и техники

та количества публикаций) [15], наукометрии (метод анализа цитирования, контент-анализ, тезаурусный и сленговый методы) [16] и патентного анализа (анализ кривых динамики изобретательской активности) [17]. После чего, для полученных перечней научно-технических направлений развития наноиндустрии рассчитываются значения критериев их оценки, предусмотренных национальной методикой форсайтных исследований [2]. Таким образом, все «ведущие» направления будут иметь количественные оценки по каждому из критериев, что в дальнейшем позволит определить ряд приоритетных.

3. Выбор приоритетных направлений развития наноиндустрии. Исходными данными для выбора приоритетных направлений являются перечень направлений наноиндустрии, а также множество значений критериев их оценки по каждому из направлений. Процедура выбора приоритетных направлений развития наноиндустрии заключается в ранжировке этих направлений по заданным критериям при помощи методов Парето-оптимальности и t-упорядочения.

4. Согласование и утверждение приоритетных направлений. В соответствии с действующей методикой [2] осуществляется строго регламентированная процедура согласования и утверждения приори-

тетных направлений.

В результате решения задачи будет создана информационная технология реализации форсайт-проекта по выбору приоритетов при прогнозировании НТР nanoиндустрии. В дальнейшем предполагается воплотить разработанную информационную технологию в форме диалоговой компьютерной СППР участниками форсайт-проекта.

Примем следующие допущения, что для объективного анализа каждого из направлений наноиндустрии достаточно:

- 1) информации, полученной из выбранных источников;
- 2) заданных временных интервалов;
- 3) расчета значений по основным критериям их оценки.

2. Формирование экспертных панелей

Состав экспертов, участвующих в прогнозировании - ключевой параметр, определяющий качество будущего прогноза. Таким образом, для проведения качественной экспертизы необходимо решить следующие задачи:

- 1) оценить уровень компетентности экспертов;
- 2) определить численность экспертной груп-

пы;

3) сформировать окончательный список экспертов, участвующих в экспертизе.

Обозначим через Q множество экспертов, тогда для оценки уровня компетентности каждого i -го эксперта ($i=1, \dots, m$) воспользуемся обобщенным показателем уровня компетентности (K_i) приведенным в [18], который учитывает как профессиональную деятельность, так и личные качества экспертов

$$K_i = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^4 K_{ij}, \quad (1)$$

где K_{i1} - коэффициент, отражающий уровень профессиональной подготовки и информированности i -го эксперта (принимает такие значения как доктор наук, кандидат наук и т.д. и измеряется в баллах $0,5 \leq K_{i1} \leq 1$);

K_{i2} - коэффициент, отражающий уровень базовой аргументации i -го эксперта при принятии им решения (принимает такие значения как интуиция, производственный опыт, теоретический анализ и пр. и измеряется в баллах $0,05 \leq K_{i2} \leq 1$);

K_{i3} - коэффициент, отражающий личные качества i -го эксперта, и вычисляемый на основе самооценки ($0 \leq K_{i3} \leq 1$):

$$K_{i3} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n K_{i3j}, \quad (2)$$

где K_{i3j} - коэффициент отражающий самооценку i -го эксперта по наличию у него j -го личного качества;

n - количество личных качеств эксперта);

K_{i4} - коэффициент, отражающий личные качества i -го эксперта, и вычисляемый коллегами экспертами ($0 \leq K_{i4} \leq 1$):

$$K_{i4} = \frac{1}{n \cdot m} \sum_{l=1}^m \sum_{j=1}^n K_{i4jl}, \quad (3)$$

где K_{i4jl} - коэффициент, данный l -м экспертом о наличии j -го личного качества у i -го эксперта;

n - количество личных качеств эксперта;

m - количество экспертов, участвующих в оценке i -го эксперта).

В качестве критерия оценки необходимого числа экспертов воспользуемся следующей формулой

$$N_{\min} = 0,5(3/\varepsilon + 5), \quad (4)$$

где $N_{\min}$ - минимально необходимое число экспертов;

ε - параметр, задающий минимальный уровень ошибки экспертизы ($0 < \varepsilon \leq 1$).

При допустимой ошибке экспертного анализа в 5 % ($\varepsilon = 0,05$) количество экспертов должно быть не менее 32. Согласно [19] необходимое количество экспертов для группового оценивания должно быть не менее 7–9 человек, следовательно, число экспертов, участвующих в прогнозировании, находится в пределах $7 \leq N \leq 32$.

Чтобы получить окончательный список всех экспертов, прошедших аттестацию, их ранжируют согласно уровня компетентности (значению обобщенного показателя K_i) и в соответствии с отношением (4) формируется список экспертов, участвующих в экспертизе.

Таким образом, в рамках проводимого нами прогнозного исследования аттестовано 20 кандидатов в эксперты, из них 12 отобраны для дальнейшего участия в экспертизе, что входит в рассчитанный ранее допустимый диапазон. Окончательный список экспертов, участвующих в экспертизе, приведен в таблице 1.

Таблица 1

Список экспертов

№ п/п	Код эксперта	Обобщенный показатель уровня компетентности эксперта, K_i	Ранг эксперта
1	Fn_0003	1	1
2	Fn_0011	0,98	2
3	Fn_0001	0,93	2
4	Fn_0005	0,91	2
5	Fn_0006	0,87	3
6	Fn_00017	0,81	3
7	Fn_0020	0,74	4
8	Fn_0002	0,72	4
9	Fn_0018	0,7	4
10	Fn_0007	0,65	5
11	Fn_0009	0,61	5
12	Fn_0015	0,57	6

3. Формирование исходного перечня направлений наноиндустрии

В качестве исходных данных выступают направления развития нанотехнологий [20]:

- I. Наноматериалы.
- II. Нанoeлектроника.
- III. Нанofотоника.
- IV. Нанобиотехнологии.
- V. Наномедицина.

VI. Методы и инструменты исследования и сертификации наноматериалов и наноустройств.

VII. Технологии и специальное оборудование для создания и производства наноматериалов и наноустройств.

Для формирования исходного перечня тематических направлений воспользуемся методами подсчета количества публикаций и анализом кривых динамики изобретательской активности, с учетом принятых нами допущений. Рассмотрим подробно работу каждого из методов.

С целью выделить "ведущие" тематические направления в *методе подсчета количества публикаций* вначале проводят анализ количества прореферированных научных документов из разных областей знаний, а затем рассчитывают среднюю скорость роста количества публикаций за определенный интервал времени (от 5-ти и более лет). Для анализа украинского документального потока по нанотехнологиям выбрана общегосударственная реферативная база данных (БД) "Україніка наукова" [21]. Результаты данного анализа за 5-ти летний временной интервал (2009 – 2013 гг.) представлены в таблице 2.

В патентном исследовании, с целью определения перспективности конкретного направления, проводится анализ кривых динамики изобретательской активности по каждому научно-техническому направлению, который заключается в построении кумулятивных рядов патентования, характеризую-

мых возрастанием суммарного числа патентов, относящихся к данному направлению [17]. В качестве источника патентной информации использована интерактивная БД «Изобретения (полезные модели) в Украине» [22]. Поиск осуществлялся с временным интервалом в 5 лет (2009-2013 гг.) согласно международной патентной классификации по классу B82 «Нанотехнология», а также по классам, относящимся по сути к нанотехнологиям [23]: A61K 9/51 – нанокапсулы для медицинских препаратов; B05D 1/00 – способы нанесения жидкостей или других текучих веществ на поверхность; C01B 31/02 – получение углерода (углеродные наноструктуры, например, нанотрубки, наноспираль и т. п.); G01Q 10/00-90/00 – техника сканирующего зонда или устройства; различные применения техники сканирующего зонда, например, микроскопия сканирующего зонда (SPM); G02F 1/017 – оптические квантовые колодцы; H01F 10/32 – многослойные структуры со спиновой связью, например, наноструктурированные сверхрешетки; H01F 41/30 – способы и устройства для нанесения наноструктур, например, посредством молекулярно-пучковой эпитаксии; H01L 29/775 – квантуемый по проводам полевой транзистор с каналом с кристаллическим газоносителем при подаче на затвор напряжения одной полярности (квантовые проводники). На основании полученных данных построим кумулятивные кривые, характеризующие нарастание числа патентов за исследуемый период (рис. 2).

Таблица 2

Распределение научных публикаций в наноиндустрии по тематическим направлениям за 2009-2013 гг.

№ п/п	Направление	Количество научных документов (статьи, авторефераты, книги), шт.						Удельный вес в общем количестве публикаций, %
		2009	2010	2011	2012	2013	Всего	
1.	Наноматериалы	140	108	133	89	40	510	28%
2.	Нанoeлектроника	36	43	28	26	27	160	9%
3.	Нанofотоника	25	26	31	29	22	133	7%
4.	Нанобиотехнологии	54	36	13	32	22	157	9%
5.	Наномедицина	74	92	91	83	66	406	22%
6.	Методы и инструменты исследования и сертификации наноматериалов и наноустройств	57	35	42	46	47	227	13%
7.	Технологии и специальное оборудование для создания и производства наноматериалов и наноустройств	82	43	77	69	72	343	18%
Всего публикаций		398	392	405	346	272	1813	100%



Рис. 2. Изменение суммарного количества патентов по направлениям нанотехнологий

Для кумулятивных рядов патентования интенсивность развития исследуемого направления определяется углом наклона кривой динамики патентования к временной оси, т.е. к средним точкам этих участков кривых для каждого направления развития проводят касательные и определяют тангенс угла наклона касательной, а на его основе - коэффициент весомости исследуемого направления наноиндустрии (табл. 3)

$$K_i = \frac{\operatorname{tg} \alpha_i}{\sum_{i=1}^n \operatorname{tg} \alpha_i}, \quad (5)$$

где K_i - коэффициент весомости i -го направления наноиндустрии, причем $\sum K_i = 1$;

$\operatorname{tg} \alpha_i$ - тангенс угла наклона касательной к кривой динамики изобретательской активности i -го направления наноиндустрии;

$\sum \operatorname{tg} \alpha_i$ - сумма тангенсов углов наклона касательных к кривым динамики изобретательской активности всех направлений наноиндустрии.

Таблица 3

Показатели перспективности исследуемых направлений наноиндустрии

№ п/п	Направление	$\operatorname{tg} \alpha_i$	K_i
1	Наноматериалы	6,5	0,18
2	Нанoeлектроника	3,5	0,1
3	Нанofотоника	3,5	0,1
4	Нанобиотехнологии	3,5	0,1
5	Наномедицина	8,5	0,23
6	Методы и инструменты исследования и сертификации наноматериалов и наноприборов	4,5	0,12
7	Технологии и специальное оборудование для создания и производства наноматериалов и наноприборов	6,5	0,18
Всего		36,5	1

экспертизы и, как правило, корректируются оценки. Скорректированная информация вновь поступает в аналитическую группу для проверки согласованности. Значения коэффициентов вариации экспертных оценок по направлениям nanoиндустрии, участвующих в оценке, отражены в таблице 5.

Согласно полученным значениям коэффициента можно сделать вывод о согласованности мнений экспертов. Следующий шаг - расчет групповой оценки каждого тематического направления [26] с учетом весовых коэффициентов экспертов из табл. 1 (как средневзвешенную, по методу средних балльных оценок). Таким образом, получаем множество значений критериев для каждого направления nanoиндустрии (табл. 6).

4. Выбор приоритетных направлений развития nanoиндустрии

Поставленная задача, о выборе наиболее приоритетных направлений развития nanoиндустрии, относится к классу многокритериальных задач принятия решений (МЗПР). Обоснование вышесказанного утверждения отражено авторами в [14]. Цель решения МЗПР состоит в выделении множества Парето [27], т.е. в получение направлений, имеющих как можно более высокие оценки по каждому критерию.

Математическая модель многокритериальной ЗПР для нашего случая может быть представлена в виде

$$D_f = \langle X, f_1, f_2, \dots, f_m \rangle,$$

где X – множество допустимых альтернатив (тематических направлений); f_j – числовая функция, заданная на множестве X , при этом $f_j(x)$ есть оценка альтернативы $x \in X$ по j -му критерию ($j=1, m$).

Все критериальные функции f_j отражают полезность тематического направления $x \in X$ с позиций различных критериев и должны быть соизмеримыми, т.е. значения каждой критериальной функции изменяются в одних и тех же пределах $[a, b]$:

$$\forall x \in X : 0 \leq a \leq f_j(x) \leq b, j = \overline{1, m}.$$

При этом наименее предпочтительная по любому из частных критериев $f_j(x)$ альтернатива получит оценку a , а наиболее предпочтительная — оценку b ($a=0, b=1$) [27]. Значения новых критериальных функций $\bar{f}_j(x)$ приведены в таблице 7.

Указанные выше числовые функции $f_j(x)$ ($j=1, m$) образуют векторный критерий $f=(f_1, f_2, \dots, f_m)$. Для всякой альтернативы $x \in X$ набор ее оценок по всем критериям, т.е. набор

$$(f_1(x), f_2(x), \dots, f_m(x)) \in R^m,$$

есть векторная оценка альтернативы x (R_m – пространство m -мерных векторов). Все возможные векторные оценки образуют множество возможных оценок

$$Y = f(X) = \{y \in R^m \mid y = f(x) \text{ при некотором } x \in X\}.$$

Таблица 5

Значение коэффициента вариации для направлений nanoиндустрии

№ п/п	Направление	V _j , %		
		K _б	K _{мр}	K _{нл}
1.	Наноматериалы	17%	32%	32%
2.	Наномедицина	20%	28%	30%
3.	Методы и инструменты исследования и сертификации наноматериалов и наноустройств	19%	33%	32%
4.	Технологии и специальное оборудование для создания и производства наноматериалов и наноустройств	22%	30%	30%

Таблица 6

Значения основных коэффициентов для направлений nanoиндустрии

№ п/п	Направление	K _ф , млн. грн	K _{нтд} , шт.	K _б	K _{мр}	K _{нл}
1.	Наноматериалы	44,5	17	26,96	11,21	11,04
2.	Наномедицина	30,7	18	27,33	13,2	10,86
3.	Методы и инструменты исследования и сертификации наноматериалов и наноустройств	36	12	27,89	11,1	10,93
4.	Технологии и специальное оборудование для создания и производства наноматериалов и наноустройств	65,8	19	28,47	15,82	12,74

Таблица 7

Значения критериальных функций в промежутке [0, 1]

№ п/п	Направление (x_i)	Критериальные функции ($\bar{f}_j(x)$ *)				
		$\bar{f}_1(x)$	$\bar{f}_2(x)$	$\bar{f}_3(x)$	$\bar{f}_4(x)$	$\bar{f}_5(x)$
1.	Наноматериалы (x_1)	0,61	0,11	0,29	0,01	0,003
2.	Наномедицина (x_2)	0,36	0,13	0,3	0,04	0
3.	Методы и инструменты исследования и сертификации наноматериалов и нанопустройств (x_3)	0,46	0,02	0,31	0,004	0,02
4.	Технологии и специальное оборудование для создания и производства наноматериалов и нанопустройств (x_4)	1	0,15	0,32	0,09	0,09

*при этом $\bar{f}_1(x)$ соответствует критерию K_Φ , $\bar{f}_2(x)$ - $K_{НГД}$, $\bar{f}_3(x)$ - K_Φ , $\bar{f}_4(x)$ - $K_{мр}$, $\bar{f}_5(x)$ - $K_{нл}$.

В нашем случае $m=5$ и $Y=\{y_1, y_2, y_3, y_4\}$, т.е. согласно значениям критериальных функций (табл. 7) получим следующие векторные оценки альтернатив:

$$y_1 = (0,61; 0,11; 0,29; 0,01; 0,003),$$

$$y_2 = (0,36; 0,13; 0,29; 0,3; 0,04; 0),$$

$$y_3 = (0,46; 0,02; 0,31; 0,004; 0,02),$$

$$y_4 = (1; 0,15; 0,32; 0,09; 0,09).$$

Для отыскания множества парето-оптимальных векторов полагаем $Y_1 = Y$ и сравниваем первую оценку с остальными. Полученные пары (y_1, y_2 ; y_1, y_3 ; y_1, y_4) оказываются несравнимыми по отношению Парето. Таким образом, ставится задача, сужения исходного множества альтернатив, а как следствие и множества Парето, с целью выбора нескольких альтернатив в качестве окончательного результата. Одним из таких методов является метод t -упорядочения [28], использующий ординальную информацию лица, принимающего решения (ЛПР) об относительной значимости критериев.

В качестве исходной информации для алгоритма t -упорядочения принимается множество S высказываний ЛПР об относительной важности частных критериев вида $S = \{f_k = f_j; \dots; f_q > f_p\}$, которое необходимо расширить за счет добавления новых транзитивных высказываний, являющихся следствиями уже имеющихся. В нашем случае согласно [2] имеем следующее множество ординальной информации об относительной важности критериев $S = \{f_1 = f_3; f_2 > f_5; f_3 > f_4\}$, которое в дальнейшем расширено за счет добавления транзитивных высказываний. Конечное множество выглядит следующим образом

$$S = \left\{ \begin{array}{l} f_1 = f_3; f_2 > f_5; f_3 > f_2; f_3 > f_4; \\ f_3 > f_5; f_1 > f_5; f_1 > f_2; f_1 > f_4 \end{array} \right\}. \quad (6)$$

С учетом полученного множества (2) при сравнении двух векторных оценок строится отношение предпочтения по методу t -упорядочения [28]:

$$Z^t \succ W \leftrightarrow [\exists W' \in WE: Z \succ W'] \vee [\exists W'' \in WI: Z \succ W''], \quad (7)$$

$$Z \succ W \leftrightarrow \forall j \in [1:m]: z_j \geq w_j,$$

где Z, W – векторные оценки ($Z = (z_1, \dots, z_m)$; $W = (w_1, \dots, w_m)$);

WE – множество W -эквивалентных векторов ($f_k = f_j$);

WI – множество W -улучшенных векторов ($f_k = f_j; f_q > f_p$).

На основании (7) сравним пару векторных оценок y_1, y_2 . Вектор y_1 фиксируем, а по вектору y_2 получаем следующие множества улучшенных векторов, согласно (6):

$$y'_2 = (0,38; 0,11; 0,3; 0,04; 0);$$

$$y''_2 = (0,39; 0,11; 0,29; 0,04; 0);$$

$$y'''_2 = (0,39; 0,11; 0,29; 0,01; 0,03);$$

$$y''''_2 = (0,417; 0,11; 0,29; 0,01; 0,003).$$

Получаем $y'''_2 \succ y_2$, $y_1 \succ y''''_2 \succ y_2$ и, следовательно, $y_1^t \succ y_2$.

Таким образом, вектор y_1 запоминаем как парето-оптимальный и вместе с вектором y_2 удаляем из множества Y_1 . Получаем множество $Y_2 = \{y_3, y_4\}$. Вектора y_3 и y_4 не сравнимы по Парето, поэтому к ним применяем метод t -упорядочения, при этом вектор y_3 фиксируем, а y_4 преобразуем на основании множества S . Получаем: $y'''_4 = (0,46; 0,02; 1,146; 0,004; 0,02)$, $y'''_4 \succ y_3$, $y_4^t \succ y_3$.

В итоге получаем следующее множество парето-оптимальных векторов

$$P(Y) = \{y_1, y_4\}. \quad (8)$$

На основании полученного результата можно сделать вывод, что приоритетными направлениями развития наноиндустрии являются – наноматериалы и технологии, и специальное оборудование для создания и производства наноматериалов и нанопустройств.

роЙств, т.к. их векторные оценки составляют множество Парето.

5. Согласование и утверждение приоритетных направлений развития наноиндустрии

В рамках рассматриваемой концепции комплексной автоматизации форсайт-проектов, согласование и утверждение перечня тематических направлений будет реализовано в соответствии с подходом, изложенным в [29]. В соответствии с этим подходом для реализации форсайт-проекта синтезируется специальная компьютерная среда, в которую погружены все участники проекта.

Выводы

Предложен подход, предусматривающий автоматизацию каждого из четырех этапов национально-го форсайт-проекта по выбору приоритетов при прогнозировании НТР наноиндустрии. Применение рассматриваемого подхода на практике даст возможность повысить эффективность форсайт-проектов за счет снижения временных затрат, а также экономии денежных и человеческих ресурсов. Полученные результаты служат методической основой для создания системы комплексной автоматизации национальных форсайт проектов по выбору приоритетных направлений НТР.

Литература

1. Шелюбская, Н. В. Форсайт – механизм оп-ределения приоритетов формирования общества знаний стран Западной Европы [Текст] / Н. В. Ше-любская. – К. : Фенікс, 2007. – 60 с.
2. Маліцький, Б. А. Методичні рекомендації щодо проведення прогнозно-аналітичного дослідження в рамках Державної програми прогно-зування науково-технологічного та інноваційного розвитку України [Текст] / Б. А. Маліцький, О. С. Попович, В. П. Соловйов. – К. : Фенікс, 2004. – 52 с.
3. Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки. Закон України від 11 липня 2001р. № 2623-III [Текст] // Відомості Верховної Ради України. –2001. – № 48. – С. 253.
4. Havas, A. Foresight in the Countries of Central and Eastern Europe [Text] / A. Havas, M. Keenan // The Handbook of Technology Foresight. – Cheltenham : Edward Elgar, 2008. – P. 44-88.
5. Проект Концепции долгосрочного прогноза научно-технологического развития Российской Фе-дерации на период до 2025 г. [Текст]. – Материалы рабочей группы. – М., 2006. – 256 с.
6. Johnston R., Foresight in Industrialising Asia [Text] / R. Johnston, C. Sripaipan // The Handbook of Technology Foresight. – Cheltenham : Edward Elgar,

2008. – P. 333-356.

7. Loveridge, D. United Kingdom Foresight Pro-gramme [Text] /D. Loveridge, L. Georghiou, M. Neveda. – PREST : University of Manchester, 2001. – 200 p.

8. Cuhls, K. Foresight in Germany [Text] / K. Cuhls // The Handbook of Technology Foresight. – Cheltenham : Edward Elgar, 2008. – P. 256-286.

9. Данова, М. А. Проблемы комплексной ком-пьютеризации процесса прогнозирования научно-технического развития региона [Текст] / М. А. Да-нова, И. В. Шостак // Радіоелектронні і комп'ю-терні системи. – 2012. – № 7(59). – С. 236-240.

10. Данова, М. А. Онтологический подход к комплексной компьютеризации процесса прогнози-рования научно-технического развития региона [Текст] / М. А. Данова, И. В. Шостак // Сучасні інформаційні технології в економіці та управлінні підприємствами, програмами та проектами : тез. доп. X Міжнарод. наук.-практ. конф. 10-16 вересня 2012 р. – Алушта, 2012. – С. 60-61.

11. Данова, М. А. Подход к автоматизации процесса прогнозирования научно-технического раз-вития региона на основе форсайт технологии [Текст] / М. А. Данова, И. В. Шостак // Зб. наук. праць військового інституту КНУ ім. Т. Г. Шевчен-ко. – Вип. 38. – К., 2012. – С. 151-154.

12. Данова, М. А. Вопросы компьютеризации процесса прогнозирования научно-технического раз-вития крупномасштабных объектов на основе тех-нологии форсайт [Текст] / М. А. Данова // Сучасні інформаційні технології в економіці та управлінні підприємствами, програмами та проектами: тез. доп. 11 Міжнарод. наук.-практ. конф. (08-13 верес-ня 2013 р.) – Рибач'є, 2013. – С. 16.

13. Данова, М. А. Информационная технология поддержки форсайт-проектов в Украине [Текст] / М. А. Данова, И. В. Шостак // Зб. наук. праць військового інституту КНУ ім. Т. Г. Шевченко. – Вип. 43. – К., 2013. – С. 211-217.

14. Данова, М. А. Методика выбора приорите-тов при прогнозировании научно-технического раз-вития крупномасштабных объектов на основе тех-нологии Форсайт [Текст] / М. А. Данова // Авиаци-онно-космическая техника и технология. – 2013. – № 7(104). – С. 227-231.

15. Воверене, О. И. Библиометрия – структур-ная часть методологии информатики потоков [Текст] / О. И. Воверне // НТИ. Сер. 1. – 1985. – № 7. – С. 1-5.

16. Налимов, В. В. Наукометрия. Изучения раз-вития науки как информационного процесса [Текст] / В. В. Налимов, З. М. Мульченко. – М. : Изд-во Наука, 1969. – 192 с.

17. Скорняков, Э. П. Методические рекоменда-ции по проведению патентных исследований [Текст] / Э.П. Скорняков, Т. Б. Омарова, О. В. Че-лышева. – М. : ИНИЦ Роспатента, 2000. – 87 с.

18. Постников, В. Н. Анализ подходов к форми-рованию состава экспертной группы, ориентиро-

ванной на подготовку и принятие решений [Текст] / В. Н. Постников // Наука и образование. – 2012. – № 5. – С. 333-346.

19. Андрейчиков, А. В. Анализ, синтез, планирование решений в экономике [Текст] / А. В. Андрейчиков, О. Н. Андрейчикова. – М. : Финансы и статистика, 2000. – 368 с.

20. Нанотехнології у XXI столітті: стратегічні пріоритети та ринкові підходи до впровадження [Текст] : моногр. / Г. О. Андрощук, А. В. Ямчук, Н. В. Березняк та ін. – К. : УкрІНТЕІ, 2011. – 275 с.

21. Загальнодержавна реферативна база даних "Україніка наукова" [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis64r_81/cgiirbis_64.exe?C21COM=F&I21DBN=REF_EX&P21DBN=REF&S21CNR=20&Z21ID=. – 20.05.2014.

22. Интерактивная БД «Изобретения (полезные модели) в Украине» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://base.ukrpatent.org/searchINV/>. – 20.05.2014.

23. Алфимов, М. В. Нанотехнологии: определения и классификация [Текст] / М. В. Алфимов,

Л. М. Гохберг, К. С. Фурсов // Российские нанотехнологии. – 2010. – Т.5, № 7-8. – С. 8-15.

24. Про затвердження Державної цільової науково-технічної програми «Нанотехнології та наноматеріали» на 2010-2014 роки [Текст] : постанов Кабінету Міністрів України від 28 жовтня 2009 р. № 1231.

25. Орлов, А. И. Прикладная статистика [Текст] / А. И. Орлов. – М. : Экзамен, 2006. – 656 с.

26. Экспертные технологи поддержки принятия решений [Текст] : моногр. // И. И. Коваленко, А. В. Швед. – Николаев : Иллион, 2013. – 216 с.

27. Петровский, А. Б. Теория принятия решений [Текст] : учеб. для вуз. / А. Б. Петровский. – М. : Изд-во Академия, 2009. – 400 с.

28. Поспелова, И. И. Многокритериальные задачи принятия решений [Текст] : учеб. пособие / И. И. Поспелова, Л. А. Лотов. – М. : МАКС Пресс, 2008. – 197 с.

29. Вишневский, В. Ситуационный центр как инструмент для проведения форсайтных исследований [Текст] / В. Вишневский, С. Симонов // Материалы Междунар. научн.-техн. конф. ІТНЕА, Україна. – К., 2010. – С. 40-45.

Поступила в редакцию 20.05.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. экономики и маркетинга В. М. Вартанян, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ПІДХІД ДО КОМПЛЕКСНОЇ АВТОМАТИЗАЦІЇ НАЦІОНАЛЬНИХ ФОРСАЙТ - ПРОЕКТІВ

І. В. Шостак, М. О. Данова

Наведено постановку задачі інформатизації етапів національного форсайт -проекту за вибором пріоритетних напрямів науково-технічного розвитку країни, результат рішення даної задачі - перелік пріоритетних напрямів розвитку науки і технологій для прогнозованого об'єкта. В якості формальної основи обрані методи бібліометрії і наукометрії (підрахунку кількості публікацій), багатокритеріальних задач прийняття рішень (t-впорядкування, Парето-оптимальності) та патентного аналізу (аналізу кривих динаміки винахідницької активності). Для ілюстрації застосування на практиці результатів дослідження розглянуто форсайт -проект з розвитку нашої індустрії в Україні.

Ключові слова: рівень компетентності експерта, бібліометрія, патентний аналіз, t – впорядкування, Парето оптимальність, багатокритеріальні задачі, науково-технічний розвиток, форсайт, комп'ютерна система прогнозування.

APPROACH TO COMPLEX AUTOMATION NATIONAL FORESIGHT PROJECTS

I. V. Shostak, M. A. Danova

The problem definition of informatization of stages the national foresight project at the choice of the priority directions of scientific and technical development of the country is given, result of the decision this task - list of the priority directions of development the science and technologies for predicted object. As a formal framework chosen methods bibliometrics and scientometrics (counting the number of publications), multicriteria decision making problems (t-ordering, Pareto optimality) and patent analysis (analysis of the dynamics of inventive activity curves). To illustrate the practical application of research results the foresight project on nanoindustry development in Ukraine is considered.

Key words: level of competence an expert, bibliometrics, patent analysis, t-ordering, Pareto optimality, multicriterion problems, scientific and technical development, the foresight, the computer system of forecasting.

Шостак Игорь Владимирович – д-р техн. наук, доцент, профессор каф. инженерии, ПО Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Данова Мария Александровна – аспирант каф. инженерии, ПО Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: danovamariya@gmail.com.

АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

<i>Автор</i>	<i>стр.</i>
Абдулин М. З.	73
Балушок К. Б.	6
Бирук М. К.	6
Борзов С. А.	79
Борисов И. И.	94
Бояров К. В.	120
Бураяченко А. Г.	169
Вилкул В. В.	84
Воробьев Ю. С.	152
Гвоздева И. М.	169
Гонтаровский П. П.	148
Горбенко А. Н.	142
Горячкин Е. С.	61
Григорьев В. А.	66
Данова М. А.	179
Дашевский Ю. Я.	94
Довгань Д. В.	138
Долматов Д. А.	89
Еланский А. В.	44
Ермаков А. И.	126
Жук И. Ю.	138
Журавлев В. Н.	79
Жученко А. М.	73
Захаров С. М.	108
Зиньковский А. П.	131
Иваницкий Г. М.	113
Игуменцев Е. А.	160
Кабанник С. Н.	131
Калабухов Д. С.	66
Калиниченко Н. Ю.	12

<i>Автор</i>	<i>стр.</i>
Кисель В. М.	108
Козловский А. В.	84
Коляда В. В.	44
Комбаров В. В.	18
Коробко В. В.	50
Котов А. В.	37
Кравченко И. Ф.	79
Кулаков П. Н.	152
Кулишов С. Б.	152
Лазуткин Г. В.	120
Лось А. В.	30
Лоян А. В.	156
Любченко В. В.	165
Мамедов Б. Ш.	55
Маркович С. Е.	12
Матвеев В. Н.	61
Миргород В. Ф.	169
Мозговой В. Ф.	6
Московко А. А.	50
Мостипаненко А. Б.	84
Назаренко Ю. Б.	104
Назин В. И.	100
Налета А. Г.	113
Нестеренко С. Ю.	156
Овчарова Н. Ю.	152
Овчинников А. В.	25
Панарин В. Е.	108
Панасенко В. А.	6

<i>Автор</i>	<i>стр.</i>
Панченко Н. А.	94
Папчёнков А. В.	79
Петрик И. А.	25
Попов Г. М.	61
Попуга А. И.	44
Прокопенко Е. А.	160
Протасова Т. В.	148
Радько В. М.	66
Родюк С. А.	104
Сало М. П.	113
Селиверстов А. Г.	25
Сербин С. И.	84
Серый А. А.	73
Сичевой А. В.	113
Скрицкий А. Н.	152
Сорокин В. Ф.	18
Стельмах А. Л.	131
Терентьев А. Е.	108
Тернюк И. А.	18
Третьяк В. В.	174
Урлапкин А. В.	126
Хадживанд М.	89
Халатов А. А.	94
Цаглов А. И.	156
Шаровский М. А.	37
Шелковский М. Ю.	37
Шматко О. А.	108
Шостак И. В.	179
Шульженко Н. Г.	148

ИНФОРМАЦИОННОЕ СООБЩЕНИЕ



Будущее - это смелость первого шага!

ПАО «ФЭД» - ведущее предприятие Украины по разработке, производству, сервисному обслуживанию и ремонту агрегатов авиационного и общемашиностроительного назначения, систем управления самолетом, вертолетом, гидросистем, приводгенераторов энергосистем, насосов и агрегатов топливных систем, узлов механизации крыла.

ПАО «ФЭД» - это лидер авиационного агрегатостроения, имеющий громкое имя, легендарную и славную историю, а также прогнозируемое стабильное будущее. Мы открыты к сотрудничеству в самых различных направлениях, умеем и готовы решать задачи любой сложности.

61023, г. Харьков, Украина, ул. Сумская, 132

Тел.: +380577005041, факс: +380577156476

E-mail: fed@fed.com.ua www.fed.ua