

ДЗЕВА Иван Юрьевич

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ
БЕСКОНТАКТНОГО ПАЛЬЧИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ ТУРБОМАШИНЫ

По специальностям: 05.13.18 – Математическое моделирование,
численные методы и комплексы программ
01.02.06 – Динамика, прочность машин,
приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Москва – 2015

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана»

**Научный
руководитель:**

доктор технических наук, профессор
Темис Юрий Моисеевич

**Официальные
оппоненты:**

Банах Людмила Яковлевна
доктор технических наук,
федеральное государственное бюджетное
учреждение науки «Институт машиноведения
имени А.А. Благонравова Российской академии
наук», главный научный сотрудник
лаборатории вибромеханики

Веденеев Василий Владимирович
доктор физико-математических наук,
федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Московский государственный университет
имени М.В. Ломоносова», заведующий лабораторией
экспериментальной гидродинамики
Научно-исследовательского института механики

**Ведущая
организация:**

Открытое акционерное общество
«Институт технологии и организации производства»

Защита диссертации состоится «16» февраля 2016 г. в ____ час.
____ мин. на заседании диссертационного совета Д 212.141.15 при Московском
государственном техническом университете имени Н.Э.Баумана по адресу:
г. Москва, Рубцовская наб., д. 2/18, ауд. 1006.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте (www.bmstu.ru)
Московского государственного технического университета имени Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан «__» _____ 2015 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
кандидат технических наук, доцент



Аттетков
Александр Владимирович

Общая характеристика работы

Актуальность темы исследования. Уплотнения в газовых турбомашинах (авиационных двигателях, наземных энергоустановках и др.) предназначены для уменьшения утечки рабочего газа в узлах конструкций. Наибольшую сложность представляет герметизация зазоров между вращающимися (роторными) и неподвижными (корпусными) деталями турбомашин. Основной недостаток различных вариантов лабиринтных уплотнений, традиционно применяемых в этом случае, заключается в «жесткости» их конструкций. Это не позволяет уплотнениям реагировать на относительные смещения в системе «ротор – корпус» (внешнюю кинетику зазора), вызванные тепловыми и инерционными нагрузками. В результате на протяжении основной части рабочего цикла турбомшины «жесткие» уплотнения работают с большим избыточным зазором (несколько сотен микрон), что ведет к ухудшению топливной экономичности и росту прямых эксплуатационных издержек. Современные тенденции в авиадвигателестроении характеризуются стремлением ведущих компаний отрасли постепенно перейти к «податливым» и «саморегулирующимся» уплотнениям (радиальным щеточным, торцевым газодинамическим и др.). По различным оценкам, приведенным в литературе, внедрение такого класса уплотнений в конструкцию нового поколения авиационных двигателей позволит повысить тягу на 3–6%, снизить удельный расход топлива на 1–3%.

Рассматриваемое в диссертации бесконтактное пальчиковое уплотнение (БПУ) относится к классу перспективных «плавающих» уплотнений с гибкими элементами. Работоспособность и эффективность этого уплотнения определяется точностью «балансировки» на тонкой газовой пленке над ротором его податливых сегментов («пальчиков» с площадками). Смещение сегментов под действием переменной подъемной силы потока газа позволяет обеспечить гарантированно малый зазор (несколько десятков микрон) и, следовательно, малую утечку газа на основных режимах работы турбомшины.

Проектирование конструкции уплотнения для конкретных условий эксплуатации в турбомашине требует проведения многочисленных расчетов. Если не рассматривать вычислительные возможности суперкомпьютеров и кластерных систем, непосредственное применение трудоемкого трехмерного численного моделирования с использованием коммерческих и свободно распространяемых универсальных программных комплексов (УПК) представляется крайне затруднительным. Так, если время расчета одного варианта конструкции уплотнения в статической трехмерной постановке по предварительным оценкам достигает от десятков часов до нескольких суток (при итерационном уточнении процессов течения газа и деформирования гибких элементов), то моделирование динамического поведения уплотнения по рабочему циклу турбомшины займет недели. В этой связи необходимо создание эффективной (с позиции вычислительной экономичности при условии сохранения достаточной точности) методики математического моделирования работы БПУ с учетом аэроупругого поведения его гибких элементов в потоке газа. Решению этой актуальной проблемы посвящена диссертационная работа.

Целью диссертации является создание комплекса моделей разного уровня детализации, алгоритмов и программ для математического моделирования работы БПУ в турбомашине. Этот комплекс моделей и программ предназначен прежде всего для применения на ранних этапах проектирования и параметрической опти-

мизации конструкции БПУ. В рамках поставленной цели потребовалось решение следующих основных задач:

1. Создать вычислительно экономичные («быстрые») модели I уровня для описания течения газа в зазоре уплотнения и напряженно-деформированного состояния (НДС) его гибких элементов, а также реализующие эти модели алгоритмы и программные модули.

2. Верифицировать «быстрые» модели, сравнив полученные на их основе результаты с результатами численного моделирования в трехмерных постановках (на основе моделей II уровня) с привлечением УПК для численного решения задач газовой динамики и механики деформируемого твердого тела (МДТТ).

3. На основе «быстрых» моделей разработать методику численного решения связанной задачи аэроупругости, предназначенную для: а) определения равновесных (рабочих) положений гибких элементов уплотнения в потоке газа; б) оценки аэроупругой устойчивости уплотнения; в) моделирования нестационарного отклика уплотнения на заданное внешнее изменение зазора.

4. С использованием разработанной методики аэроупругого анализа (отдельных ее составляющих) и реализующего ее комплекса программ провести исследование статического и динамического поведения типовой конструкции БПУ.

5. Разработать алгоритм решения обратной задачи МДТТ для определения формы гибких элементов необходимой жесткости и применить его для проектирования конструкции БПУ при заданных ограничениях на диапазон внешних относительных смещений деталей в уплотнительном узле. Сформулировать рекомендации по оптимизации конструкции уплотнения.

Методы исследования. Для решения вышеперечисленных задач применены: аналитические методы прикладной механики, метод конечных элементов (МКЭ), методы вычислительной математики (метод Ньютона, метод Рунге-Кутты). Также использованы технологии разработки программ в среде символьных вычислений (Maple) и численного трехмерного моделирования на основе сеточных методов, реализованных в УПК для решения задач математической физики.

Достоверность научных результатов обусловлена: корректным использованием научных положений сопротивления материалов, газовой смазки, МДТТ и вычислительной газовой динамики; тестированием разработанных алгоритмов и программ, в том числе на результатах, полученных другими авторами; верификацией разработанных «быстрых» моделей путем сопоставления с результатами трехмерного численного моделирования, выполненного в рамках диссертации, и с теоретическими (расчетными) результатами, опубликованными в литературе.

Научная новизна. В диссертации получены следующие новые научные результаты, выносимые на защиту:

1. Модели физических процессов в конструкции БПУ в изотермической постановке: течения газа в зазоре уплотнения на основе теории газовой смазки и МКЭ; НДС и нелинейной динамики гибких элементов на основе теории малых деформаций криволинейной балки и эквивалентного перехода к нескольким степеням свободы. Сравнение с результатами трехмерного численного моделирования, показавшее достаточную для практического использования точность этих моделей (погрешность – не более 4–8 %).

2. Комплекс программ для математического моделирования работы БПУ на основе решения связанной задачи аэроупругости для повторяющегося сектора уплотнения в квазистатической и нестационарной постановках. Программная реализация численного решения МКЭ нестационарного двухмерного уравнения Рейнольдса для распределения давлений в тонком газовом слое с использованием символьных вычислений и метода Ньютона на каждом временном шаге.

3. Выполненный с использованием созданного комплекса программ расчетный анализ механизмов газостатической и газодинамической «балансировки» гибких элементов БПУ на тонкой газовой пленке под действием осевого перепада давления газа на уплотнении и вращения ротора.

4. Рекомендации по оптимизации конструкции и методика проектирования БПУ при заданных ограничениях на величину радиальных перемещений гибких элементов на основе принципа подобия и «проблемно-ориентированного» алгоритма решения обратной задачи МДТТ.

Практическая значимость работы. Применение созданной методики математического моделирования работы БПУ и реализующего ее комплекса программ позволяет значительно сократить вычислительные затраты при параметрическом анализе и оптимизации конструкции уплотнения. В качестве примера в диссертации представлено расчетное обоснование рекомендаций для обеспечения бесконтактной работы уплотнения с малыми зазорами и утечками. Использование разработанных вычислительно экономичных моделей I уровня является определяющим моментом алгоритма проектирования конструкции БПУ при заданных ограничениях, моделирующих реальные условия эксплуатации уплотнения в турбомашине. Созданные алгоритмы и программы предназначены для применения в конструкторских бюро при разработке перспективных БПУ. Возможна адаптация разработанных моделей, алгоритмов и методик для других типов уплотнений с гибкими элементами и развитие функциональности разработанного комплекса программ до системы автоматизированного проектирования «плавающих» уплотнений.

Реализация результатов диссертации выполнена в рамках ряда проведенных во ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» (Москва) в 2010–2015 гг. научно-исследовательских работ по созданию научно-технического задела для перспективного отечественного авиационного двигателя.

Апробация работы. Основные результаты и положения диссертационной работы доложены на Всероссийских научно-технических конференциях молодых специалистов «Новые решения и технологии в газотурбостроении» (Москва, 2010, 2015); XXIII Международной инновационно-ориентированной конференции молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения – МИКМУС'11 (Москва, 2011); X Международной конференции по вибрациям во вращающихся машинах – SIRM'13 (Берлин, 2013); Международных технических конференциях и выставках ASME/IGTI Turbo Expo (Сан-Антонио, Техас, 2013; Дюссельдорф, 2014 – в рамках I Конкурса студенческих и аспирантских работ), Международной научной конференции «Современные проблемы математики, механики, информатики» (Тула, 2013), IX Международной конференции по роторной динамике – IFToMM ICORD'14 (Милан, 2014), а также на CLIII заседании научно-методического семинара кафедры «Прикладная математика» в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Публикации. Основные научные результаты диссертации отражены в 19 научных работах, в том числе 4 статьях из Перечня ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, 3 рецензируемых трудах Международных научно-технических конференций и 10 тезисах докладов.

Личный вклад соискателя. Все исследования, изложенные в диссертации, проведены лично соискателем в процессе научной деятельности. Из совместных публикаций включен лишь тот материал, который непосредственно принадлежит соискателю; заимствованный материал обозначен ссылками.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы и приложения в двух частях. Диссертационная работа изложена на 162 страницах, содержит 79 рисунков и 6 таблиц. Библиография включает 93 наименования.

Содержание работы

Во введении приведена общая характеристика работы, в том числе обоснована актуальность темы исследования, поставлены цель и задачи диссертации, отмечена научная новизна и практическая значимость полученных результатов. Приведены сведения о структуре и содержании работы.

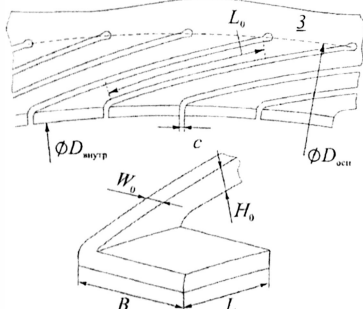
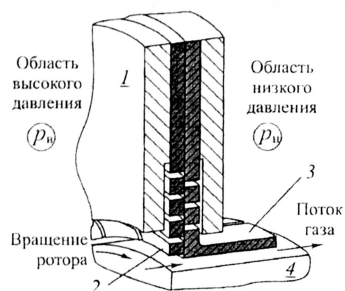


Рис. 1. Схема конструкции БПУ: 1 – корпус с проставками; 2 – передние «пальчики»; 3 – задние «пальчики» с площадками; 4 – ротор

доч основных податливых сегментов (задних пальчиков) и распределением давления в зазоре. Поэтому работоспособное уплотнение способно автономно поддерживать малой толщину газовой пленки, на которой «балансируют» пальчики (по-

В первой главе приведено описание типовой конструкции и принципа работы БПУ. На основании анализа зарубежной литературы дан обзор подходов к математическому моделированию физических процессов в уплотнении и результатов экспериментальных исследований перспективной конструкции уплотнения.

Основным элементом уплотнения являются ряды податливых сегментов, называемых «пальчиками», сформированных прорезями в передней (по потоку) и задней кольцевых пластинах (Рис. 1). Для предотвращения прямой утечки газа через прорези вспомогательную переднюю пластину поворачивают так, чтобы ее сегменты полностью перекрывали прорези основной задней пластины. На концах сегментов задней пластины выполняют специальные площадки, вытянутые вдоль оси ротора в сторону области низкого давления. Эти площадки обеспечивают возникновение под ними переменной газовой силы со стороны потока газа. Величина этой силы зависит от формы и размеров радиального зазора между уплотнением и ротором турбомшины в конкретный момент времени.

Принцип работы БПУ обусловлен наличием обратной связи между положением площа-

рядка нескольких десятков микрон, что значительно меньше, чем в «жестких» лабиринтных уплотнениях), обеспечивая тем самым малую утечку газа в течение рабочего цикла турбомашин. Механизмы балансировки исследованы в работе методами математического моделирования в рамках аэроупругого анализа БПУ.

За рубежом, в основном в США и Китае, расчетному и экспериментальному исследованию БПУ посвящены работы М. Braun, Н. Marie, J. Smith, М. Proctor, Н. Zhang, G. Chen и др. В большинстве случаев расчеты выполнены в трехмерных постановках на основе подробных сеточных моделей и численных методов механики, реализованных в коммерческих УПК. Модели газовой смазки применены в работах D. Fleming, J. Sawicki, K. Du. Уплотнение успешно прошло стендовые испытания в рамках научно-исследовательских программ NASA, показав высокие герметизирующие свойства и бесконтактный режим работы. В России вопросам технологии изготовления пальчиковых уплотнений посвящены работы А.Р. Маннапова, тема же математического моделирования работы БПУ ранее не рассматривалась. Между тем необходимо отметить, что данная тема близка по своему содержанию к направлениям исследований, связанным с математическим моделированием работы газодинамических лепестковых подшипников и «сухих» уплотнений. В нашей стране эти направления получили развитие в работах Ю.В. Пешти, Ю.М. Темиса, М.Ю. Темиса, Е.А. Новикова и др., за рубежом – L. San-Anders, B. Miller и др.

Во второй главе описана расчетная схема БПУ. Приведены основные соотношения созданных «быстрых» моделей физических процессов в уплотнении (I уровня): течения газа в зазоре, НДС гибких элементов (пальчиков) и их нестационарного взаимодействия с потоком газа. Дано описание трехмерных сеточных моделей (II уровня) для уточняющего исследования течения газа и НДС.



Рис. 2. Математическое моделирование работы БПУ: взаимосвязи и иерархия моделей разного уровня

Схема математического моделирования работы БПУ на основе решения связанной задачи аэроупругости, позволяющего находить равновесные положения пальчиков в потоке газа и оценивать их отклик на внешнее изменение рабочих условий или зазора приведена на Рис. 2. Трехмерные модели II уровня применены только для верификации «быстрых» моделей I уровня и ряда уточняющих расчетов.

В предположении, что все задние пальчики уплотнения деформируются независимо друг от друга в пределах прорезей между ними, модель работы всего уплотнения построена на основе расчетной схемы для характерного повторяюще-

гося сектора. В него для «быстрых» моделей I уровня включены задний пальчик с площадкой и тонкий газовый слой в зазоре под ней (Рис. 3).

В расчетную схему трехмерных сеточных моделей II уровня по сравнению с моделями I уровня добавлены половины примыкающих передних пальчиков и области течения газа в прорезях между площадками. Для построения расчетных сеток (порядка 240 тыс. контрольных объемов и 110 тыс. конечных элементов) использован характерный сектор уплотнения, ограниченный поверхностями, проходящими через центры соседних прорезей. На боковых поверхностях сектора заданы условия поворотной симметрии параметров течения газа и НДС пальчиков.

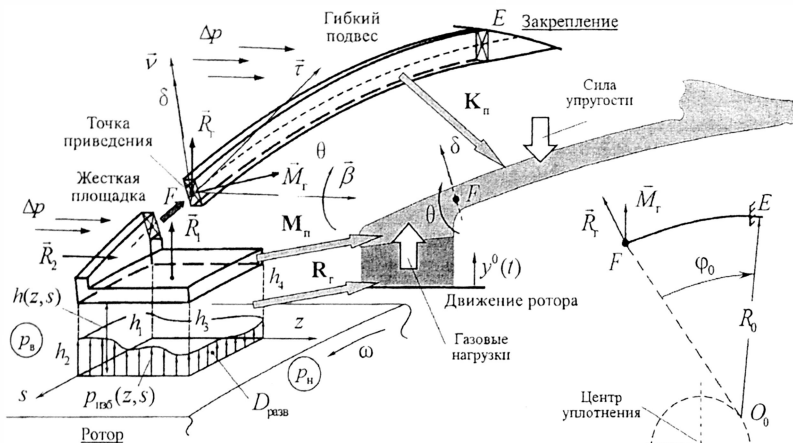


Рис. 3. Расчетная схема для построения «быстрых» моделей I уровня (зазор под площадкой увеличен для наглядности; показаны основные степени свободы)

Основной нагрузкой на пальчики является давление газа. Расчеты параметров уплотнительного узла выполнены в изотермической постановке при постоянной температуре $T = T_{\text{вх}}$, где $T_{\text{вх}}$ – температура газа перед уплотнением.

Вследствие малости радиального зазора между ротором и уплотнением в основу модели течения газа в зазоре под площадками (I уровня) положено двухмерное приближение Рейнольдса для тонкого газового слоя. Приняты стандартные допущения теории газовой смазки: течение газа считается сжимаемым, ламинарным и изотермическим, силы инерции газа не учитываются. Распределение давления $p = p(z, s)$ постоянно по толщине зазора и определяется классическим уравнением Рейнольдса:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \rho \frac{\partial p}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial s} \left(h^3 \rho \frac{\partial p}{\partial s} \right) = 12\mu \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + 6\mu\omega R \frac{\partial(\rho h)}{\partial s}, \quad (1)$$

где z и s – осевая и окружная декартовы координаты на развертке зазора с основанием $D_{\text{разв}}$ на поверхности ротора (см. Рис. 3); ρ – плотность газа; μ – динамическая вязкость газа, вычисленная по закону Сатерленда при температуре газа $T_{\text{вх}}$; ω и R – скорость вращения и радиус ротора. Форму зазора задает функция его толщины $h(z, s)$ со значениями h_i , $i = 1, 2, 3, 4$, в угловых точках. Первое слагаемое в правой части позволяет учесть демпфирующие свойства газового слоя. В квази-

стационарной постановке полагаем $\partial p/\partial t = 0$ и $\partial h/\partial t = V_{\text{отн}}$, где $V_{\text{отн}}(z, s)$ – распределение относительной радиальной скорости поверхности ротора и площадки пальчика, что дает $\partial(\rho h)/\partial t = \rho V_{\text{отн}}$. Для замыкания уравнения (1) использовано уравнение состояния совершенного газа $\rho = \text{const} \cdot p$ для изотермического случая.

На границах прямоугольной расчетной области $D_{\text{раз}}$ заданы профили статического давления, при этом в первом приближении $f_{\text{вх}}(s) = \text{const} = p_*$:

$$\begin{aligned} &\text{на входе } (z = 0) && \text{на выходе } (z = B) \text{ и боковых сторонах } (s = 0, s = L) \\ &p_{\text{вх}}(s) = f_{\text{вх}}(s); && p_{\text{бок},1}(z) = p_{\text{бок},2}(z) = p_{\text{вых}}(s) = \text{const} = p_n. \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь p_* – высокое давление в полости перед уплотнением, $p_n = p_* - \Delta p$ – низкое давление за уплотнением, Δp – осевой перепад давления на уплотнении; B и L – осевая и окружная длины площадки (см. Рис. 1).

Для численного решения нестационарного двухмерного нелинейного уравнения в частных производных (1) применен МКЭ. Система разрешающих нелинейных уравнений относительно вектора $\{p\}$ неизвестных значений давления в узлах расчетной сетки получена стандартной процедурой взвешенных невязок:

$$[C_0(h)]\{\dot{p}\} + ([K_-(p, h)] + [K_{ss}(p, h)] + [K_s(h)] + [K_0(\dot{h})])\{p\} = \{F\}. \quad (3)$$

Выражения для соответствующих матриц четырехугольного изопараметрического конечного элемента с билинейной аппроксимацией распределения давления по элементу приведены в тексте диссертации. Ненулевые компоненты вектора $\{F\}$ обусловлены учетом граничных условий первого рода (2) в соответствующих узлах расчетной сетки (методом штрафа).

Интегрирование распределения избыточного давления $p_{\text{изб}} = p(z, s) - p_n$ по площади развертки $D_{\text{раз}}$ дает подъемную силу потока газа в зазоре R_1 и координаты точки ее приложения на площадке. Интегрирование по площади входного сечения $D_{\text{вх}}$ величины $\rho(0, s)u(0, s, y)$, где $u = \frac{1}{2\mu}(\partial p/\partial z)y(y - h)$ – осевая скорость газа, дает утечку газа под площадками. Здесь y – координата по толщине зазора. Дополнительная утечка газа через прорезы между площадками задних пальчиков определена при уточнении параметров течения по трехмерной модели II уровня.

В основу *балочной модели* НДС гибких элементов уплотнения (I уровня) положено представление пальчика в виде абсолютно жесткой площадки на гибком подвесе – консольной криволинейной балке (см. Рис. 3). Перемещения и повороты площадки как твердого целого обусловлены перемещениями и поворотами сечения F , в котором она сопрягается с подвесом. Сечение E у основания подвеса считается податливой «заделкой». Газовые нагрузки (в избыточных величинах по сравнению с низким давлением p_n), действующие на площадку, приводятся к центру этого сечения в виде равнодействующей силы $\vec{R}_\tau = \vec{R}_1 + \vec{R}_2$ и момента $\vec{M}_\tau = \vec{M}_1 + \vec{M}_2$. Действие перепада давления на уплотнении также учтено в виде осевой распределенной силы, приложенной по длине подвеса. Таким образом, деформированное состояние пальчика определено шестью обобщенными координатами (степенями свободы) – перемещениями $\delta_\tau \equiv \Delta_1$, $\delta_\nu \equiv \Delta_2$, $\delta_\beta \equiv \Delta_4$ и углами поворота $\theta_\tau \equiv \Delta_5$, $\theta_\nu \equiv \Delta_6$, $\theta_\beta \equiv \Delta_3$ сечения сопряжения. Оси τ , ν и β подвижной де-

картовой системы координат в каждой точке осевой линии балки направлены по касательной, нормали и бинормали соответственно. Последние две являются главными осями инерции прямоугольного сечения подвеса. Начало отсчета обобщенных координат выбрано в центре сечения сопряжения F .

Обобщенные перемещения Δ_i , $i=1, \dots, 6$, которые считаем малыми, представлены в виде суммы составляющих $\Delta_i = \Delta_i^{(бал)} + \Delta_i^{(осн)}$. Основные составляющие $\Delta_i^{(бал)}$, обусловленные упругими деформациями подвеса как криволинейной балки, вычислены при помощи интегралов Мора:

для изгиба подвеса

«в плоскости»

$$\Delta_i^{(бал)} = \int_0^{\varphi_0} \frac{M_\beta M_\beta^{\Delta_i}}{E_0 J_\beta} R_0 d\varphi, \quad i=1, 2, 3;$$

для изгиба подвеса

«вне плоскости» и кручения

$$\Delta_i^{(бал)} = \int_0^{\varphi_0} \left(\frac{M_\tau M_\tau^{\Delta_i}}{G_0 J_\tau} + \frac{M_v M_v^{\Delta_i}}{E_0 J_v} \right) R_0 d\varphi, \quad i=4, 5, 6. \quad (4)$$

Здесь найденные из уравнений статического равновесия консольной балки компоненты внутренних изгибающих (M_v , M_β) и крутящего (M_τ) моментов с верхним индексом « Δ_i » отвечают единичному нагружению в каждом конкретном случае определения перемещения или угла поворота Δ_i , компоненты без индекса – газовой нагрузке; φ_0 , R_0 – угловой размер и радиус дуги пальчика; E_0 , G_0 – модули упругости и сдвига материала. Моменты инерции (J_β , J_v и J_τ) сечения подвеса определены по известным формулам. Внутренние нормальные и перерывающие усилия в интегралах (4) дополнительно учтены для коротких пальчиков.

Составляющие $\Delta_i^{(осн)}$, $i=1, \dots, 6$, обусловлены деформативностью «треугольной» области основания подвеса под действием внутренних моментов в сечении $\varphi = \varphi_0$. Соответствующие коэффициенты податливости определены с использованием трехмерной модели НДС сектора основания (модель II уровня).

В рамках балочной модели локальные температурные деформации пальчика вызывают его дополнительные перемещения «в плоскости». В предположении равномерного распределения температуры по объему пальчика на уровне рабочей температуры газа $T_{гх}$ для их учета при помощи интегралов Мора использованы фиктивные распределения внутренних нормальных усилий в подвесе.

Максимальное значение номинальных эквивалентных напряжений в пальчике достигается в одной из угловых точек подвеса в сечении $\varphi = \varphi_0$ и определяется нормальным напряжением при косом изгибе балки.

Предложенная балочная модель позволяет рассмотреть каждый пальчик как одну эквивалентную одномассовую упруго-закрепленную механическую систему, нагруженную аэродинамическими усилиями, которые являются нелинейными вследствие взаимозависимости между давлением газа под подъемной площадкой и ее положением. В результате перехода к шести степеням свободы, описываемых вектором малых обобщенных перемещений $U = \{\delta_r, \delta_v, \delta_\beta, \theta_r, \theta_v, \theta_\beta\}^T$, уравнения движения отдельного пальчика в потоке газа в матричной форме принимают вид:

$$M_n \ddot{U} + K_n U = R_r(U, \dot{U}, y^0(t), \dot{y}^0(t)), \quad (5)$$

где M_n – диагональная (при выбранной системе отсчета обобщенных координат) матрица масс пальчика; $K_n = G_n^{-1}$ – матрица жесткости пальчика, полученная об-

ращением матрицы податливости G_n консольно закрепленного подвеса; R_r – зависящий от обобщенных координат и движения ротора вектор газовой нагрузки, составленный из компонент приведенных к точке F силы $\bar{R}_r$ и момента $\bar{M}_r$ (см. Рис. 3). Нулевые начальные условия $U(0) = \dot{U}(0) = 0$ соответствуют недеформированному состоянию пальчика. Движение ротора, заданное в виде закона радиального смещения $y^0(t)$ и скорости поверхности ротора $\dot{y}^0(t)$, вызывает кинематическое возбуждение эквивалентной массы пальчика.

Линеаризация правой части уравнений (5) в точке равновесия $U_{\text{равн}} = 0$, $\dot{U} = 0$ при фиксированном смещении поверхности ротора $y^0 = \text{const}$ позволила оценить аэроупругую устойчивость рабочего положения пальчиков в потоке к малым возмущениям зазора. При этом использован критерий Рауса-Гурвица для установления знаков действительных частей корней соответствующего характеристического уравнения. Для анализа больших возмущений выполнено численное интегрирование по времени нелинейных уравнений движения пальчика (5).

Эквивалентные инерционные коэффициенты пальчика необходимо определять с учетом инерции подвеса, эквивалентные коэффициенты жесткости пальчика – с учетом «подкрепляющего» действия передних пальчиков. Эти поправки получены на основании расчетов по трехмерной модели НДС пальчиков (II уровня).

В третьей главе дано описание общей структуры комплекса программ, предназначенных для быстрого определения статических и динамических характеристик БПУ на основе решения совместной задачи аэроупругости. Выполнено тестирование программных модулей. Приведены результаты расчетной верификации разработанных моделей I уровня путем сопоставления с результатами численного трехмерного моделирования (с использованием моделей II уровня).

Для решения статической задачи аэроупругости в рамках расчетной схемы отдельного гибкого элемента (см. Рис. 3) с использованием быстрых моделей I уровня реализован итерационный подход, алгоритм которого укрупненно показан на Рис. 4.

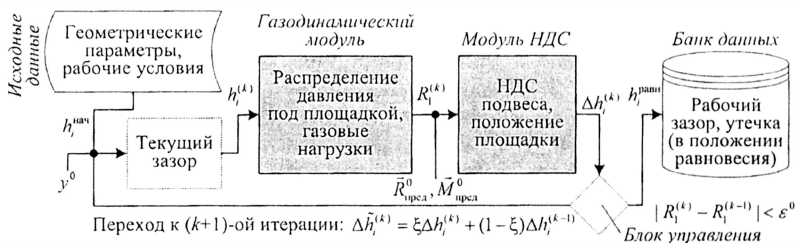


Рис. 4. Алгоритм решения задачи аэроупругости для БПУ в статической постановке

На каждой k -ой итерации, $k = 1, 2, \dots$, последовательно выполняются:

1. Модуль газодинамического расчета течения в зазоре на основе модели газовой смазки для определения газовой подъемной силы с учетом текущей величины поправки к начальному зазору (и заданного при необходимости «внешнего» смещения поверхности ротора).

2. Модуль расчета НДС гибкого элемента под действием найденных газовых нагрузок на основе *балочной модели пальчика* (при необходимости учитывается внешнее «преднапряжение» подвеса).

3. Управляющий модуль для определения текущего зазора при новом положении площадки, проверки сходимости алгоритма и перехода к новой итерации с учетом релаксации перемещений площадки, задаваемой параметром ξ , $0 < \xi \leq 1$.

За критерий остановки итерационного процесса принята малость приращения подъемной силы на двух итерациях (интегральный критерий по давлению), пороговое значение точности в большинстве случаев составляло $\epsilon^0 = 0.0001$. После определения рабочих (равновесных) положений всех пальчиков вычисляется утечка газа под площадками и другие статические характеристики уплотнения.

Программные модули написаны в среде математических вычислений Maple на специализированном интерпретируемом языке программирования высокого уровня и интегрированы в единую расчетную среду. Обмен потоками расчетных данных организован при помощи внешних текстовых файлов. Также предусмотрено выполнение программных модулей по отдельности.

Численное решение двухмерного уравнения Рейнольдса (1) в статической или квазистационарной постановках опирается на прием, заключающийся в применении символьных вычислений: нелинейная система разрешающих уравнений (3) получена в явном виде, что позволило «алгоритмически легко» использовать для ее решения итерационный метод Ньютона. Предварительно исходное уравнение (1) представлено в безразмерной форме, что обеспечило выравнивание порядков коэффициентов системы и устойчивую быструю сходимость решения (3–5 итераций) в диапазоне характерных для БПУ рабочих условий и зазоров. В качестве начального приближения в большинстве случаев выбрано $p_0(z, s) = \text{const} = p_*$. В нестационарном случае на каждом шаге по времени в соответствии с неявной схемой Эйлера применен аналогичный подход.

Тестирование разработанного газодинамического модуля выполнено на основе «тепловой» аналогии: задача установившегося течения газа в слое смазки для некоторых типов зазоров сведена к численно эквивалентной задаче распространения теплоты в неоднородном нелинейном материале. Решение последней, принимаемое за эталон, получено МКЭ при помощи УПК. Для этого числовые значения коэффициентов двухмерного уравнения теплопроводности заданы с учетом конвективного переноса теплоты и объемного тепловыделения в прямоугольной расчетной области таким образом, что обеспечена аналогия с уравнением Рейнольдса (1). Также получено хорошее соответствие результатам расчетов других авторов.

Реализация алгоритма определения НДС пальчика по балочной модели сводится к программированию и последовательному выполнению приведенных во второй главе диссертации расчетных формул. После определения величин Δ_i , $i = 1, \dots, 6$, рассчитаны смещение и поворот площадки как твердого целого, методом наименьших квадратов получена билинейная аппроксимация функции зазора $h(z, s)$. Внешнее «преднапряжение» пальчика задано в виде приложенных в точке F дополнительных усилий (силы $\vec{R}_{\text{пред}}^0$ и момента $\vec{M}_{\text{пред}}^0$).

Динамический анализ БПУ выполнен прямым интегрированием по времени стандартным методом Рунге-Кутты четвертого порядка точности уравнений дви-

жения (5), имеющих существенно нелинейную правую часть. Коэффициенты матриц и правые части уравнений движения пальчика вычислены с помощью разработанных «быстрых» моделей I уровня (см. Рис. 2). Нелинейные газовые нагрузки на каждом временном шаге определены по текущим значениям обобщенных перемещений и скоростей массы пальчика, определяющих форму зазора и распределение радиальной скорости площадки относительно поверхности ротора $V_{\text{отн}}$. Для этого использована линейная интерполяция между соответствующими точками многомерной базы значений, предварительно рассчитанной в квазистационарной постановке для широкого диапазона обобщенных перемещений и скоростей.

При анализе аэроупругой устойчивости положения равновесия пальчиков «в малом» коэффициенты жесткости и демпфирования газового слоя вычислены численным дифференцированием распределений подъемной силы и момента в окрестности соответствующей точки.

Для верификации моделей I уровня проведено численное моделирование работы БПУ в трехмерной постановке с использованием моделей II уровня. Расчеты проведены для базовой конструкции БПУ (внутренний диаметр 160 мм, 90 пальчиков), и оценена относительная погрешность быстрых моделей I уровня при определении основных статических характеристик уплотнения. Результаты трехмерного моделирования течения газа подтвердили адекватность применения упрощенной двухмерной модели газовой смазки для расчета давления газа под площадками пальчиков. Дополнительное согласование профилей статического давления на входе и боковых сторонах зазора позволило снизить погрешность вычисления подъемной силы до 1%, утечки газа под площадками – до 8%. При определении НДС отдельных пальчиков по балочной модели с учетом податливости основания отличие радиальных перемещений угловых точек площадок составляет менее 4%, номинальных эквивалентных напряжений в пальчике – 6% (на небольшом удалении от зоны концентрации у основания ножки). Близкие величины погрешности получены при сравнении с результатами трехмерных расчетов, опубликованными в работах М. Вгауп и Н. Марье из университета г. Акрона в США.

Важно подчеркнуть, что время подготовки и проведения статических расчетов на основе моделей I уровня (менее 1 мин), что значительно меньше, чем при использовании трехмерных моделей II уровня (1–3 ч).

В четвертой главе представлены результаты апробации разработанного комплекса программ для математического моделирования работы БПУ и расчета статических и динамических характеристик типовой конструкции. Рассмотрены различные конструктивные решения, направленные на обеспечение необходимой балансировки пальчиков на газовой пленке, и сформулированы рекомендации по оптимизации базовой конструкции уплотнения. Создана методика проектирования уплотнения для конкретных условий эксплуатации в турбомашине.

Отклик пальчиков на внешнее изменение рабочих условий и величины зазора оценен в двух постановках. В квазистационарном приближении рассмотрены равновесные положения пальчиков в потоке на основных режимах работы турбомшины с учетом относительных смещений в системе «ротор – корпус». Внешнее изменение зазора по рабочему циклу задано шагами, моделировавшими изменение зазора при тепловом расширении ротора и корпуса, действии давлений в газодинамическом тракте двигателя и действии центробежных нагрузок на ротор. На

каждом шаге учтено накопленное к этому моменту «преднапряжение» пальчиков.

При наличии достаточного осевого перепада давления итерационное решение статической задачи аэроупругости сходится за 5–10 итераций для «больших» начальных зазоров (более 30–40 мкм). Основной вклад в итоговое решение вносят 1–2 первых итераций. Для «малых» начальных зазоров и при наличии преднапряжения пальчиков количество итераций увеличивается, а для обеспечения сходимости параметр релаксации выбирается из диапазона $0,1 \leq \xi \leq 0,3$ (см. Рис. 4).

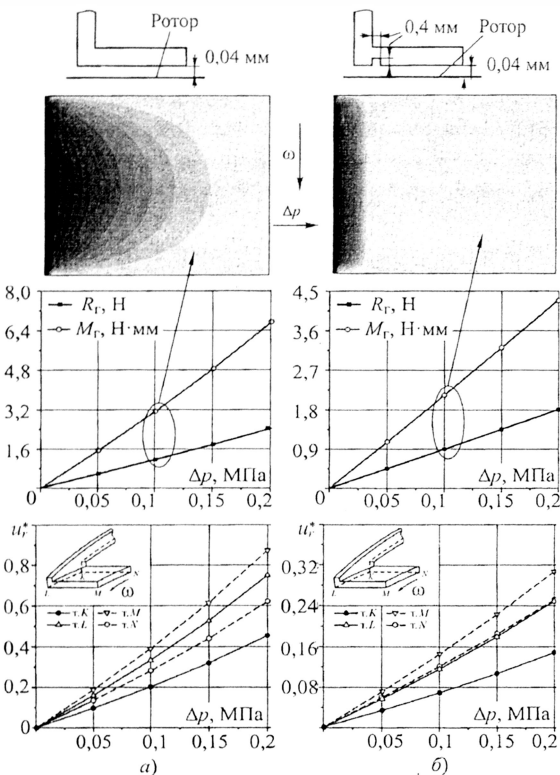


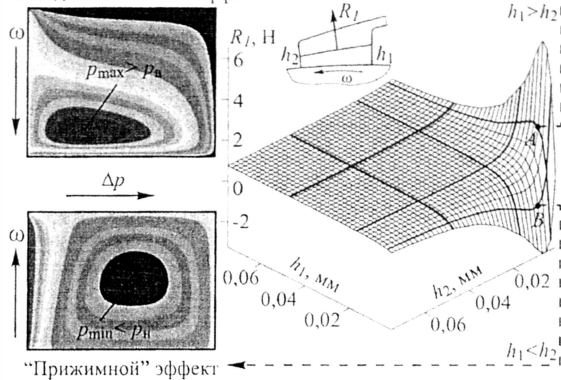
Рис. 5. Результаты математического моделирования работы базовой конструкции БПУ в статической постановке: а – гладкая площадка; б – площадка с кольцевой канавкой

участке перед канавкой. Величина газовой подъемной силы в этом случае заметно меньше, чем для гладких площадок.

При уменьшении зазора под площадками менее 10–20 мкм, становится заметным влияние наклона площадки на величину газовой подъемной силы R_1 . В «малых» зазорах, как показано на Рис. 6, возникает либо эффект газодинамического «усиления» давления в сходящемся по окружности зазоре ($h_1 > h_2$ – точка А), либо «прижимная» сила в противном случае ($h_1 < h_2$ – точка В). Оба эффекта обусловлены вращением ротора.

На Рис. 5 показаны характерные распределения давления под площадкой для базовой конструкции БПУ и двух вариантов подъемных площадок, установленных с постоянным начальным зазором 40 мкм (смещение поверхности ротора отсутствует). Графики изменения газовых усилий приведены в зависимости от перепада давления на уплотнении Δp при фиксированной скорости вращения ротора $\omega = 1000$ рад/с, статическом давлении перед уплотнением $p_b = 0,35$ МПа и температуре газа $T_{\text{ж}} = 300$ К. Результаты получены на регулярной сетке из 875 узлов (35 на 25), построенной на прямоугольной развертке зазора под площадкой. Выполнение на внутренней поверхности подъемной площадки кольцевой канавки приводит к выравниванию давления за ней, а весь перепад давления «срабатывается» на входном

“Газодинамический” эффект



“Прижимной” эффект

Рис. 6. Зависимость подъемной силы от величины зазора и характерные распределения давления газа под площадкой при малых зазорах

ны получено путем прямого численного интегрирования по времени нелинейных дифференциальных уравнений движения пальчиков при заданных модельных законах смещения поверхности ротора. На Рис. 7 показана динамика безразмерных расстояний (в долях от максимального значения линейного смещения поверхности ротора 70 мкм) между угловыми точками площадки пальчика и начальным положением поверхности ротора.

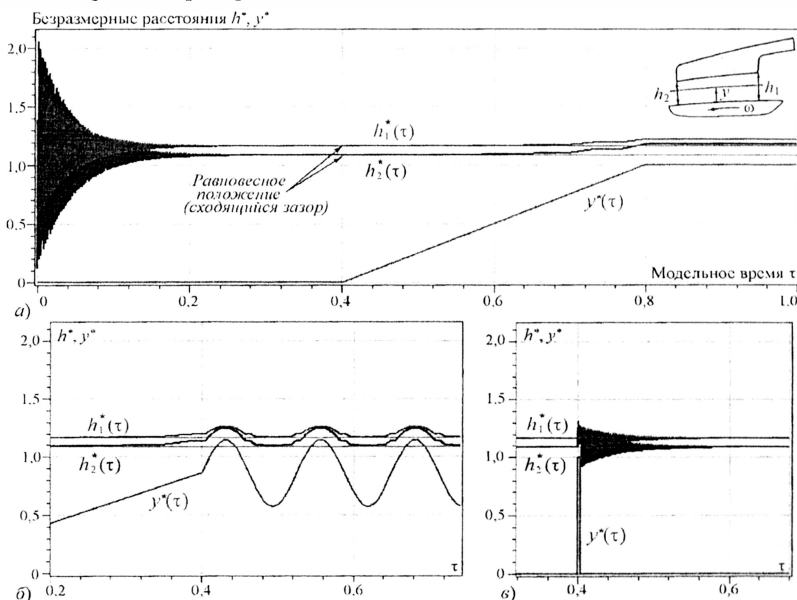


Рис. 7. Безразмерный динамический отклик пальчиков с площадками на линейно-постоянное (а), линейно-гармоническое (б) и «импульсное» (в) смещения поверхности ротора y^* в случае сходящегося по окружности рабочего зазора $h_1^* > h_2^*$

На Рис. 5 также показаны безразмерные (в долях от начального зазора) радиальные перемещения u_r угловых точек площадок под действием соответствующих газовых усилий. При этом в обоих случаях рабочий зазор имеет расширяющуюся в окружном направлении (по направлению вращения ротора) форму, что негативно сказывается на газодинамической балансировке пальчиков.

Изменение зазора в уплотнении на переходных режимах работы турбомашин

Результаты представлены при $\Delta p = 0,1$ МПа для случая двух степеней свободы модели (перемещение $\delta(t)$ по оси v и угол поворота $\theta(t)$ вокруг оси β , см. Рис. 3), которые непосредственно связаны с радиальным перемещением и окружающим наклоном площадки. Площадка имеет начальный наклон, т.е. $h_1^* > h_2^*$ при $\tau = 0$, что обеспечивает конфузурность рабочего зазора и корректное отслеживание пальчиками движения ротора (Рис. 7,а,б). Отметим, что в рассматриваемом случае равновесные рабочие положения пальчиков базовой конструкции уплотнения (как при $y^* = 0$ так и при $y^* = 1$ – см. Рис. 7,а) устойчивы к малым возмущениям зазора. Такая оценка аэроупругой устойчивости пальчиков в потоке получена по линейному приближению динамической модели и подтверждена прямым интегрированием нелинейных уравнений движения (5) (Рис. 7,в).

Проектирование БПУ для конкретных рабочих условий в турбомашине опирается на решение обратной задачи МДТТ: по заданным рабочим условиям и диапазону внешнего изменения зазора в уплотнительном узле определены необходимые жесткостные характеристики и форма пальчиков. Примененный для решения алгоритм, в отличие от методов формального поиска, является «проблемно-ориентированным» и основан на понятии приведенной жесткости пальчика и итерационном взаимодействии моделей различного уровня детализации (Рис. 8).



Рис. 8. Алгоритм решения обратной задачи МДТТ для БПУ

Поиск решения обратной задачи выполнен в три этапа. На первом этапе определено требуемое изменение жесткости проектируемого уплотнения по отношению к жесткости базовой конструкции. Соответствующий коэффициент (приведенная жесткость пальчиков) рассчитан как отношение характерного радиального перемещения площадки базового уплотнения к требуемым перемещениям в соответствии с внешней кинетикой зазора в узле (использован принцип подобия).

На втором этапе варьированием нескольких параметров в рамках используемой схемы геометрической параметризации конструкции БПУ получено множество предварительных решений – совокупность наборов геометрических параметров, задающих уплотнение с необходимой приведенной жесткостью. Жесткость пальчиков применительно к решению обратной задачи оценена простым соотношением $k_{\text{пальч}} \sim E_0 W_0 (H_0 / L_0)^3$, где определяющие геометрические параметры

пальчика показаны на Рис. 1. Выбор окончательного решения выполнен на основе серии уточняющих расчетов с использованием разработанной методики аэроупругого анализа БПУ в статической постановке (уточнение I уровня).

На заключительном этапе проведены проверочные расчеты спроектированного уплотнения с использованием подробных трехмерных сеточных моделей сектора уплотнения, учитывающих «осевое» контактное взаимодействие между пальчиками передней и задней пластин в плоскости их соприкосновения, а также течение газа в прорезях между площадками задних пальчиков (уточнение II уровня). Доводка уплотнения для обеспечения необходимых для корректной газодинамической балансировки параметров окружного ($h_1/h_2 > 1$) и осевого ($h_1/h_3 \approx 1$) газового клина под площадкой на основных рабочих режимах осуществлена коррекцией монтажного зазора, выполненной на основании решения статической задачи аэроупругости. После этого при помощи разработанной эквивалентной дискретной модели оценен отклик пальчиков на смещение ротора (в квази- и нестационарной постановках) и аэроупругая устойчивость уплотнения.

В приложении представлены справочные данные, полезные при качественной оценке влияния геометрических параметров конструкции БПУ на форму (жесткость) пальчиков и величину газовой подъемной силы в зазоре под площадками.

Основные результаты диссертационной работы

1. Разработан комплекс моделей, алгоритмов и программ для многодисциплинарного математического моделирования работы БПУ турбомшины. Модели течения газа под площадками, НДС и нелинейной динамики гибких элементов уплотнения предназначены для экспресс-анализа конструкции на ранних стадиях проектирования, отличаются вычислительной экономичностью и позволяют определять основные параметры физических процессов в уплотнении с незначительной погрешностью (4–8%) при трудозатратах и времени счета в 100–200 раз меньше по сравнению с трехмерным численным моделированием.

2. Методика анализа аэроупругого поведения гибких элементов БПУ в потоке газа, особенностью которой являются малые вычислительные затраты (3–5 мин) при определении основных характеристик конструкции уплотнения (рабочего зазора, утечки, напряжений и др.), применена для параметрического исследования статики, динамики и устойчивости конструкции уплотнения.

3. По результатам расчетов показано, что гибкие элементы (пальчики) уплотнения реагируют на смещение поверхности ротора, балансируя в потоке газа под действием сил упругости подвеса и газовых подъемных сил, обусловленных осевым перепадом давления на уплотнении и вращением ротора. Показано, что автономная подстройка уплотнения при изменении относительного положения ротора и статора возможна в случае сходящегося по окружности (по направлению вращения ротора) рабочего зазора под площадками пальчиков. Такой режим может быть обеспечен соответствующей корректировкой монтажного зазора.

4. Разработан алгоритм оптимального проектирования конструкции БПУ с целью его установки в турбокомпрессорах перспективных авиационных двигателей. Выбором конструктивных параметров можно обеспечить расчетный бесконтактный режим работы и высокую эффективность уплотнения. Это достигается

как за счет профилирования подъемных площадок, что позволяет управлять величиной газовой подъемной силы в зазоре, так и решением обратной задачи МДТГ при определении необходимой жесткости пальчиков и их формы. Примененный при этом алгоритм является «проблемно-ориентированным», основан на принципе подобия и итерационном взаимодействии моделей разного уровня детализации.

Основные результаты диссертации отражены в работах:

1. Темис Ю.М., Дзева И.Ю. Расчет конструкции бесконтактного пальчикового уплотнения // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер.: Естественные науки. 2011. Спец. вып. «Прикладная математика». С. 142–158. (1,3 п.л. / 0,8 п.л.)

2. Темис Ю.М., Селиванов А.В., Дзева И.Ю. Расчетное исследование бесконтактных пальчиковых уплотнений // Вестник СГАУ им. С.П. Королева. 2011. № 3, ч. 1. С. 168-173. (0,6 п.л. / 0,1 п.л.)

3. Темис Ю.М., Селиванов А.В., Дзева И.Ю. Проектирование пальчикового уплотнения на основе решения обратной задачи междисциплинарного математического моделирования // Труды XXIII Международную инновационно-ориентированной конференции молодых ученых и студентов. М., 2012. С. 160-168. (0,6 п.л. / 0,3 п.л.)

4. Temis J., Selivanov A., Dzeva I. Numerical simulation and design of finger seal // Vibrations in rotating machines (SIRM): Proc. 10th International Conference. Berlin, 2013. Paper ABS-243., 10 p. (0,9 п.л. / 0,4 п.л.)

5. Temis J.M., Selivanov A.V., Dzeva I.J. Finger seal design based on fluid-solid interaction model // ASME/IGTI Turbo Expo: Proc. International Technical Conference and Exposition. San-Antonio, Texas, 2013. Paper GT2013-95701. 10 p. (0,9 п.л. / 0,4 п.л.)

6. Темис Ю.М., Селиванов А.В., Дзева И.Ю. Комплексный анализ перспективных уплотнительных систем // Новые технологические процессы и надежность ГТД. Вып. 9. Подшипники и уплотнения: сборник статей под ред. Ю.А. Ножницкого и Н.И. Петрова. М., 2013. С. 179-203. (1,4 п.л. / 0,4 п.л.)

7. Дзева И.Ю., Селиванов А.В. Определение НДС гибких элементов бесконтактного пальчикового уплотнения // Современные проблемы математики, механики, информатики: материалы Международной научной конференции. Тула, 2013. С. 271-277. (0,45 п.л. / 0,4 п.л.)

8. Temis J., Selivanov A., Dzeva I. Fluid-structural analysis of a non-contacting finger seal // Proc. 29th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences (ICAS). St. Petersburg, 2014. Paper 2014-0779. 7 p. (0,6 п.л. / 0,3 п.л.)

9. Temis J.M., Selivanov A.V., Dzeva I.J. Dynamic analysis of a non-contacting finger seal // Mechanisms and Machine Science. 2015. Vol. 21. P. 2031-2042. (0,6 п.л. / 0,3 п.л.)

10. Селиванов А.В. Дзева И.Ю. Динамическая модель бесконтактного пальчикового уплотнения // Известия МГТУ «МАМИ». Естественные науки. 2015. № 3, т. 4. С. 55-65. (0,8 п.л. / 0,4 п.л.)