

На правах рукописи

**Пугачёв Александр Олегович**

**ЩЁТОЧНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ В РОТОРНЫХ СИСТЕМАХ  
АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

05.07.05 — Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки  
летательных аппаратов

Автореферат диссертации на соискание учёной степени  
доктора технических наук

Москва — 2015

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)».

**Научный консультант:** доктор технических наук, профессор  
РАВИКОВИЧ Юрий Александрович.

**Официальные оппоненты:** ИВАНОВ Андрей Владимирович,  
доктор технических наук, доцент,  
ОАО «Конструкторское бюро химавтоматики», главный конструктор;  
ТЕМИС Юрий Моисеевич,  
доктор технических наук, профессор,  
ГНЦ ФГУП «ЦИАМ имени П.И. Баранова», руководитель отдела;  
ФАЛАЛЕЕВ Сергей Викторович,  
доктор технических наук, профессор,  
ФГАОУ ВО «СГАУ имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет)», заведующий кафедрой.

**Ведущая организация:**

Опытно-конструкторское бюро имени А. Люльки (филиал ОАО «Уфимское моторостроительное производственное объединение»).

Защита состоится 14 марта 2016 г. в 15 ч. 00 мин. на заседании диссертационного совета Д 212.125.08, созданного на базе Московского авиационного института (национального исследовательского университета), по адресу: 125993, Москва, Волоколамское шоссе, д. 4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте Московского авиационного института (национального исследовательского университета) ([www.mai.ru/events/defence](http://www.mai.ru/events/defence)).

Автореферат разослан 01 декабря 2015 г.

Учёный секретарь диссертационного совета

доктор технических наук, профессор

Зуев Ю.В.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Современное развитие турбомашиностроения тесно связано с увеличением скоростей вращения валов и уровней давления рабочих сред, с экстремальными температурами, с уменьшением зазоров между вращающимися и стационарными частями машины. Данные меры направлены на увеличение коэффициента полезного действия, увеличение мощности, повышение экономичности, а также на уменьшение воздействия на окружающую среду роторных машин. Проектирование новых и модернизация уже известных типов уплотнительных узлов роторных машин является одной из важнейших задач для достижения указанных целей с одновременным выполнением требований по надёжности, безопасности и долговечности. В настоящее время за рубежом ведётся активное внедрение щёточных уплотнений в авиационных двигателях, в стационарных газо- и паротурбинных установках. Податливые элементы щёточных уплотнений позволяют значительно уменьшить утечки по сравнению со стандартными лабиринтными уплотнениями. В авиационных двигателях уплотнительные узлы напрямую влияют на осевые размеры двигателя, его массу и удельный расход топлива.

Наряду с определением расходных характеристик уплотнений, исследование влияния уплотнительных узлов на динамику ротора становится всё более актуальной задачей для всё более широкого класса машин. Силы, возникающие в малых зазорах уплотнений, могут быть сопоставимы с силами в подшипниках и оказывать как стабилизирующее, так и возбуждающее воздействие на ротор. Неполная или неточная информация о силах в уплотнениях может иметь результатом повышенные вибрации и износ в процессе эксплуатации. В экстремальном случае динамическая неустойчивость уплотнений может привести к выходу из строя агрегата.

Малые зазоры, а также наличие податливых элементов, обуславливают высокую степень сложности проблемы исследования динамики роторов с перспективными уплотнительными узлами. К настоящему времени за рубежом проведён довольно значительный объём исследований по уплотнениям с податливыми элементами. Однако в большинстве работ рассматриваются лишь расходные характеристики и смежные темы без затрагивания динамических

характеристик. Также малоизученными являются вопросы динамики многоопорных роторов с учётом совместного влияния подшипников и уплотнений. Щёточные уплотнения могут устанавливаться в контакте с ротором, что делает вопросы выбора материалов трибопары и износа податливых элементов уплотнения первостепенными вопросами при проектировании.

Исходя из вышеизложенного, можно сделать вывод, что в настоящее время существует острая необходимость в теоретических и экспериментальных исследованиях перспективных уплотнительных узлов с податливыми элементами. Данная тема является актуальной как с научной, так и с практической позиций. Несмотря на ранние исследования в России ряд попыток внедрения щёточных уплотнений в турбомашиностроении не увенчался успехом, что также говорит о необходимости дальнейшей работы для развития и распространения данной перспективной технологии.

Результаты настоящей диссертационной работы были получены в том числе в рамках следующих научно-исследовательских программ: программы Министерства образования Российской Федерации «Научные исследования высшей школы в области транспорта» (проект: 005.02.01.42, 2000 г.) и «Научные исследования высшей школы по приоритетным направлениям науки и техники» (проекты: 205.02.01.001 и 205.02.01.056, 2001-2004 гг.); грант Министерства образования РФ для поддержки научно-исследовательской работы аспирантов (код: А03-3.18-164, 2003-2004 гг.); научно-исследовательские проекты Шестой и Седьмой рамочных программ Европейского союза CESAR (код: AIP5-CT-2006-03088, 2006-2010 гг.) и ESPOSA (код: ACP1-GA-2011-284859, 2011-2016 гг.); проекты DT7 (2005-2008 гг.) и BY09 DT (2009-2012 гг.) в рамках научно-исследовательской программы «*Kraftwerke des 21. Jahrhunderts*», ФРГ; грант 14.V37.21.1981 мероприятия 1.5 ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» при поддержке Минобрнауки РФ (2012-2013 гг.); проект Cooreflex-Turbo 3.2.6 в рамках научно-исследовательской программы AG Turbo, ФРГ (2014-2018 гг.).

Объектом исследования являются узлы с щёточными уплотнениями для роторных систем турбомашин.

Предметом исследования являются расходные и динамические характеристики узлов с щёточными уплотнениями.

Цель и задачи исследования. Цель работы состоит в развитии научно-технического направления, связанного с технологией щёточных уплотнений; заключается в создании научных основ и методологии для расчёта узлов с щёточными уплотнениями, а также динамики многоопорных роторов с учётом влияния уплотнений, в получении новых теоретических и экспериментальных результатов, в создании подходов к проектированию щёточных уплотнений и в обеспечении эффективности и надёжности функционирования роторных систем с щёточными уплотнениями.

Для достижения поставленной цели решены нижеследующие задачи.

- 1) Анализ современных направлений развития уплотнительной техники, конструкций уплотнительных узлов, теоретических моделей и методов исследования.
- 2) Анализ накопленного опыта использования щёточных уплотнений в авиационных двигателях.
- 3) Разработка математических моделей для расчёта расходных и динамических характеристик узлов с щёточными уплотнениями на основе методов вычислительной гидродинамики.
- 4) Разработка теоретических инструментов для анализа щёточных уплотнений и динамической системы «ротор – уплотнения».
- 5) Изучение закономерностей работы узлов с щёточными уплотнениями современных турбомашин с использованием теоретических и экспериментальных методов.
- 6) Проверка адекватности разработанных теоретических моделей и достоверности полученных результатов с использованием экспериментальных данных.
- 7) Разработка упрощённых инженерных методик для расчёта щёточных уплотнений.
- 8) Разработка рекомендаций по проектированию и эксплуатации щёточных уплотнений, в том числе применительно к авиационным двигателям.

Научная новизна работы формулируется следующими положениями.

- 1) Разработана классификация уплотнительных узлов с податливыми элементами для использования в турбомашиностроении.
- 2) Разработан комплекс математических моделей различной степени сложности для расчёта узлов с щёточными уплотнениями с использованием методов вычислительной гидродинамики.
- 3) Предложена модификация модели пористой среды для описания набора волокон в щёточном пакете.
- 4) Сформированы теоретические основы расчёта динамических характеристик уплотнений.
- 5) Получены новые закономерности для расходных характеристик и динамических коэффициентов жёсткости и демпфирования узлов с щёточными уплотнениями.
- 6) Выявлены закономерности по влиянию узлов с щёточными уплотнениями на динамику ротора.
- 7) Разработан инженерный подход для оценки расходных характеристик щёточных уплотнений.
- 8) Выработаны рекомендации по проектированию узлов с щёточными уплотнениями и их применению в авиационных двигателях.

Теоретическая и практическая значимость. Разработанные в диссертации математические модели и методологии расчёта позволяют проводить как проверочные, так и проектировочные расчёты системы «ротор — уплотнения». Результаты проведённых исследований, а также упрощённые методики могут быть использованы при внедрении щёточных уплотнений в конструкциях авиационных двигателей, а также других типах турбомашин. Изложенные теоретические модели и методики выполнения расчётов могут применяться для исследования других типов уплотнений с податливыми элементами.

Результаты работы внедрены и используются при проектировании уплотнительных узлов с щёточными уплотнениями в ОАО «Климов», ГП «ЗМКБ «Прогресс» имени академика А.Г. Ивченко», Alstom Power.

Методология и методы исследования. Содержание работы в целом опирается на научные труды отечественных и зарубежных ученых в области уплотнительной техники, трибологии, динамики роторов, авиадвигателестроении, а также вычислительной механики и гидродинамики.

Аэродинамический расчёт узлов с щёточными уплотнениями основан на численном решении полной системы осреднённых уравнений Навье-Стокса методом конечных объёмов. Моделирование потока в каналах уплотнений проводилось с использованием коммерческих пакетов общего назначения ANSYS CFX, ANSYS Fluent, ANSYS ICEM CFD, а также некоммерческого пакета с открытым кодом OpenFOAM. Щёточный пакет моделируется как с использованием обобщённой модели пористости Дарси, так и с учётом дискретной структуры набора волокон. Процесс получения результатов следует общей методологии выполнения расчётов с выполнением верификации и валидации.

Расчёт динамики роторов, а также структурные расчёты выполнены в коммерческом пакете ANSYS Mechanical с использованием балочных и трёхмерных конечно-элементных моделей. Балочная модель многоопорной роторной системы также построена в виде собственной программы, реализованной в системе научных и инженерных расчётов MATLAB. Для прямого численного интегрирования уравнений движения ротора при выполнении динамического анализа системы в качестве основного используется метод Ньюмарка.

Экспериментальные исследования проводились на специальных стендах с использованием информационно-измерительного оборудования фирм National Instruments, Pressure Systems, Brüel & Kjær, Rheonik и др. Управление экспериментальными стендами, выполнение экспериментов, а также сбор и первичная обработка экспериментальных данных выполнялись с использованием программного обеспечения LabVIEW, а также с применением разработанной методики, нацеленной на исключение возможных ошибок.

На защиту выносятся нижеследующие результаты и положения.

- 1) Математические модели и алгоритмы для расчёта узлов с щёточными уплотнениями, позволяющие получать адекватные результаты по расходным и динамическим характеристикам.
- 2) Модификация модели пористой среды щёточного уплотнения.

- 3) Программа для расчёта динамики многоопорной системы «ротор – уплотнения» на основе балочной модели.
- 4) Результаты исследований расходных и динамических характеристик узлов с щёточными уплотнениями.
- 5) Инженерная методика оценки расхода через щёточное уплотнение.

Достоверность полученных результатов обеспечивается корректностью постановки задач исследования, обоснованностью используемых теоретических построений, допущений и ограничений, применением апробированных аналитических и численных методов поиска решения, а также подтверждается всесторонним анализом используемых моделей, качественным и количественным согласованием теоретических результатов с экспериментальными данными, полученными в том числе другими исследователями, и внедрением результатов диссертации на ряде предприятий.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на следующих научно-технических конференциях: школа-семинар «Современные проблемы механики и прикладной математики» (Воронеж, 2000); Всероссийская научно-техническая конференция «Прикладные задачи механики и теплообмена в авиационной технике» (Воронеж, 2001); Международная научно-техническая конференция «Авиакосмические технологии» (Воронеж, 2002); Международная научно-техническая конференция «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (Самара, 2003); Международный симпозиум «Актуальные проблемы машиностроения и механики сплошных и сыпучих сред» (Москва, 2004); EDF & LMS Poitiers Workshop on Advanced Topics and Technical Solutions in Dynamic Sealing (Futuroscope, France, 2005); Международный научный симпозиум «Гидродинамическая теория смазки—120 лет» (Орел, 2006); 9th International Conference on Motion and Vibration Control (Munich, Germany, 2008); 7th EDF & LMS Poitiers Workshop on Operational Limits of Bearings (Futuroscope, France, 2008); IMechE International Conference on Vibrations in Rotating Machinery (Exeter, UK, 2008; London, UK, 2012); 10th IMechE European Fluid Machinery Congress (Amsterdam, The Netherlands, 2008); ASME Turbo Expo (Berlin, Germany, 2008; Orlando, FL, USA, 2009);



Glasgow, UK, 2010; Copenhagen, Denmark, 2012; San Antonio, TX, USA, 2013; Düsseldorf, Germany, 2014; Montreal, Canada, 2015); 6th AIAA Multidisciplinary Design Optimization Specialist Conference (Orlando, FL, USA, 2010); IFToMM International Conference on Rotor Dynamics (Seoul, South Korea, 2010; Milan, Italy, 2014); школа-семинар «Использование CAD/CAE систем при создании изделий авиационной и ракетно-космической техники» (МАИ, 2012); 10th European Conference on Turbomachinery (Lappeenranta, Finland, 2013); 50th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference (Cleveland, OH, USA, 2014); EUROMECH Colloquium 573 “Coupling and Nonlinear Interactions in Rotating Machinery” (Lyon, France, 2015); научно-техническая конференция «Климовские чтения. Перспективные направления развития авиадвигателестроения» (Санкт-Петербург, 2015); 14-я Международная конференция «Авиация и космонавтика» (Москва, 2015); а также на семинарах кафедры 203 «Конструкция и проектирование двигателей» и заседаниях Учёного совета факультета № 2 «Двигатели летательных аппаратов» МАИ.

Публикации. По теме диссертации опубликовано более 60 научных работ, включая 1 монографию; 17 статей в рецензируемых научных журналах, входящих в Перечень ВАК РФ или удовлетворяющих критериям для включения в Перечень; 14 статей в других изданиях, входящих в системы Web of Science и Scopus; а также 3 патента и 4 свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ.

Личный вклад автора. Содержание диссертации и положения, выносимые на защиту, отражают персональный вклад автора в проведённые исследования. Подготовка к публикации результатов проводилась совместно с соавторами, причем вклад диссертанта был определяющим. Все представленные в диссертации результаты, если не указано обратное, получены лично автором.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, 7 глав, заключения, списка литературы и 4 приложений. Общий объём диссертации составляет 498 страниц, включая 178 рисунков и 51 таблицу. Библиография включает 399 наименований ссылочной литературы на 44 страницах.

## КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении содержится обоснование актуальности темы, описаны объект и предмет исследования, сформулированы цель и задачи работы, показаны её научная новизна и практическая ценность, приведены сведения об апробации полученных результатов и структура диссертации.

### Глава 1. Уплотнительные узлы роторов турбомашин как объект исследования

Глава служит введением в тему исследования. Приведён обзор работ из области уплотнительной техники и динамики роторов. Акцент сделан на уплотнения с податливыми элементами (щёточные, листовые, пальчиковые, лепестковые).

Щёточные уплотнения являются наиболее развитой к настоящему времени технологией уплотнений с податливыми элементами (см. рис. 1). Щёточные уплотнения (ЩУ) уже нашли частичное применение в турбомашинах за рубежом. Однако для достижения зрелости данной технологии, необходимой для её более широкого применения, использования на ответственных позициях, а также для её внедрения в отечественных разработках, требуются расширенные исследования.



Рис. 1. Фотография фрагмента щёточного уплотнения

Основная часть главы посвящена обобщению результатов проведённого обзора литературы. Большой вклад в развитие уплотнительной техники был внесён следующими авторами: А. И. Белосов, А. В. Иванов, В. А. Марцинковский, В. В. Кудрявцев, А. А. Ломакин, Ю. А. Равикович, Ю. М. Темис, С. В. Фалалеев, Д. Е. Чегодаев, J. Alford, M. F. Aksit, M. Arghir, S. Beichl, M. J. Braun, J. W. Chew, D. W. Childs, R. E. Chupp, P. Crudgington, M. Demiroglu, G. Franceschini, R. C. Hendricks, K. Kwanka, M. P. Proctor, E. J. Ruggiero, L. San Andrés, J. A. Tichy, H.-J. Thomas, J. M. Vance и др.

Анализ работ позволяет вывести нижеследующие основные заключения.

- Щёточные уплотнения значительно превосходят стандартные лабиринтные уплотнения в минимизации утечек.
- Наличие подвижных упругих элементов (волокон) делает поведение ЩУ довольно сложным и зависимым от геометрических параметров, а также механического и аэродинамического состояния уплотнительного узла.
- Правильный выбор конструкции щёточного пакета и рабочих параметров узла позволяет ограничить износ волокон. Ряд работ отмечает возможные проблемы с неустойчивым поведением щёточных уплотнений и с неудовлетворительной воспроизводимостью характеристик.
- Динамические коэффициенты щёточных уплотнений и их влияние на динамику ротора являются практически неисследованной областью. Небольшое число лабораторных исследований демонстрировали в целом благоприятные коэффициенты жёсткости и демпфирования ЩУ. Однако опыт использования щёточных уплотнений в натуральных условиях говорит о возможном ухудшении динамики системы.
- Волокна щёточного уплотнения изготавливаются, как правило, из жаропрочных сплавов. Применение синтетического волокна позволяет достичь дополнительного уменьшения утечек из-за использования нити меньшего диаметра. Однако недостаточная жёсткость набора синтетических волокон затрудняет восстановление пакета после деформации. По сравнению с металлическими щёточными пакетами синтетическое волокно имеет ограничение на максимально допустимую температуру.
- При моделировании широкое распространение получили подходы, в которых щёточный пакет представляется как пористая среда. Главным ограничением при этом является пренебрежение механическими характеристиками волокон. Использование связанных моделей механики и аэродинамики с дискретной структурой щёточного пакета осложняется большим количеством волокон в типичном щёточном уплотнении.

## Глава 2. Конструкции и принципы функционирования уплотнений турбомашин

В главе приводится классификация уплотнительных узлов, применяемых в турбомашиностроении, описаны принципы работы, отмечены преимущества и недостатки отдельных типов. Подробно рассмотрены щёточные уплотнения, проведён анализ основных эффектов, возникающих в процессе эксплуатации. Обобщён опыт использования щёточных уплотнений в авиационных двигателях. В конце главы представлены конструкции уплотнительных узлов, исследованных в рамках данной работы.

В укрупненной классификации уплотнительных узлов в качестве основных типов выделены контактные и бесконтактные уплотнения, а также уплотнения с упругими элементами. Статические, гидродинамические и разделительные уплотнения дополняют укрупнённую классификацию. Вторая классификация уплотнений, в которой более подробно рассмотрены уплотнения, представляющие интерес в рамках данной работы, приведена на рис. 2.

Щёточное уплотнение состоит как правило из щёточного пакета и защитного и упорного колец, образующих обойму. Пакет уплотнения составлен из большого числа тонких волокон, расположенных под углом в окружном направлении, которые либо скреплены между собой с помощью обруча (механическое крепление), либо соединены с использованием сварки. Две стандартные конструктивные схемы щёточных уплотнений показаны на рис. 3. Диапазоны геометрических и рабочих параметров пакетов щёточных уплотнений приведены в табл. 1.

Преимуществами щёточных уплотнений над лабиринтными являются: значительно более высокая герметичность, эффект закрытия зазора, меньшие размеры в осевом направлении, способность воспринимать колебания вала при малых зазорах, возможное всплытие щёточного пакета.

К недостаткам щёточных уплотнений можно отнести следующее: относительно узкий диапазон рабочих параметров, эффект гистерезиса и повышение жёсткости пакета, осевая деформация волокон и открытие зазора, возможность неустойчивой работы и повышенного износа, увеличенные размеры в радиальном направлении, сложность конструкции и повышенная стоимость.

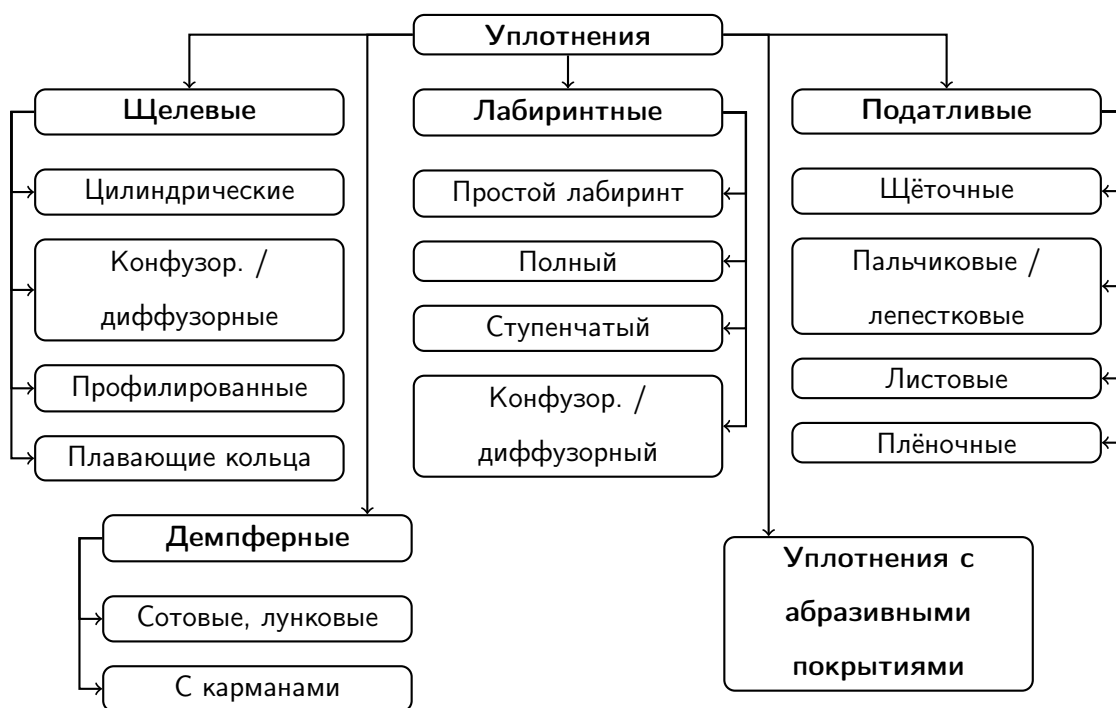


Рис. 2. Классификация бесконтактных и податливых уплотнений

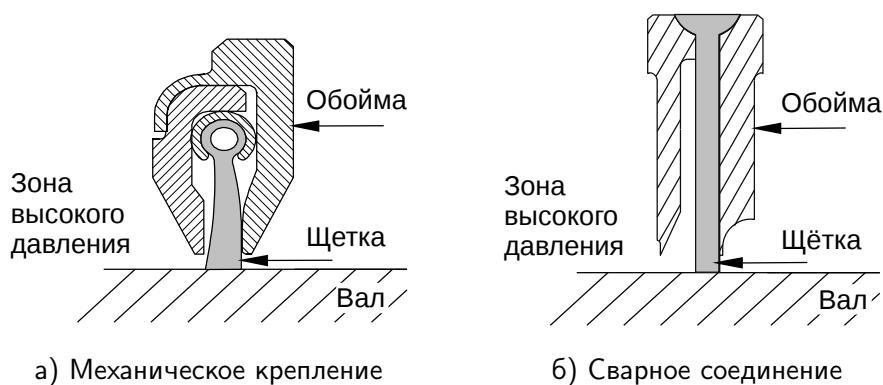


Рис. 3. Типовые схемы щёточных уплотнений

Таблица 1. Геометрические и рабочие параметры щёточных уплотнений

|                                    | Металлическая проволока (Наунес 25) | Синтетическое волокно (Кевлар) |
|------------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------|
| Диаметр проволоки [мкм]            | 50 – 200                            | 12 – 150                       |
| Угол наклона [°]                   | 20 – 60                             | 10 – 60                        |
| Номинальный радиальный зазор       | положительный, нулевой, внахлёт     |                                |
| Плотность упаковки [шт/мм окр.]    | 50 – 200                            | до 7000                        |
| Диаметр уплотнения [мм]            | 10 – 3000                           | 20 – 600                       |
| Макс. перепад давления [МПа]       | 3.0                                 | 2.0                            |
| Макс. линейная скорость вала [м/с] | 500                                 | 150                            |
| Макс. температура [°C]             | 815                                 | 250                            |

Конструктивными параметрами щёточных уплотнений являются: метод изготовления щёточного пакета, диаметр микропроволоки и материал, плотность упаковки волокон и осевая толщина пакета, длина и угол наклона волокон в пакете, номинальный радиальный зазор, геометрия и зазоры защитного и упорного колец, параметры обработки контактирующих поверхностей.

К настоящему времени известен ряд примеров внедрения щёточных уплотнений за рубежом в двигателях как гражданской, так и военной авиации. Щёточные уплотнения применялись в качестве межкаскадных уплотнений в компрессорах и турбинах, как надбандажные уплотнения компрессоров и турбин низкого давления, в разгрузочных полостях, в системах внутреннего воздухообеспечения, в камерах подшипниковых узлов.

Список летательных аппаратов (ЛА), в которых используются двигатели с щёточными уплотнениями, приведён в табл. 2. Двигатели серии PW1000G также предполагаются к использованию на ЛА: Airbus A320neo, Embraer E-Jets Gen2, Irkut MS-21, Mitsubishi Regional Jet MRJ.

В главе приводится описание уплотнительных узлов, которые изучались теоретически и экспериментально. Представлены лабиринтные, щёточно-лабиринтные и щёточные уплотнения. Наглядные схемы ЩУ приведены на рис. 4. Параметры щёточных пакетов сведены в табл. 3. Щёточное уплотнение В-5 предназначено для тестирования на экспериментальном стенде МАИ, разработанном и изготовленном в рамках данной работы.

Лабиринтное уплотнение SSS используется для оценки характеристик узлов с щёточными уплотнениями. Схемы щёточно-лабиринтных уплотнений показаны на рис. 5. Узел состоит из одного ЩУ, установленного либо за гребешками (конфигурация SSB), либо впереди гребешков (конфигурация BSS). Также рассматривается узел BBB, состоящий из трёх идентичных ЩУ.

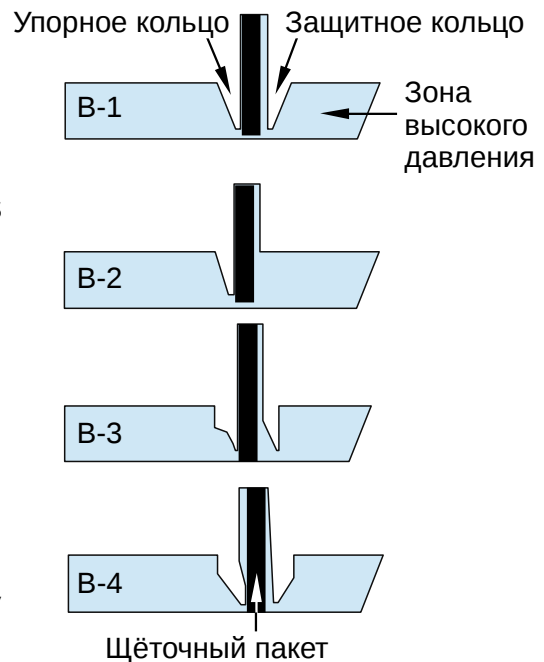


Рис. 4. Схемы рассматриваемых щёточных уплотнений

Таблица 2. Летательные аппараты, использующие двигатели с ЩУ

| Летательный аппарат     | Двигатель               | Фирма-изготовитель                            |
|-------------------------|-------------------------|---|
| Airbus A318             | PW6000                  | <i>Pratt &amp; Whitney</i>                    |
| Airbus A330             | PW4168                  | <i>Pratt &amp; Whitney</i>                    |
| Airbus A400M            | TP400-D6                | <i>Europrop International</i>                 |
| Bell Boeing V-22 Osprey | AE-1107C-Liberty (T406) | <i>Allison Engine Company</i>                 |
| Boeing 777              | GE90 / PW4084           | <i>General Electric / Pratt &amp; Whitney</i> |
| Bombardier CSeries      | PW1500G                 | <i>Pratt &amp; Whitney</i>                    |
| Cessna Citation X       | AE-3007                 | <i>Allison Engine Company</i>                 |
| Eurofighter Typhoon     | Eurojet EJ200           | <i>EuroJet Turbo GmbH</i>                     |
| Panavia Tornado         | RB199                   | <i>Rolls-Royce</i>                            |
| Saab 2000               | AE-2100                 | <i>Allison Engine Company</i>                 |

Таблица 3. Параметры рассматриваемых щёточных пакетов

|                          | B-1    | B-2A   | B-2B   | B-2C   | B-3    | B-4    | B-5   |
|--------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|
| Диаметр проволоки [мкм]  | 70     | 70     | 70     | 150    | 167.4  | 150    | 71    |
| Длина проволоки [мм]     | 15     | 10     | 15     | 15     | 15     | 15     | 12.5  |
| Плотность пакета [шт/мм] | 200    | 200    | 200    | 50     | 47.64  | 50     | 96.22 |
| Угол наклона волокон [°] | 45     | 45     | 45     | 45     | 45     | 45     | 50    |
| Ном. толщина пакета [мм] | 2.0    | 1.98   | 1.88   | 1.88   | 2.0    | 2.0    | 0.9   |
| Ном. рад. зазор [мм]     | 0.31   | 0.21   | 0.21   | 0.21   | 0.0    | 0.0    | 0.0   |
| Рад. зазор кольца [мм]   | 1.08   | 1.42   | 1.42   | 1.42   | 1.2    | 0.8    | 2.1   |
| Диаметр вала [мм]        | 180.05 | 179.98 | 179.98 | 179.98 | 179.86 | 179.86 | 88.0  |
| Мин. толщина пакета [мм] | 1.21   | 1.21   | 1.21   | 1.4    | 1.66   | 1.4    | 0.66  |

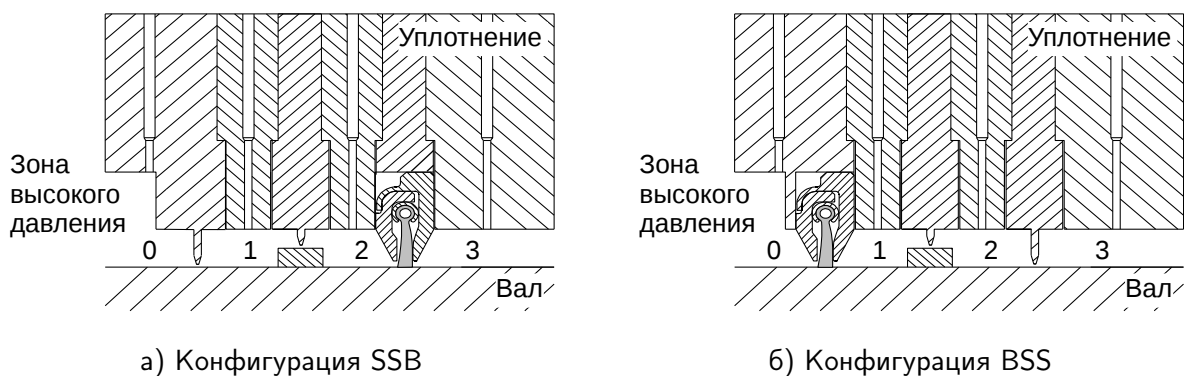


Рис. 5. Щёточно-лабиринтные уплотнения с пакетом В-1

### Глава 3. Моделирование щёточных уплотнений

Дросселирование среды в бесконтактных уплотнениях осуществляется за счёт местных потерь на трение и достигается размещением препятствий в газовом канале. Это приводит к сложной структуре течения, характеризующейся высокими градиентами скоростей, давления и плотности потока. Поэтому построение точных математических моделей уплотнений и работа с ними нередко связаны со значительными временными и вычислительными затратами.

Использование методов вычислительной гидродинамики (ВГД) является наиболее общим подходом для построения аэродинамических моделей. Основу математической модели составляет система уравнений движения вязкой сжимаемой среды (осреднённые уравнения Навье-Стокса). В качестве базовой модели турбулентности используется двухпараметрическая модель турбулентной вязкости SST, являющаяся комбинацией моделей  $(k - \varepsilon)$  и  $(k - \omega)$ .

Моделирование щёточных уплотнений усложняется наличием большого числа податливых волокон. Схема идеализированного щёточного пакета, состоящего из набора волокон круглого сечения, приведена на рис. 6.

В приближении щёточный пакет может быть рассмотрен как непрерывная пористая среда, что значительно упрощает построение аэродинамической модели щёточного уплотнения. Основным параметром пористой среды является пористость  $\varepsilon$ , определяемая из геометрических соображений как:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\pi d^2 N}{4b_b \cos \varphi}, \quad (1)$$

где  $b_b$  – толщина пакета,  $d$  и  $\varphi$  – диаметр и угол наклона волокон,  $N$  – плотность упаковки волокон (штук на единицу длины в окружном направлении).

Пакет щёточного уплотнения характеризуется явной анизотропией. Сопротивление к потоку газа значительно меньше в направлении  $s$ , параллельном волокнам, по сравнению с направлениями  $z$  и  $n$ , которые перпендикулярны волокнам. Используя обобщённую модель Дарси, уравнение пористой среды в терминах коэффициентов сопротивления  $a_i$  и  $b_i$  записывается как:

$$-\frac{\partial p}{\partial x_i} = a_i \mu v_i + b_i \rho |v_i| v_i, \quad i = x, y, z. \quad (2)$$

где  $p$  – давление,  $\rho$  – плотность,  $v$  – скорость потока газа.



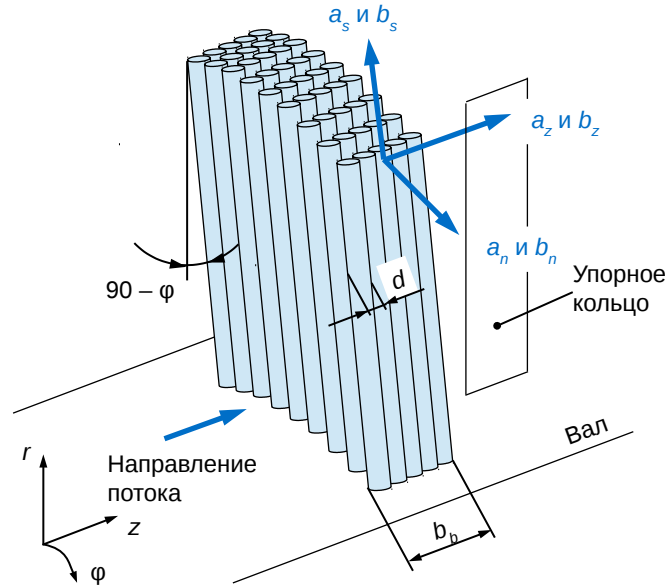


Рис. 6. Пакет щёточного уплотнения как пористая среда

В литературе были предложены различные выражения для коэффициентов  $a$  и  $b$ . В работе предлагаются к использованию следующие выражения:

$$\begin{aligned}
 a_n &= 72\tau C, & a_s &= \frac{6}{5}\tau C, & C &= \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3 d^2}, \\
 b_n &= \frac{1}{2}\tau \left( \frac{3}{2} + \frac{1}{\beta^4} - \frac{5}{2\beta^2} \right) D, & b_s &= 0, & D &= \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^3 d}.
 \end{aligned} \tag{3}$$

где  $\tau$  – параметр извилистости,  $\beta$  – коэффициент относительной заполненности, определяемые как:

$$\begin{aligned}
 \tau &= \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{1}{2} \sqrt{1-\varepsilon} + \beta \sqrt{1-\varepsilon} \sqrt{\left( \frac{1}{\sqrt{1-\varepsilon}} - 1 \right)^2 + \frac{1}{4}} \right), \\
 \beta &= \frac{1}{1 - \sqrt{1-\varepsilon}}.
 \end{aligned} \tag{4}$$

Выражения для коэффициентов сопротивления в ур. (3) для перпендикулярных направлений  $z$  и  $n$  взяты из доступной модели пористой среды общего назначения. Адаптация модели пористой среды к щёточным уплотнениям была произведена по аналогии с другими известными подходами.

Калибровка модели пористой среды является необходимой из-за полуэмпирических выражений для коэффициентов сопротивления и непостоянных

параметров щёточного пакета, которые могут изменяться в зависимости от рабочих условий. В главе обсуждаются различные подходы к калибровке.

Расчётная область может представлять собой трёхмерный сегмент узла или полноохватное уплотнение. Модель трёхмерного сегмента используются в первую очередь для определения расхода (см. рис. 7). Полноохватная модель применяется для изучения таких характеристик, как влияние эксцентриситета вала и динамические коэффициенты уплотнения.

Изменения в размерах щёточного пакета (свободный радиальный зазор и толщина пакета) в зависимости от рабочего режима учитываются в теоретических моделях двумя способами. Прямой метод учёта непостоянных размеров пористой среды подразумевает регенерацию расчётной сетки при каждом изменении рабочих параметров. Альтернативный подход заключается в определении бинарных коэффициентов, которые отключают модель пористой среды для ячеек сетки, лежащих вне текущих размеров щёточного пакета.

Для исследования локальных особенностей течения газа в каналах щёточного уплотнения построена модель малого сегмента уплотнения с дискретной структурой щёточного пакета (см. рис. 8).

При возникновении контактных взаимодействий в элементах ЩУ механические силы могут быть оценены как с помощью упрощённых аналитических подходов, основанных на балочной теории, так и с помощью расчётов деформации волокон методом конечных элементов (МКЭ).

Простейшая механическая модель щёточного уплотнения рассматривает одиночное волокно, которое подвергается изгибу под действием заданной нагрузки. Количественная оценка силы, необходимой для деформации полного пакета ЩУ, производится путём суммирования сил для отдельных волокон.

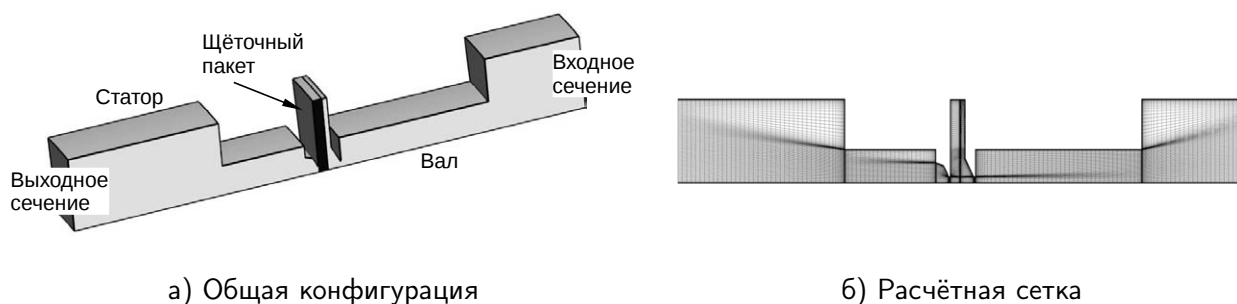


Рис. 7. Схема базовой модели сегмента щёточного уплотнения

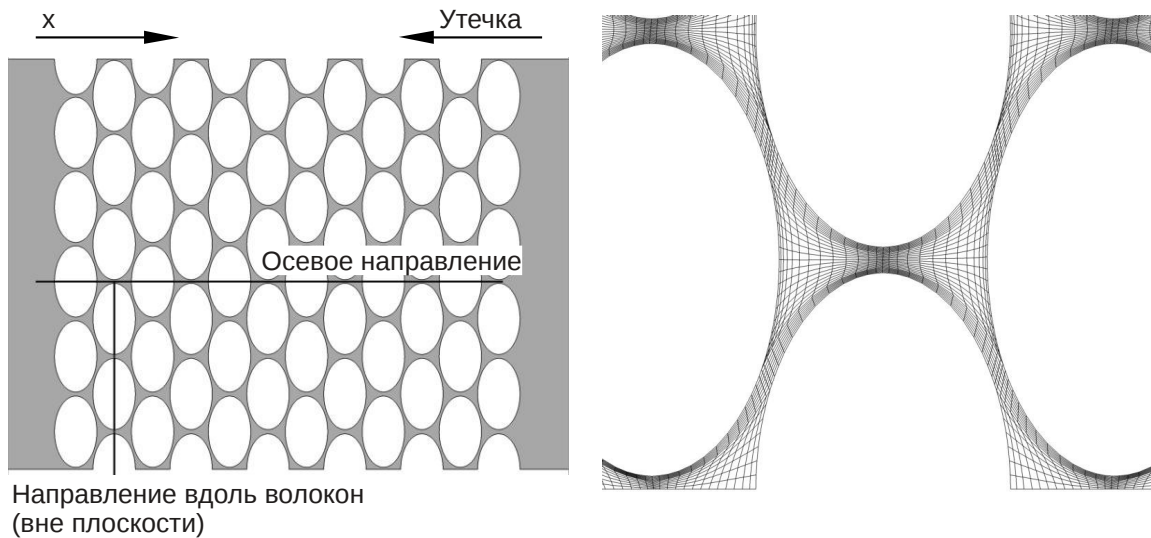


Рис. 8. Фрагмент геометрии и расчётной сетки для дискретной модели ЩУ

Для учёта трения в щёточном пакете при выполнении оценки полной силы деформации используется эмпирический коэффициент, взятый из литературы.

Более сложная конечно-элементная модель щёточного уплотнения строится по аналогии с аэродинамической дискретной моделью и может быть использована как отдельно, так и в связанных аэродинамических и механических расчётах. Нагрузка от давления уплотняемой среды определяется с помощью либо аэродинамической дискретной модели, либо пористой модели щёточного уплотнения. Прямое моделирование контактного взаимодействия с учётом трения осуществляется на основе метода множителей Лагранжа с добавками.

#### Глава 4. Анализ динамической системы «ротор – уплотнения»

В главе описываются задачи динамики роторных машин. Представлен анализ динамики роторной системы турбовинтового двигателя. Рассмотрено влияние уплотнений на динамику роторной системы, а также методы определения их динамических характеристик.

Для дискретизации уравнений движения роторных систем широкое распространение получил метод конечных элементов. Результатом пространственной дискретизации исходных уравнений движения ротора является следующая система обыкновенных дифференциальных уравнений:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + (\mathbf{G} + \mathbf{C})\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F}, \quad (5)$$

где  $u$  – степени свободы,  $\mathbf{M}$  – матрица массы,  $\mathbf{G}$  – гироскопическая матрица,  $\mathbf{C}$  – матрица демпфирования,  $\mathbf{K}$  – матрица жёсткости,  $F$  – вектор сил.

В зависимости от решаемых задач общее уравнение движения (5) преобразуется к специальному виду для проведения статического, модального или гармонического анализов. Моделирование переходных процессов осуществляется путём прямого численного интегрирования уравнений движения.

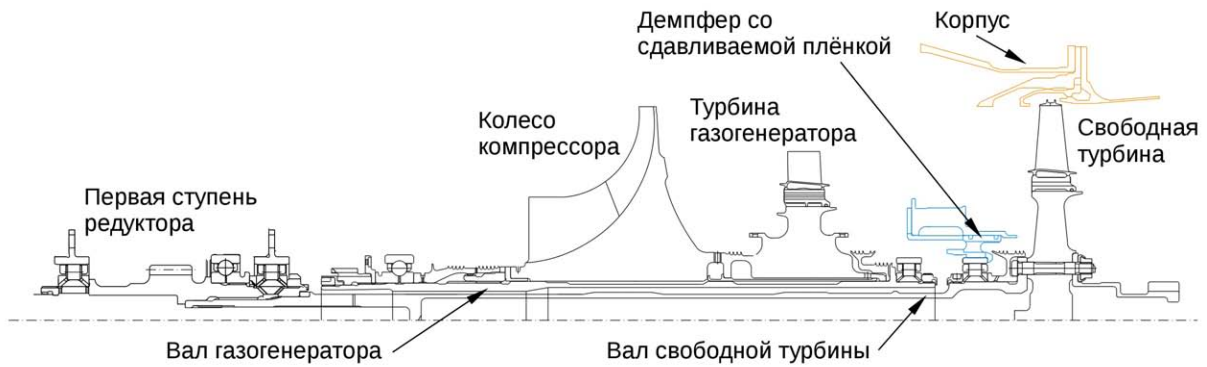
Элементарный сегмент вала в базовой модели описывается двухузловым балочным элементом Тимошенко с десятью степенями свободы. Рабочие колеса в балочной модели роторной системы полагаются абсолютно жёсткими и описываются с помощью одноузлового массового элемента (точечная масса) или, при значительных осевых размерах колеса, с помощью двухузлового массового элемента. Радиальные подшипники, уплотнения, демпферы, жёсткие основания описываются с помощью упруго-демпферного элемента.

Исследование роторных систем также проводится с помощью трёхмерных конечно-элементных моделей. При этом сегменты вала и диски моделируются с помощью трёхмерных осесимметричных конечных элементов.

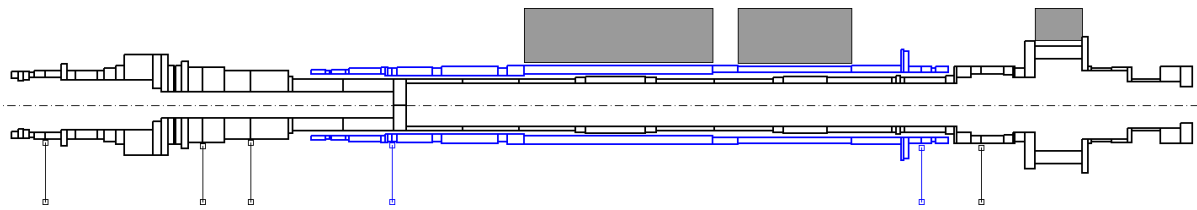
Балочная конечно-элементная модель многоопорной, многовальнй роторной системы реализована в виде программы MRACE, выполненной в пакете научных и инженерных расчётов MATLAB. Аналогичная балочная модель, а также трёхмерная модель роторной системы разработаны в конечно-элементном пакете ANSYS Mechanical. Модели в ANSYS представляют собой набор скриптов на языке APDL под общим названием RACE.

Проведение анализа динамики роторной системы демонстрируется на примере малоразмерного турбовинтового двигателя (ТВД). Система состоит из валов газогенератора и свободной турбины (см. рис. 9). На схеме балочной модели вертикальные отрезки символизируют опоры, а серые сегменты символизируют диски. Вертикальные размеры сегментов выбраны из соображений наглядности и не соответствуют реальным размерам рабочих колёс.

Газогенератор включает в себя одноступенчатый радиальный компрессор и осевую турбину высокого давления. Вал свободной турбины рассматривается совместно с валом первой ступени редуктора. Это необходимо для получения адекватных результатов модального расчёта. Остальная часть редуктора, а также вентилятор в данном случае не рассматриваются.



а) Продольное сечение роторной системы



б) Балочная модель роторной системы

Рис. 9. Роторная система турбовинтового двигателя

В качестве силовых факторов задаются силы веса рабочих колёс с учётом перегрузки, максимальный крутящий момент, а также гироскопические моменты рабочих колёс, возникающие при эволюции ЛА в полёте.

На рис. 10 представлены диаграммы Кэмпбелла для роторных систем свободной турбины и газогенератора. Имеет место хорошее совпадение результатов, полученных с помощью различных моделей, по характеру изменения первых трёх собственных частот. Для более высоких частот, лежащих вне диапазона рабочих скоростей вращения, появляются некоторые расхождения.

Для определения коэффициентов усиления  $AF$  и запасов по разделению частот  $SM$  согласно стандарту ISO/DIS 10439-1:2010, определён отклик системы при моделировании процесса разгона ротора свободной турбины до 60 000 об/мин с постоянным ускорением. Расчётная амплитуда узла вала, совпадающего с положением диска, показана на рис. 11. Вертикальными штриховыми линиями указан рабочий диапазон скоростей вращения. Результаты по параметрам  $AF$  и  $SM$  сведены в табл. 4. Коэффициенты усиления принимают относительно высокие значения в связи с ограниченным демпфированием в системе. Несмотря на это, расчётные значения запаса по разделению частот превосходят требуемые границы для двух пиков амплитуды.

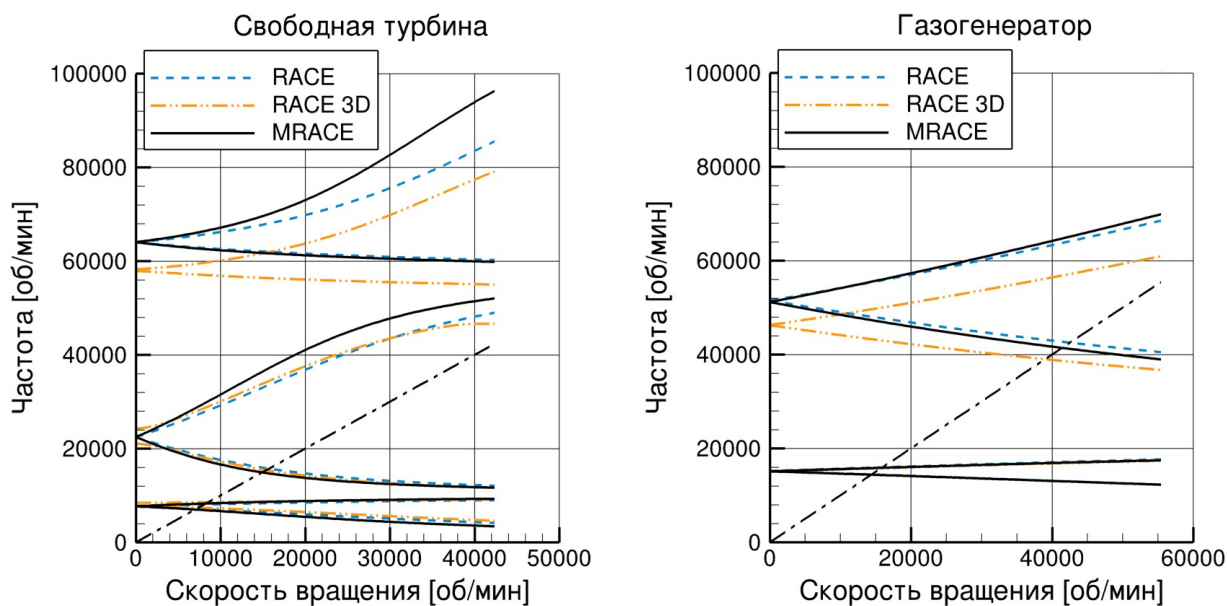


Рис. 10. Диаграммы Кэмпбелла роторной системы ТВД

Таблица 4. Коэффициенты усиления и запасы по разделению частот

|   | 1      | 2      |
|---|--------|--------|
| Критическая скорость $n_{cr}$ , [об/мин]    | 8676   | 54612  |
| Коэффициент усиления $AF$ , [-]             | 5.67   | 76.25  |
| Запас по разделению частот $SM_a$           | 51.23% | 28.94% |
| Требуемый запас по разделению частот $SM_r$ | 12.92% | 26.77% |

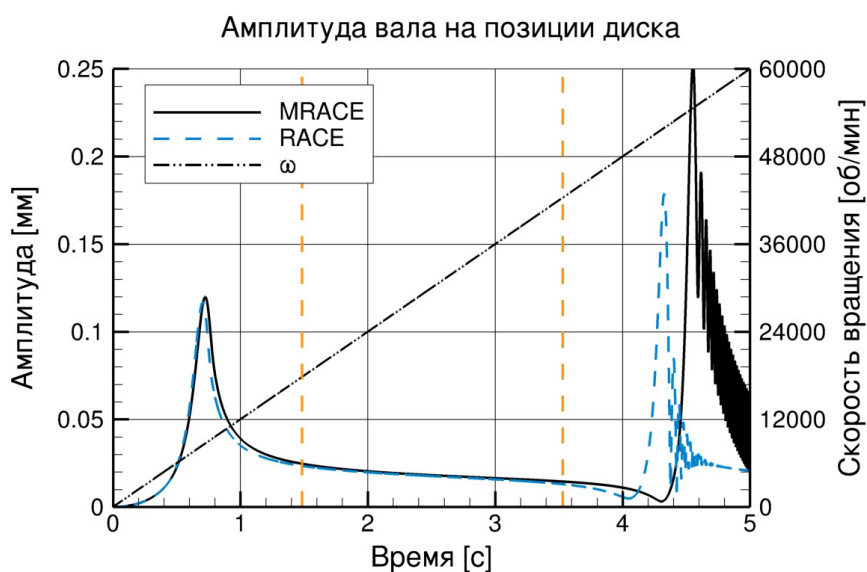


Рис. 11. Нестационарный отклик на дисбаланс для свободной турбины ТВД



Также в главе представлены результаты нестационарного моделирования различных источников несинхронных колебаний (прямое несинхронное возбуждение, эффект перекрёстной жёсткости от опор и уплотнений, влияние масляного демпфера со сдвигаемой плёнкой, контактное взаимодействие).

Моделирование контактного взаимодействия между колесом турбины и корпусом выполнено для процесса разгона вала свободной турбины с постоянным ускорением. Значение коэффициента контактной жёсткости определяется на основе теории Герца. Оценка значения коэффициента демпфирования при контакте выполняется с помощью коэффициента затухания.

Каскадная диаграмма для компоненты  $Y$  перемещения узла диска показана на рис. 12. Начальный контакт между статором и ротором возникает в момент добавления внезапного дисбаланса. Система остаётся устойчивой в процессе разгона до значения  $\omega \approx 30\,000$  об/мин. Затем происходит возбуждение по множеству частот, что приводит к густой спектральной характеристике. В итоге в системе наблюдается полная неустойчивость.

Глава завершается описанием динамических моделей уплотнений. Наиболее общим подходом для учёта влияния уплотнений на динамику ротора является метод траекторий, основанный на решении связанной задачи. Для каждого момента времени в зависимости от положения вала определяются реакции уплотнений, затем интегрируются уравнения движения вала для определения нового положения. По виду траектории судят об устойчивости.

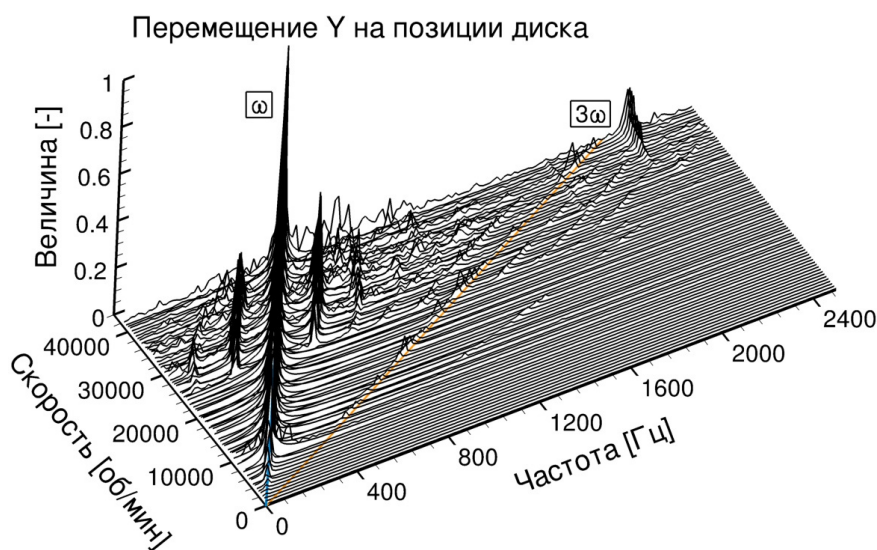


Рис. 12. Каскадная диаграмма контактного взаимодействия

Более экономичный с позиции вычислительных затрат подход заключается в разделении задач расчёта уплотнений и решения уравнений движения вала. При этом определённые заранее силовые факторы уплотнений используются в моделях динамики роторов в зависимости от рабочих параметров.

Динамическая модель газового слоя в уплотнении строится по аналогии с подшипниками скольжения (см. рис. 13). Вал вращается со скоростью  $\omega$  и прецессирует вокруг точки равновесия  $O$  с частотой  $\Omega$ . Вследствие эксцентричного положения вала в зазоре возникает аэродинамическая реакция.

Линеаризация компонент аэродинамической реакции в окрестности стационарного положения приводит к появлению динамических коэффициентов жёсткости, демпфирования и массы газового слоя:

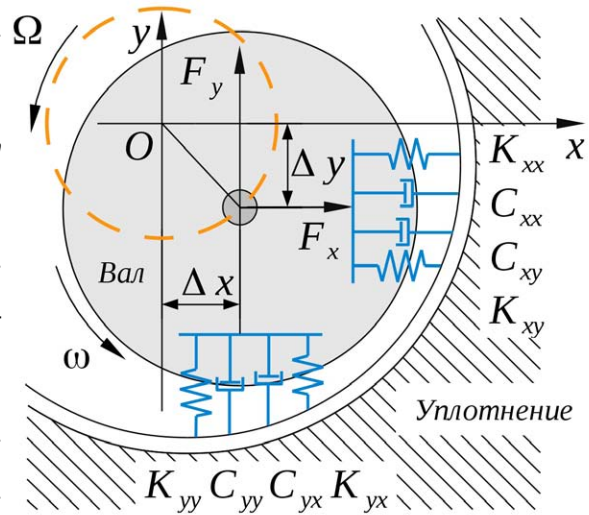


Рис. 13. Динамическая модель бесконтактного уплотнения

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{x0} \\ F_{y0} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} - \\ - \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} M_{xx} & M_{xy} \\ M_{yx} & M_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix}. \quad (6) \end{aligned}$$

При анализе бесконтактных уплотнений массовыми коэффициентами  $M_{ij}$  часто пренебрегают из-за их малых значений, но в определённых случаях (например, для жидкостных щелевых уплотнений при больших перепадах давления и высокой скорости вращения вала) массовые коэффициенты должны учитываться при определении динамических характеристик системы.

В главе рассматриваются следующие подходы к расчёту динамических коэффициентов уплотнений с использованием моделей ВГД: метод конечных возмущений, частотный метод круговой прецессии, а также метод траекторий (одночастотный и многочастотный).



## Глава 5. Теоретические и экспериментальные методы исследования уплотнений

В первой части главы описываются численные методы для решения уравнений в приведённых математических моделях уплотнений и роторных систем. Представлены алгоритм и методология проведения вычислительного эксперимента. Рассмотрен процесс построения моделей и выполнения расчётов с использованием различных программ. Вторая часть главы посвящена экспериментальным исследованиям. Описаны экспериментальные стенды, используемые для изучения расходных и динамических характеристик уплотнений. Приведены методики проведения экспериментов.

Система дифференциальных уравнений, описывающая аэродинамическую модель уплотнений, решается с помощью сеточных методов на основе метода конечных объёмов. Описывается использование коммерческих программ общего назначения ANSYS CFX и ANSYS Fluent, а также бесплатного пакета с открытым кодом OpenFOAM. В расчётах используются исключительно структурированные сетки.

Рассмотрен процесс верификации и валидации, т. е. процесс проверки адекватности модели и достоверности получаемых результатов. Приведён анализ влияния отдельных подмоделей, а также различных параметров на результаты моделирования. В частности, разобраны следующие вопросы:

- влияние расчётных сеток;
- влияние размеров расчётной области, а также модели турбулентности;
- сравнительный анализ моделей пористой среды;
- влияние частоты возбуждения на расчётные динамические коэффициенты, сравнение линейной и квадратичной динамических моделей уплотнения, а также методов определения динамических коэффициентов.

Описаны разработанные программы MRACE и RACE для выполнения анализа роторных систем с помощью МКЭ. Приведены дополнительные результаты по проверке адекватности конечно-элементных моделей и по сравнению различных формулировок (балки Бернулли-Эйлера и Тимошенко, точечная масса и одномерный массовый элемент).

Для экспериментальных исследований характеристик узлов с щёточными уплотнениями использовались два стенда, расположенные на кафедре энергетических систем Мюнхенского технического университета. Принципиальные схемы стендов показаны на рис. 14.

В беспрецессионном стенде короткий жёсткий ротор опирается на подшипники качения. Компоновка стенда обеспечивает отсутствие прецессии вала. Измерения выполняются для эксцентрично расположенного вращающегося вала. Аэродинамические силы определяются путём интегрирования измеренного распределения давления газа в камерах уплотнений.

В динамическом стенде длинный гибкий вал опирается на подшипники скольжения. Во время проведения эксперимента вал может свободно прецессировать. Для идентификации динамических коэффициентов жёсткости и демпфирования уплотнений используется магнитный возбудитель.

Процедура идентификации динамических коэффициентов базируется на упрощённой динамической модели уплотнения, включающей в себя четыре независимых коэффициента жёсткости и демпфирования (ср. с ур. (6)):

$$\begin{cases} F_r/e = -K_{xx} + C_{xy}\Omega, \\ F_t/e = K_{xy} - C_{xx}\Omega. \end{cases} \quad (7)$$

Беспрецессионный стенд оснащён оборудованием для измерения положения вала, давлений и температур в камерах, полного давления во входной камере, давления окружающей среды, расхода воздуха. Распределение давле-

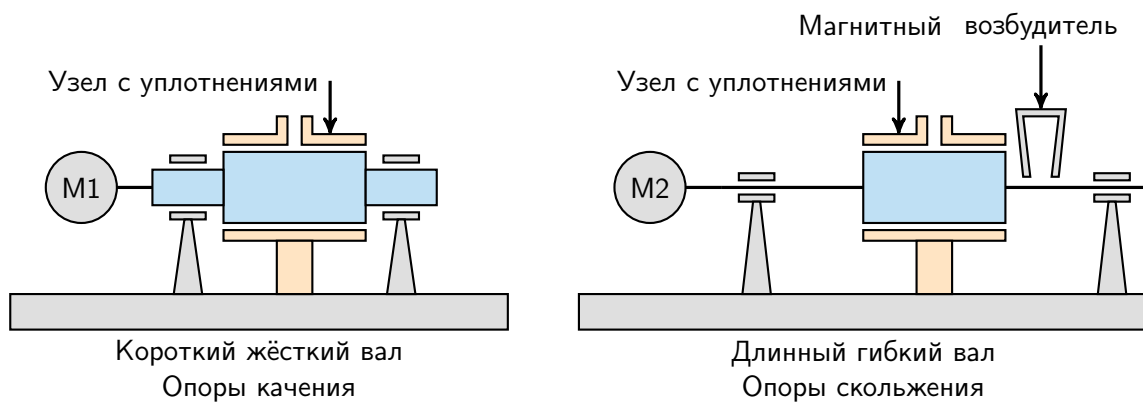


Рис. 14. Принципиальные схемы беспрецессионного (слева) и динамического (справа) стендов для исследования уплотнений

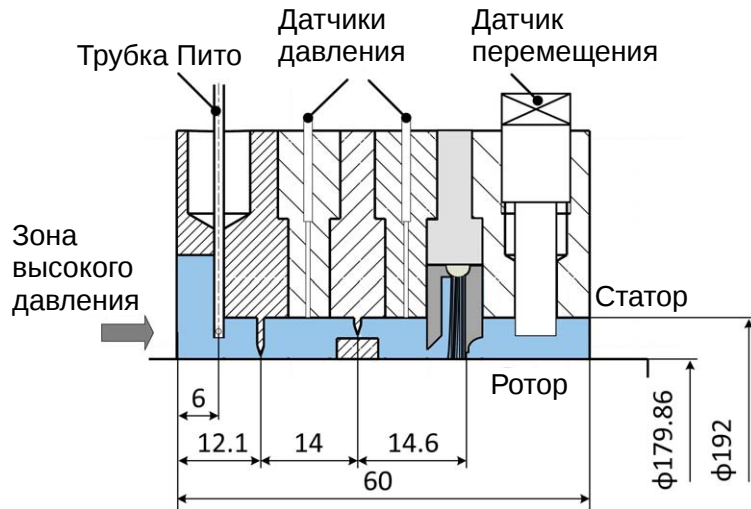


Рис. 15. Схема расположения датчиков в тестируемом уплотнении

ния по окружности измеряется по 10 точкам в двух камерах уплотнения (см. рис. 15). Принимая  $t$  за длину камеры, компоненты силы определяются как:

$$F_x = F_x^1 + F_x^2, \quad F_x^{1,2} = -0.5D_r t \int_0^{2\pi} p^{1,2}(\varphi) \cos \varphi d\varphi, \quad (8)$$

$$F_y = F_y^1 + F_y^2, \quad F_y^{1,2} = -0.5D_r t \int_0^{2\pi} p^{1,2}(\varphi) \sin \varphi d\varphi.$$

Допущением при этом является предположение постоянства окружного распределения давления вдоль оси камеры. Области гребешков и щёточных пакетов, а также входная и выходная камеры при этом также не учитываются. Поэтому для коэффициентов жёсткости, полученных на беспрецессионном стенде, используется термин «локальные коэффициенты жёсткости».

На динамическом стенде метод идентификации динамических коэффициентов жёсткости и демпфирования предусматривает выполнение двух этапов. Вначале находится граница устойчивости системы без подачи давления. Тангенциальная сила возбуждения, прикладываемая через магнитный возбудитель, выводит ротор на границу устойчивости. Второй эксперимент осуществляется под давлением, но при прочих равных параметрах. При подаче давления силы, возникающие в уплотнении, изменяют границу устойчивости системы и частоту прецессии ротора. Для компенсации сдвига частоты прецессии по сравнению с экспериментом без давления прикладывается магнитная радиальная сила, которая является вторым управляющим параметром.

Снятые значения двух управляющих параметров магнитного возбуждителя конвертируются в компоненты удельной силы с помощью калибровочных кривых. Удельная сила уплотнения определяется как разница между двумя измерениями. Магнитный возбуждитель расположен с одной стороны тестируемого узла несимметрично по отношению к роторной системе, поэтому силы пересчитываются в эквивалентную нагрузку с использованием конечно-элементной модели роторной системы.

Для коэффициентов жёсткости и демпфирования, идентифицированных на динамическом стенде, используется термин «глобальные коэффициенты», т. к. методика определяет полные силы, возникающие в уплотнении. Измерения проводятся для прямой и обратной прецессии вала.

## **Глава 6. Анализ характеристик уплотнений**

В главе рассматриваются результаты по характеристикам различных лабиринтных и щёточных уплотнений. Приведён сравнительный анализ данных экспериментальных и теоретических исследований. Представлены распределения давлений, расходные характеристики, динамические коэффициенты жёсткости и демпфирования, а также другие результаты. При анализе использовались также экспериментальные данные, взятые из литературы. В частности, приведены результаты для следующих уплотнений:

- ступенчатые трёхгребешковые уплотнения SSS;
- ступенчатое трёхгребешковое уплотнение с гребешками на роторе;
- двадцатигребешковое прямое лабиринтное уплотнение;
- комбинации различных щёточных уплотнений с коротким лабиринтом (конфигурации SSB и BSS);
- щёточное уплотнение с тремя пакетами BBB;
- сегментированное щёточное уплотнение в конфигурации SSB.

Для исследованных щёточных уплотнений приведены экспериментальные характеристики изменения остаточного зазора в зависимости от перепада давления, а также расчётные характеристики по сжатию щёточного пакета.

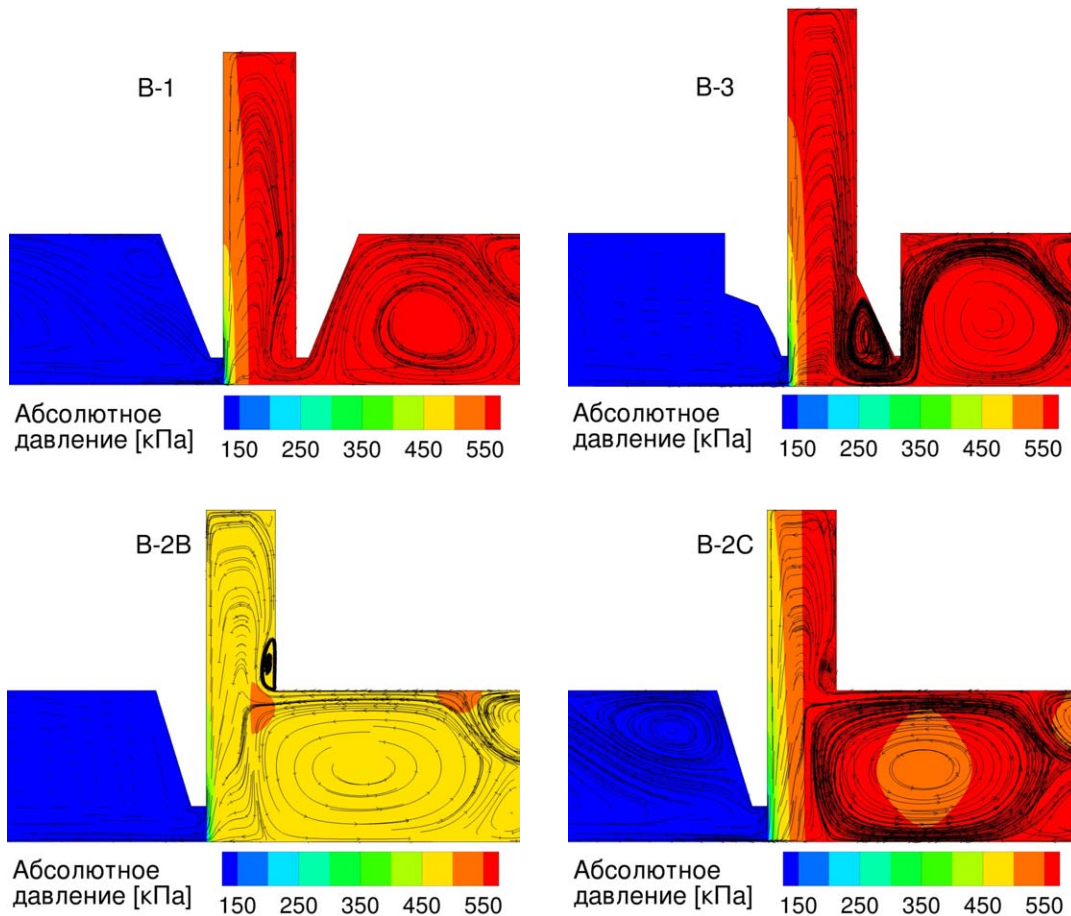


Рис. 16. Распределение давления и структура течения в щёточных пакетах

Проведён анализ экспериментальных и расчётных распределений давления в уплотнениях. На рис. 16 показаны расчётные распределения давления и структура потока воздуха в зоне щёточного пакета для уплотнений В-1, В-2В, В-2С и В-3. Расчёты проведены с использованием модели пористой среды.

Сравнение распределения давления в камерах щёточно-лабиринтных уплотнений SSB-3 и SSB-4 приведено на рис. 17. Падение давления происходит практически только в щёточном пакете, поэтому уровни давления в двух камерах перед щёткой отличаются незначительно. Теоретические значения демонстрируют хорошее согласование с экспериментальными данными.

При установке щёточного уплотнения впереди лабиринтных гребешков (конфигурация BSS) щёточное уплотнение может работать в качестве гасителя закрутки потока входного газа. В главе приведён анализ данной функции.

Расчёты расхода выполнены с использованием результатов калибровки модели пористой среды, проведённой для одного перепада давления путём

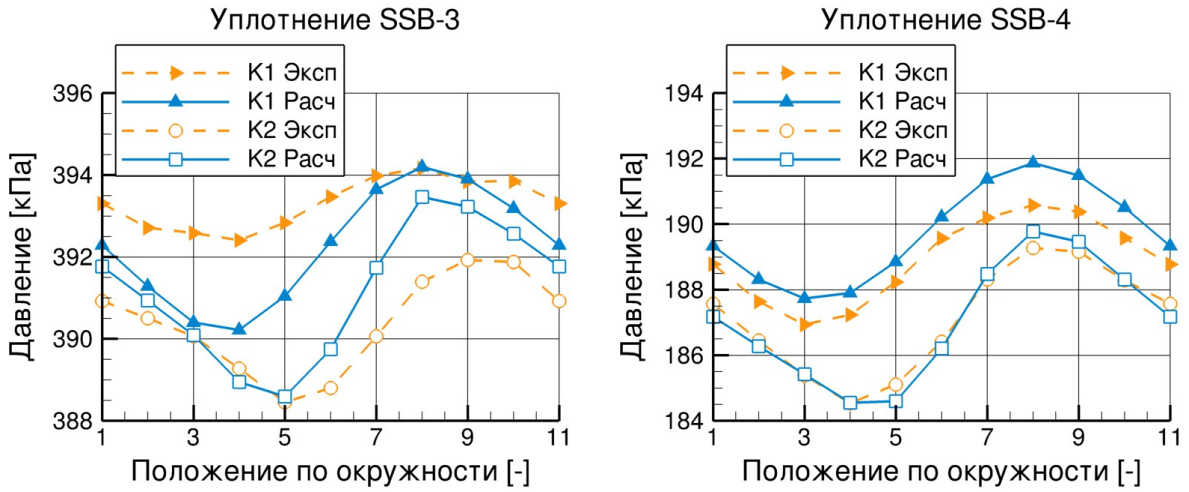


Рис. 17. Распределение давлений в камерах уплотнений SSB-3 и SSB-4

варьирования толщины щёточного пакета. Значения толщины щётки и радиального зазора в модели не менялись при определении расхода для других перепадов давления. При расчёте динамических коэффициентов использовалась более сложная процедура калибровки.

Расходная характеристика представлена в виде функции эффективного зазора  $h^{eff}$ , которая рассчитывается из значения расхода  $\dot{m}$  как:

$$h^{eff} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_0}}{\pi p_0 D_r Q}, \quad (9a)$$

где  $Q$  определяется в зависимости от отношения давлений на входе и выходе:

$$Q = \sqrt{\frac{2\gamma}{R_s(\gamma-1)} \left[ \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}, \quad \text{если } \frac{p_0}{p_1} \leq \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (9б)$$

и

$$Q = \sqrt{\frac{\gamma}{R_s} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}, \quad \text{в противном случае,} \quad (9в)$$

где  $\gamma$  – показатель адиабаты (1.4 для воздуха при  $T = 20^\circ\text{K}$ ),  $R_s$  – удельная газовая постоянная (287.04 Дж/(кг·К) для воздуха).

На рис. 18 представлены расчётные и экспериментальные расходные характеристики щёточно-лабиринтных уплотнений SSB. Уплотнение с щёточным пакетом В-3, волокна которого выполнены из толстой проволоки и который установлен с нулевым зазором, имеет наименьший расход. Наибольший расход демонстрирует уплотнение SSB-2В с щёточным пакетом из тон-

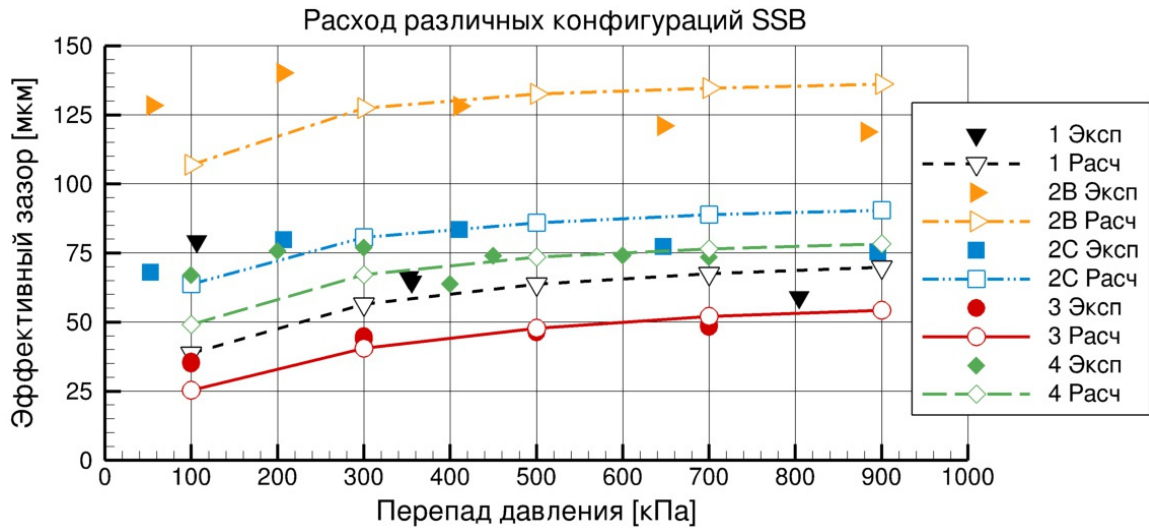


Рис. 18. Расход щёточно-лабиринтных уплотнений SSB

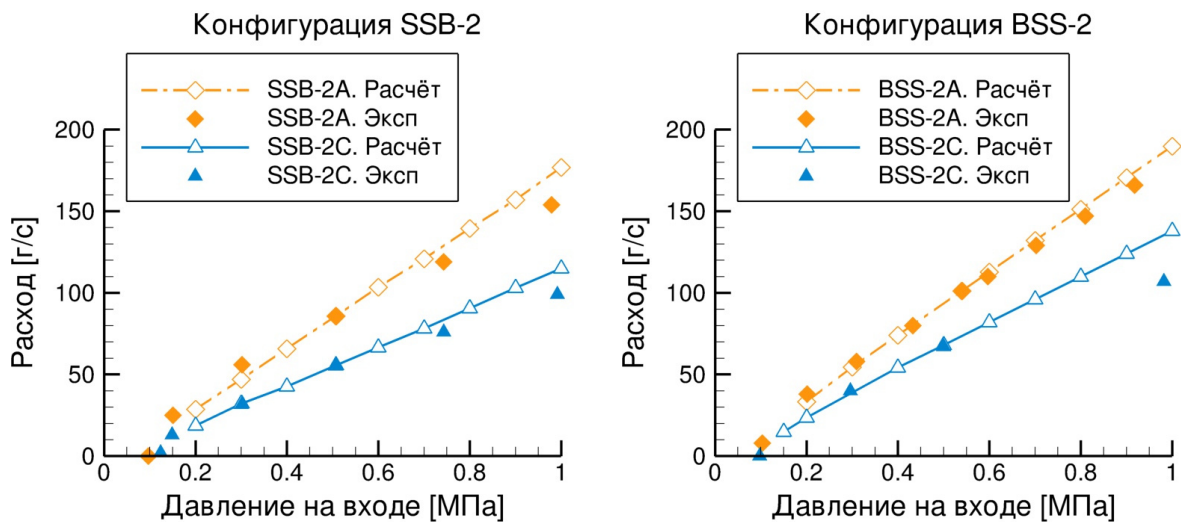


Рис. 19. Сравнения расхода в конфигурациях BSS-2 и SSB-2

кой проволоки без защитного кольца. Сравнение расходных характеристик для щёточно-лабиринтных уплотнений SSB-2 и BSS-2 приведено на рис. 19.

Динамические коэффициенты жёсткости и демпфирования щёточно-лабиринтного уплотнения SSB-1 показаны на рис. 20. Данные по локальным коэффициентам жёсткости приведены как для отдельных камер (обозначение K1 и K2), так и в качестве суммы по двум камерам. Можно отметить, что расчётные значения согласуются с экспериментальными данными.

Для непосредственной оценки влияния уплотнений на динамику ротора рассмотрена балочная модель простой роторной системы. Расчётная траектория движения вала, полученная с помощью пакета MRACE, показана на рис. 21.



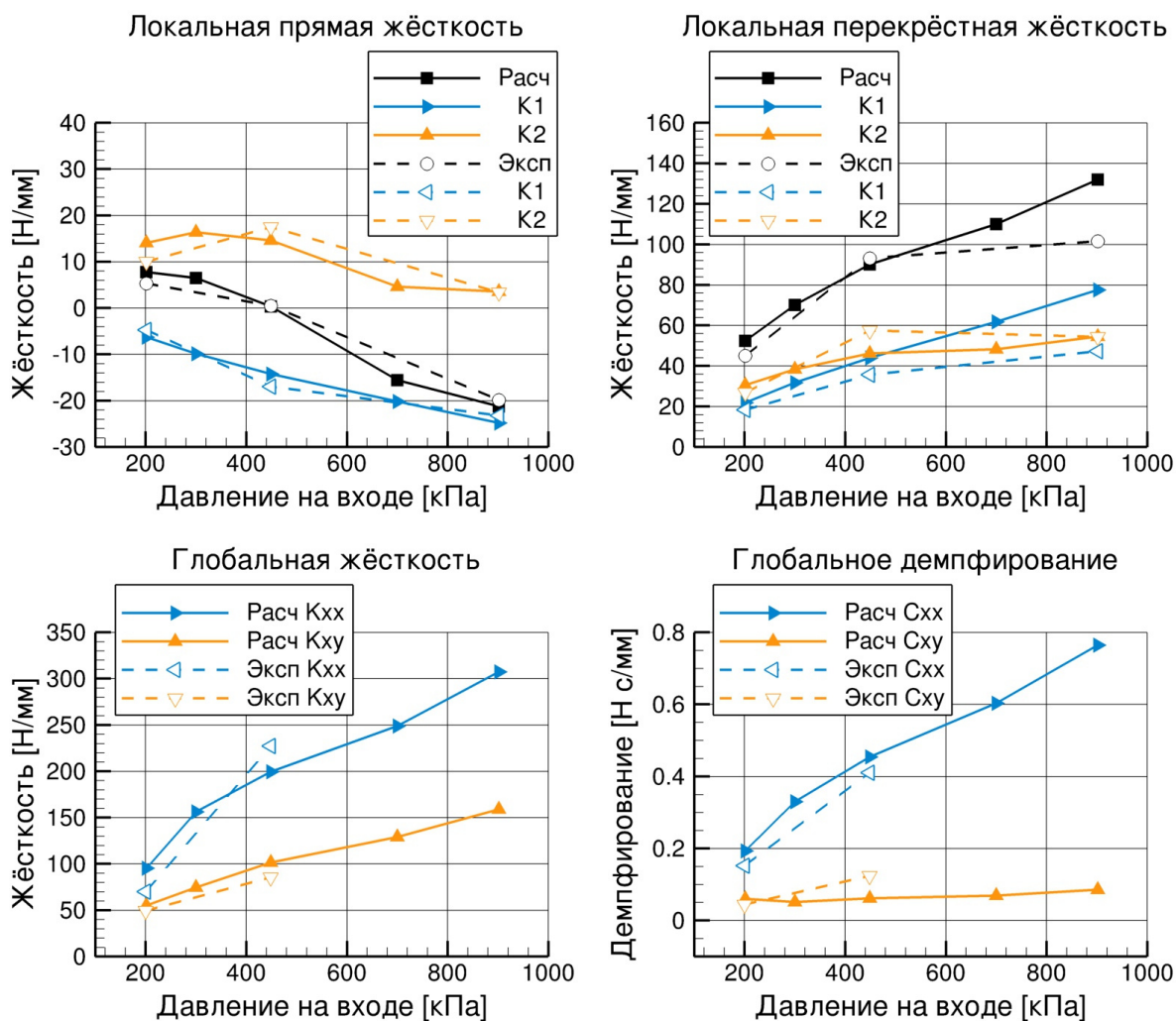


Рис. 20. Динамические коэффициенты конфигурации SSB-1

Видно, что лабиринтное уплотнение является неустойчивым. Щёточно-лабиринтное уплотнение SSB незначительно увеличивает амплитуду колебаний, но система остаётся устойчивой.

На динамическое поведение узлов с контактными ЦУ (SSB-3 и SSB-4) преобладающий эффект оказывают механические характеристики щёточного пакета. Для оценки механических составляющих жёсткости и демпфирования используются упрощённые подходы, использование

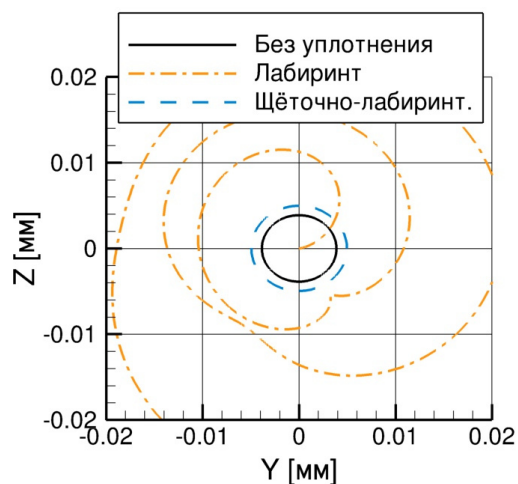


Рис. 21. Траектории движения вала с учётом влияния уплотнений



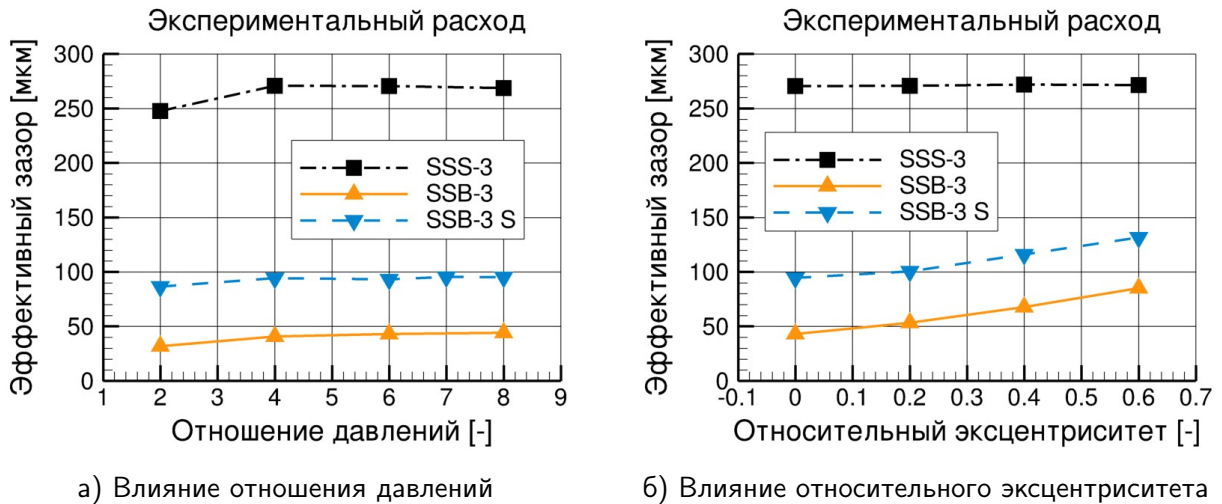


Рис. 22. Экспериментальный расход уплотнений SSS-3, SSB-3, SSB-3 S

которых продемонстрировало адекватные результаты при относительно малых перепадах давления.

Отдельно рассмотрено влияние сегментации щёточного пакета на характеристики уплотнения. Сегментация выполнена в радиальном направлении, что привело к выпаданию волокон. Сравнение экспериментальных значений расходных характеристик для щёточно-лабиринтного уплотнения с сегментированным щёточным пакетом (SSB-3 S) показано на рис. 22.

На рис. 22a приведён эффективный зазор при концентричном положении вала. Понижение расхода в уплотнении SSB-3 составляет более 80% по сравнению с лабиринтным уплотнением SSS-3. Сегментирование щёточного пакета В-3 приводит к увеличению расхода в два раза. Тем не менее расход конфигурации SSB-3 S остаётся намного ниже расхода через лабиринт.

На рис. 22б приведён эффективный зазор в зависимости от относительного эксцентриситета вала. Щёточно-лабиринтные уплотнения SSB-3 и SSB-3 S демонстрируют явную зависимость расхода от положения вала в зазоре уплотнения, что говорит об увеличении открытого сечения между кончиками волокон и поверхностью вала при увеличении эксцентриситета вала.

В щёточном пакете также может возникать несимметричная структура: функции толщины пакета и свободного радиального зазора могут зависеть от окружной координаты. Данные изменения могут быть учтены в используемой модели пористой среды с помощью соответствующих коэффициентов.

На рис. 23 и рис. 24 приведено сравнение результатов, полученных с помощью пористой и дискретной моделей щёточного пакета (см. рис. 8).

На рис. 23 приведены результаты, полученные вдоль волокон. Положение  $s = 0$  соответствует свободным окончаниям волокон. Два теоретических подхода показывают качественно схожие результаты. Однако модель пористой среды выдаёт более низкие пиковые значения скорости и градиента давления по абсолютной величине, чем модель с дискретной структурой.

На рис. 23 приведены результаты, полученные вдоль оси вала. Зона высокого давления находится справа. Также между двумя подходами наблюдается качественное согласование. Модель пористой среды выдает очень малые значения скорости для контактного ЩУ В-3. Согласование по скорости значительно лучше для ЩУ В-1 из-за наличия остаточного радиального зазора.

Сравнительный анализ также показал, что дискретная модель приводит к более точным значениям расхода и локальных характеристик течения и может быть использована для проведения специальных исследований. Однако вычислительные затраты дискретной модели значительно превышают затраты на проведение расчётов с использованием пористой модели.

Распределение давления, полученное с помощью дискретной модели щёточного уплотнения, показано на рис. 25.

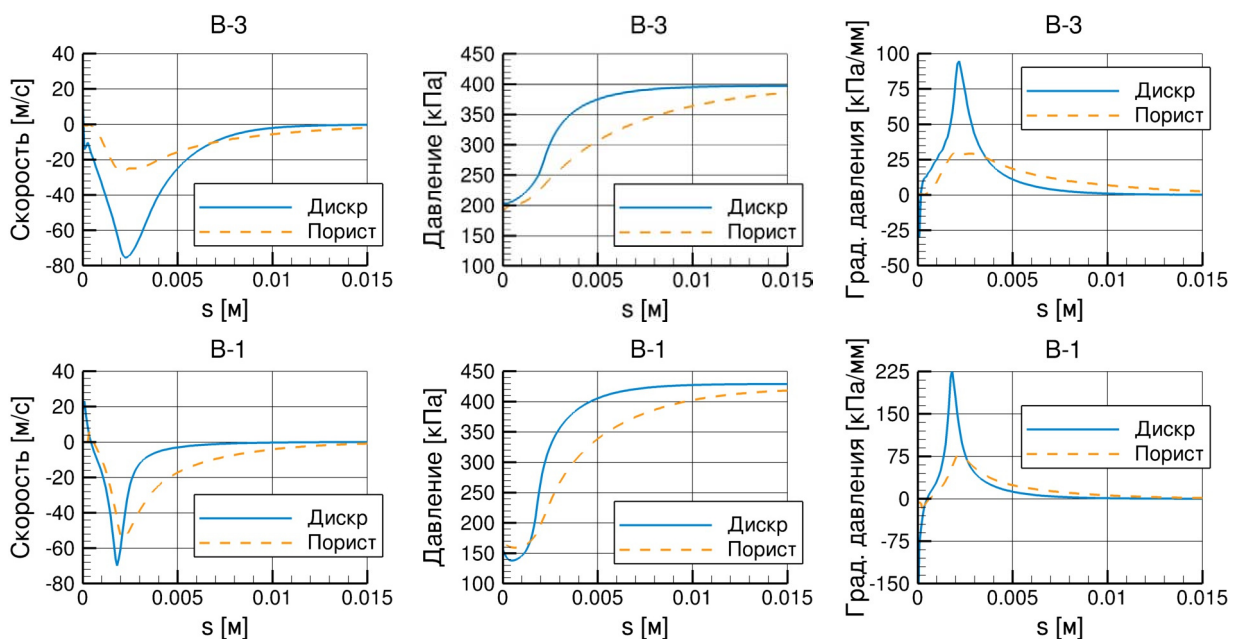


Рис. 23. Сравнение результатов для направления вдоль волокон

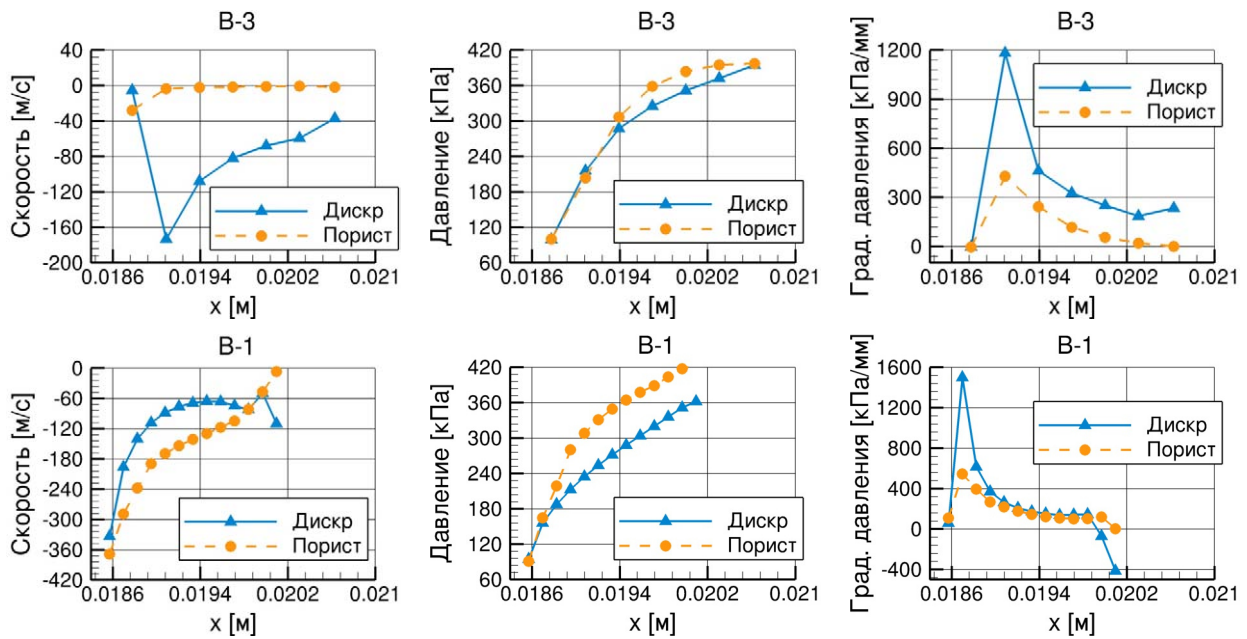


Рис. 24. Сравнение результатов для осевого направления

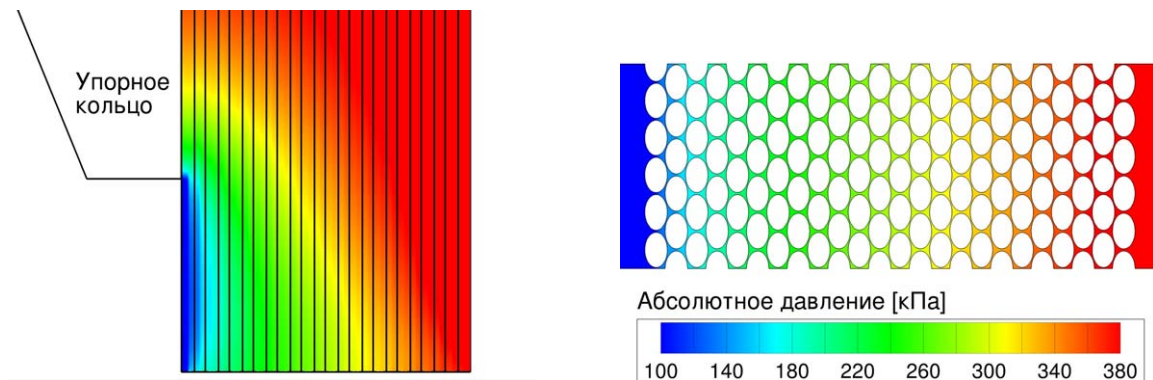


Рис. 25. Результаты дискретной модели щёточного уплотнения

## Глава 7. Практические вопросы по применению щёточных уплотнений в роторных системах авиационных двигателей

Глава посвящена обобщению результатов по характеристикам уплотнений. Описывается упрощённая методика оценки расхода через щёточное уплотнение. Приводятся результаты по применению разработанной методики для различных щёточных уплотнений, взятых из доступных источников. Анализируются вопросы использования щёточных уплотнений в узлах авиационных двигателей. Формулируются рекомендации по применению щёточных уплотнений.

Целью обобщения результатов является в компактной форме сопоста-

вить характеристики различных уплотнений для качественного сравнения. Представляется сложным выбор одного параметра, по которому проводить сравнение характеристик. Расходная характеристика приведена в виде функции эффективного зазора в зависимости от давления. Динамические коэффициенты приведены как функции произведения величины перепада давления через уплотнение на величину начальной закрутки потока газа:

$$I_{\Delta p} = (p_0 - p_1) c_{u0}. \quad (10)$$

На рис. 26 показаны обобщённые результаты по эффективному зазору для исследованных уплотнений в зависимости от отношения давлений.

Щёточные уплотнения, изготовленные из толстой проволоки, демонстрируют уменьшенный расход по сравнению с щёточными уплотнениями, изготовленными из тонкой проволоки, при прочих равных параметрах. Расположение щёточного пакета в узле (впереди или позади гребешков) незначительно влияет на утечки. Использование трёх одинаковых щёточных пакетов в конфигурации ВВВ-1 незначительно уменьшает расход по сравнению с единственным щёточным пакетом в конфигурациях SSB-1 и BSS-1.

Отсутствие защитного кольца перед пакетом в щёточных уплотнениях В-2В и В-2С заметно увеличивает расход по сравнению с ЩУ В-1. Второе щёточное уплотнение с нулевым номинальным зазором (В-4) демонстрирует заметное увеличение расхода по сравнению с щёточным уплотнением В-3 вследствие отличий в конструкции.

На рис. 27 представлены значения глобальных динамических коэффициентов жёсткости уплотнений в зависимости от параметра  $I_{\Delta p}$ .

Прямой коэффициент жёсткости отрицателен для лабиринтных уплотнений и щёточно-лабиринтного уплотнения BSS-1. Установка щёточного уплотнения позади двух гребешков приводит к положительному коэффициенту  $K_{xx}$ .

Конфигурации с контактными щёточными уплотнениями демонстрируют высокие значения глобального прямого коэффициента жёсткости. Это связано с контактным взаимодействием между волокнами и поверхностью вала.

Результаты по глобальным перекрёстным коэффициентам жёсткости демонстрируют, что определяющую роль в формировании аэродинамической перекрёстной жёсткости играет величина радиального зазора. Конфигурации с

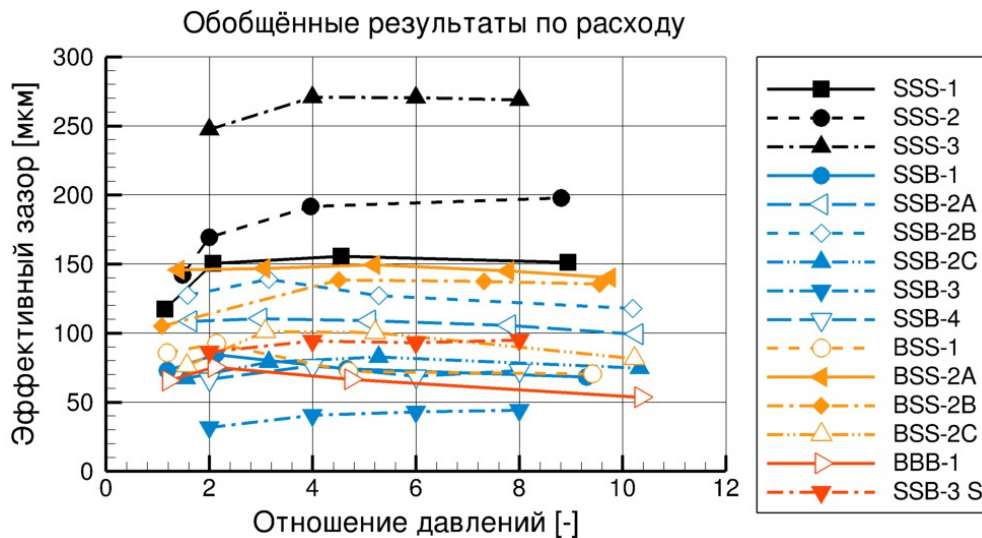


Рис. 26. Обобщённые результаты по расходу исследованных уплотнений

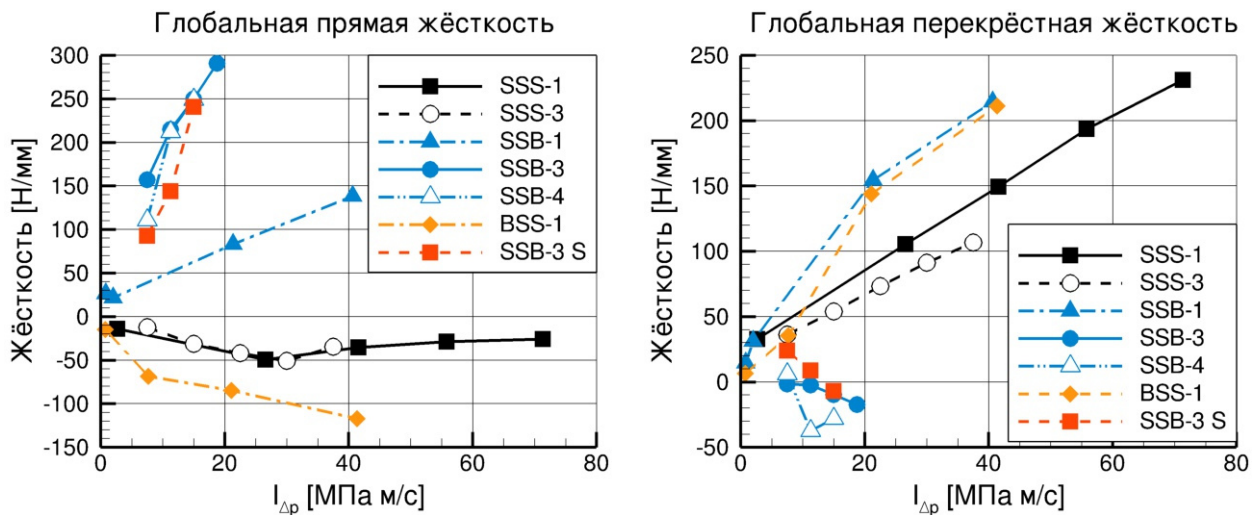


Рис. 27. Обобщённые результаты по глобальным коэффициентам жёсткости

щёточными уплотнениями, которые имеют остаточный зазор, показывают, как и лабиринтные уплотнения, высокие значения глобальной поперечной жёсткости. Глобальные поперечные коэффициенты жёсткости в конфигурациях с контактными щёточными уплотнениями малы и принимают отрицательные значения при увеличении параметра  $I_{\Delta p}$ .

На рис. 28 показаны значения глобальных динамических коэффициентов демпфирования исследованных уплотнений в зависимости от параметра  $I_{\Delta p}$ .

Лабиринтные и щёточно-лабиринтные уплотнения с положительным зазором демонстрируют в целом линейное увеличение прямого коэффициента демпфирования при увеличении параметра  $I_{\Delta p}$ . Конфигурации с контактными



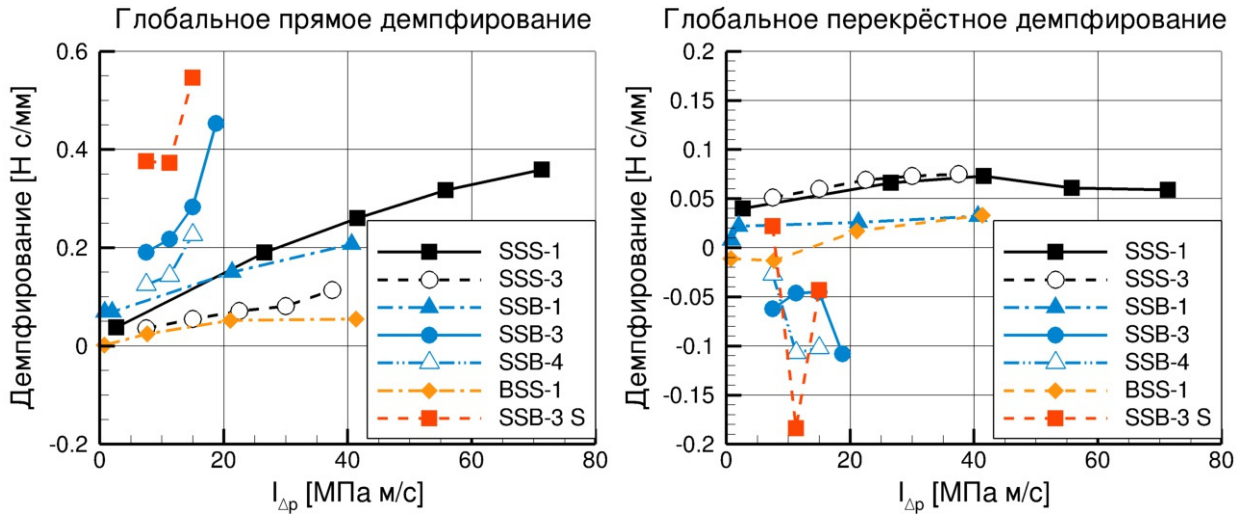


Рис. 28. Обобщённые результаты по коэффициентам демпфирования

ми щёточными уплотнениями показывают высокие значения коэффициента  $C_{xx}$  с заметной нелинейной характеристикой. Максимальные значения имеет конфигурация SSB-3 S с сегментированным щёточным уплотнением. Перекрёстные коэффициенты демпфирования принимают во всех исследованных конфигурациях относительно малые значения.

На основе обобщённых результатов разработана методика оценки расхода через типичное щёточное уплотнение. Базовыми конфигурациями при этом являются щёточные уплотнения В-1, В-2, В-3 и В-4 (см. табл. 3).

Экспериментальные значения эффективного зазора в зависимости от перепада давления аппроксимируются с помощью степенной функции:

$$h^{eff} = f(\bar{p}) = m_1 \bar{p}^{m_2} + m_3, \quad (11)$$

Экспериментальные значения безразмерного свободного радиального зазора в зависимости от перепада давления аппроксимируются с помощью экспоненциальной функции:

$$\bar{h} = f(\bar{p}) = h_1 \exp h_2 \bar{p} + h_3 \exp h_4 \bar{p}, \quad (12)$$

Безразмерный зазор представляет собой отношение фактического радиального зазора в щёточном пакете к радиальному зазору упорного кольца.

Коэффициенты аппроксимационных зависимостей для эффективного зазора  $m_i$  и безразмерного остаточного радиального зазора  $h_i$  сведены для базовых щёточных уплотнений в табл. 5.

Таблица 5. Коэффициенты регрессии экспериментальных зависимостей

|                                   | B-1      | B-2A    | B-2B     | B-2C-0   | B-2C-1   | B-3     | B-4 |
|-----------------------------------|----------|---------|----------|----------|----------|---------|-----|
| Эффективный зазор [мкм]           |          |         |          |          |          |         |     |
| $m_1$                             | 103.5    | -7919.0 | -0.03643 | -508.1   | -36.94   | -3290.0 |     |
| $m_2$                             | -0.1835  | -27.91  | 2.149    | -15.88   | -1.167   | -8.549  |     |
| $m_3$                             | -2.883   | 111.0   | 133.7    | 81.0     | 52.72    | 78.78   |     |
| Безразмерный радиальный зазор [-] |          |         |          |          |          |         |     |
| $h_1$                             | 0.3212   | 0.5602  | 0.06776  | 1.011    | 3.299    |         |     |
| $h_2$                             | -1.804   | -2.663  | -10.03   | -2.966   | -4.526   |         |     |
| $h_3$                             | 0.04337  | 0.1198  | 0.03287  | 0.06828  | 0.09412  |         |     |
| $h_4$                             | -0.08823 | -0.0786 | -0.4287  | -0.04407 | -0.06252 |         |     |

Зависимости дополнены расчётными функциями изменения толщины щёточного пакета в осевом направлении при возникновении перепада давления (см. рис. 29). Значения толщины пакета определялись путём калибровки модели пористой среды для каждого значения давления. Безразмерная толщина представляют собой отношение фактической толщины пакета к теоретически минимальному значению (см. табл. 3).

Приведённые функции основных характеристик базовых щёточных уплотнений позволяют сформулировать упрощённый подход к оценке значения расхода через типичное щёточное уплотнение, состоящий из трёх шагов. Вначале на основе параметров уплотнения, для которого необходимо провести оценку расхода, выбирается наиболее близкий тип базового щёточного уплотнения. При этом сравниваются в первую очередь такие параметры, как номинальный радиальный зазор, диаметр проволоки, радиальный зазор упорного кольца, геометрия упорных и защитных колец, плотность упаковки.

После выбора типа базового щёточного уплотнения с помощью аппроксимационных зависимостей определяется значение эффективного зазора для заданного перепада давления. Фактическое значение расхода через щёточное уплотнение, для которого выполняется оценка, определяется как:

$$\dot{m} = \frac{\pi p_0 D_r Q}{\sqrt{T_0}} h^{eff}. \quad (13)$$

Использование предложенного упрощённого инженерного подхода для оценки расхода проиллюстрировано для различных щёточных уплотнений, взятых из доступных источников, параметры которых значительно отличаются от параметров базовых ЩУ. Оценка расхода для каждого анализируемого щёточного уплотнения проведена как минимум для двух различных значений

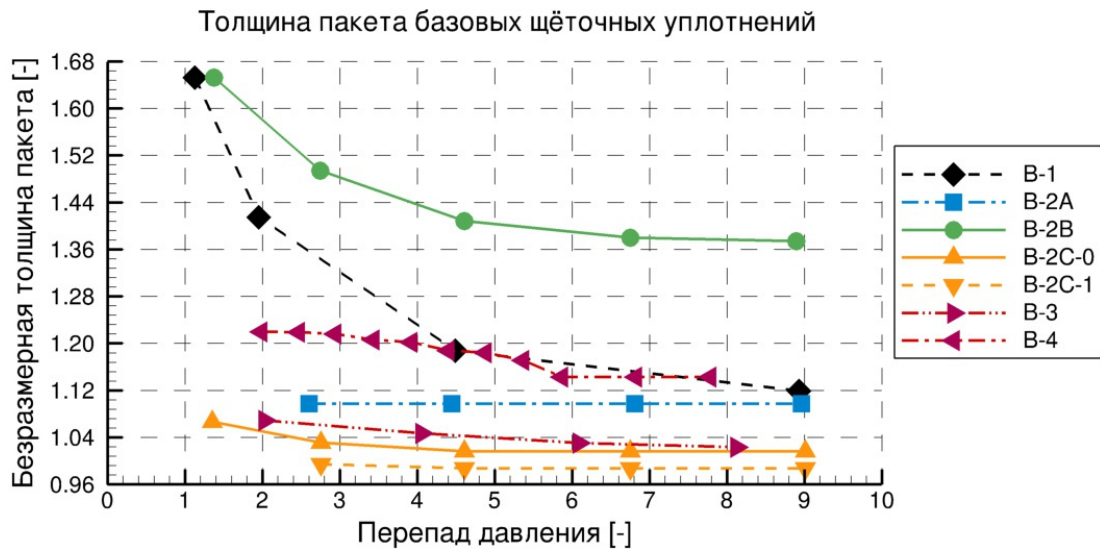


Рис. 29. Расчётные зависимости сжатия щёточного пакета

давления (см. рис. 30). Можно отметить, что оценочные значения демонстрируют приемлемое согласование с экспериментальными данными для различных ЩУ в широком диапазоне расходных характеристик.

Оценки расхода могут быть уточнены с помощью полностью автоматизированного расчёта в OpenFOAM, используя при необходимости зависимости по зазору и толщине, полученные для базовых щёточных уплотнений.

Предложенные упрощённые подходы также применены к оригинальным щёточным уплотнениям, изготовленным на ГП «Ивченко-Прогресс».

Глава завершается анализом конструкций щёточных уплотнений, а также рассмотрением вопросов и формированием рекомендаций по проектированию узлов с щёточными уплотнениями. Приведённая информация может быть непосредственно использована в процессе внедрения данной перспективной технологии в современных авиационных двигателях.

В главе приведено описание нового экспериментального стенда, разработанного на кафедре 203 МАИ, для тестирования щёточных уплотнений. Стенд выполнен по симметричной двухпоточной схеме. Сжатый воздух подаётся во входную камеру, расположенную в середине корпуса с тестируемыми уплотнениями. Короткий жёсткий вал опирается на подшипники качения. Основными варьируемыми рабочими параметрами стенда являются давление подачи воздуха и скорость вращения вала. Имеется возможность выставить статический эксцентриситет вала по отношению к статору. Параметры щёточного



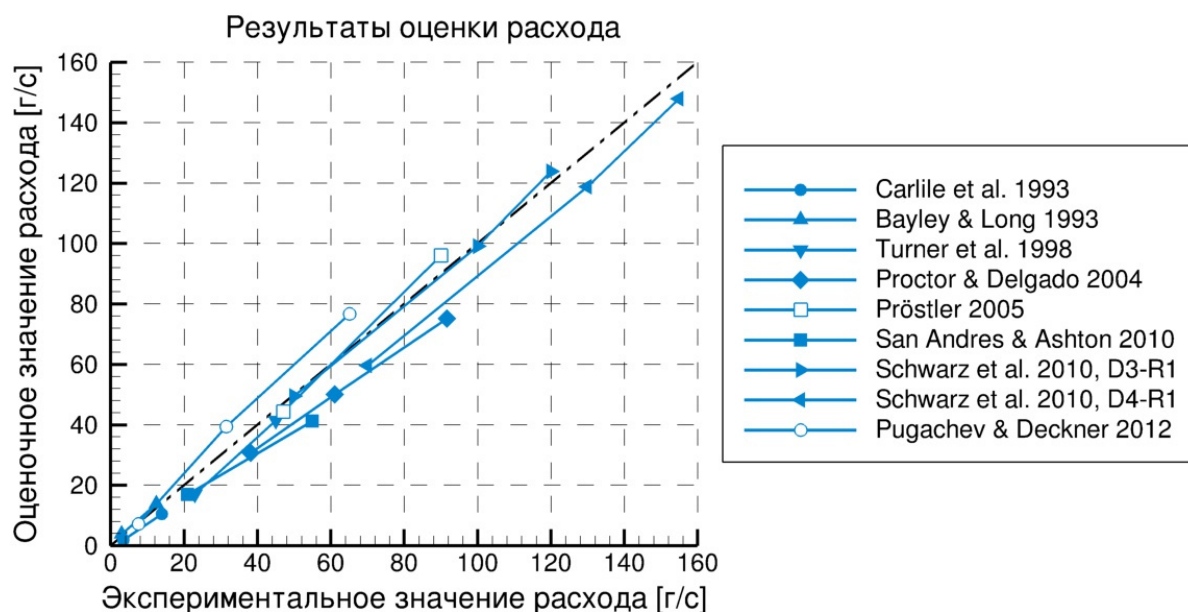


Рис. 30. Результаты оценки расхода для различных щёточных уплотнений

уплотнения В-5 для стенда сведены в табл. 3. Предусмотрено тестирование как одиночного щёточного уплотнения В-5, так и двухкаскадного узла, состоящего из двух щёточных уплотнений В-5.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненного диссертационного исследования решён ряд крупных научных задач по развитию и внедрению технологии щёточных уплотнений в авиационных двигателях. Методологической основой при этом являются разработанные теоретические модели, теоретические и экспериментальные методики, а также инструментальные средства для исследования и проектирования узлов с щёточными уплотнениями. Щёточные уплотнения представляют собой всё ещё новое техническое решение, внедрение которого внесёт значительный вклад в развитие научно-технического потенциала.

Уплотнения с податливыми элементами являются перспективной технологией, позволяющей значительно уменьшить паразитные утечки в турбомашинах. Щёточные уплотнения являются одним из примеров уплотнений с податливыми элементами, которые уже нашли своё частичное применение за рубежом, но в своём развитии и распространении значительно уступают лабиринтным уплотнениям.

Разработанные аэродинамические модели щёточных уплотнений основаны на использовании методов вычислительной гидродинамики. При этом большое число волокон в пакете щёточного уплотнения представляется в базовых моделях пористой средой. Для специальных исследований используется дискретная модель сегмента щёточного уплотнения, в которой представлены отдельные волокна. Механические модели щёточного пакета используются для изучения деформации волокон в процессе работы. Разработанные теоретические модели и подходы, а также полученные результаты подвергнуты тщательной верификации и валидации.

Уплотнения могут оказывать заметное влияние на динамику роторной системы. Щёточные уплотнения являются источниками аэродинамического и механического возбуждения, которое может иметь как положительный, так и отрицательный эффект. Разработанные подходы к определению динамических коэффициентов щёточных уплотнений позволяют выполнять динамический анализ роторных систем с учётом уплотнений.

Теоретическая работа дополняется обширными экспериментальными исследованиями, выполненными для различных щёточных уплотнений с использованием двух экспериментальных установок. Сравнительный анализ расчётных и экспериментальных результатов показал адекватность разработанных моделей уплотнений при определении различных характеристик.

На основе приведенных в работе теоретических и экспериментальных результатов сделаны выводы по влиянию конструктивных параметров щёточных уплотнений на расходные характеристики и динамические коэффициенты на различных рабочих режимах. Рассмотрены вопросы использования щёточных уплотнений совместно с лабиринтными гребешками.

Податливость элементов щёточного уплотнения приводит к изменениям в значениях остаточного радиального зазора и толщины щёточного пакета при возникновении перепада давления. Даже малые изменения в указанных параметрах могут оказывать значительное влияние на силы, возникающие в уплотнении. Эксцентричное положение вала и эффект закрытия радиального зазора в щёточном пакете делают возможным контактные взаимодействия между волокнами и поверхностью вала даже в случае щёточных уплотнений, имеющих положительный номинальный зазор.

Наибольшие преимущества как по расходу, так и по динамическим коэффициентам демонстрируют контактные щёточные уплотнения. Однако высокая прямая жёсткость таких уплотнений может оказывать заметный эффект на собственные частоты роторной системы. Вопросы износа выходят в этом случае на первый план по сравнению с щёточными уплотнениями, имеющими остаточный зазор. Для создания благоприятных условий в контактной паре должны быть использованы специальные покрытия, например, карбид хрома. При выборе материалов трибопары важным является обеспечение условия, при котором возможному контролируемому износу подвергаются лишь волокна пакета щёточного уплотнения.

Альтернативным вариантом представляется установка щёточного уплотнения с малым положительным номинальным зазором, который будет уменьшаться на рабочих режимах за счёт эффекта опускания волокон под действием перепада давления. Тем самым может быть достигнут компромисс между максимальной герметичностью и снижением износа узла. Однако в этом случае щёточные уплотнения, как и лабиринтные, могут демонстрировать относительно высокие значения перекрёстных коэффициентов жёсткости.

Предложенные в работе упрощённые подходы представляют собой практические инструменты для оценки расхода щёточных уплотнений, которая может быть выполнена без значительных временных затрат. Реализованные конечно-элементные модели роторных систем также представляют собой инструменты для использования при проектировании уплотнений.

Описанные математические модели и методики проведения расчётов могут быть адаптированы для исследования не только других типов уплотнений с податливыми элементами, но и перспективных упруго-демпферных (лепестковых) подшипников скольжения, которые играют определяющую роль в так называемой концепции «безмасляного турбомашиностроения».

В приложениях сведены: элементарные матрицы балочного элемента, входные файлы с роторной системой ТВД для программ MRACE и RACE, файлы для создания геометрии уплотнительного узла SSB-1 в ICEM CFD, файлы для автоматизированного расчёта щёточного уплотнения в OpenFOAM.

Основное содержание диссертации изложено в следующих публикациях:

### Монография:

- [1] Автоматизированное проектирование роторных машин / Л. А. Савин, О. В. Соломин, Д. Е. Устинов, А. О. Пугачёв. — М.: Машиностроение-1, 2006. — 360 с.

### Статьи в рецензируемых научных журналах, входящих в Перечень ВАК РФ или удовлетворяющих критериям для включения:

- [1] Segmentation effects on brush seal leakage and rotordynamic coefficients / A. O. Pugachev, M. Gaszner, C. Georgakis, P. Cooper // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. — 2016. — Vol. 138, no. 3. — Pp. 032501–9. doi:[10.1115/1.4031386](https://doi.org/10.1115/1.4031386).
- [2] Structural dynamics optimization of rotor systems for a small-size turboprop engine / A. O. Pugachev, A. V. Sheremetyev, V. V. Tykhomirov, O. I. Shipilenko // *Journal of Propulsion and Power*. — 2015. — Vol. 31, no. 4. — Pp. 1083–1093. doi:[10.2514/1.B35399](https://doi.org/10.2514/1.B35399).
- [3] Пугачёв, А. О. Подходы к упрощённому расчёту расхода щёточных уплотнений / А. О. Пугачёв // *Вестник Московского авиационного института*. — 2015. — Т. 22, № 2. — С. 85–93.
- [4] Pugachev, A. O. Flow structure in a short chamber of a labyrinth seal with a backward-facing step / A. O. Pugachev, Y. A. Ravikovich, L. A. Savin // *Computers & Fluids*. — 2015. — Vol. 114. — Pp. 39 – 47. doi:<http://dx.doi.org/10.1016/j.compfluid.2015.02.015>.
- [5] Расчёт подшипников скольжения с использованием вычислительной газовой динамики и метода конечных элементов / А. А. Матушкин, Ю. А. Равикович, А. О. Пугачёв и др. // *Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева*. — 2014. — № 2(29). — С. 12–18.

- [6] Leakage and rotordynamic coefficients of brush seals with zero cold clearance used in an arrangement with labyrinth fins / M. Gaszner, A. O. Pugachev, C. Georgakis, P. Cooper // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. — 2013. — Vol. 135, no. 12. — Pp. 122506–11. doi:[10.1115/1.4025236](https://doi.org/10.1115/1.4025236).
- [7] Пугачёв, А. О. Применение щёточных уплотнений в конструкциях современных турбомашин / А. О. Пугачёв, Ю. А. Равикович // *Вестник Московского авиационного института*. — 2013. — Т. 20, № 3. — С. 67–75.
- [8] Пугачёв, А. О. Подходы к моделированию щёточных уплотнений турбомашин / А. О. Пугачёв, Ю. А. Равикович // *Вестник Московского авиационного института*. — 2013. — Т. 20, № 4. — С. 81–89.
- [9] Pugachev, A. O. Application of gradient-based optimization methods for a rotor system with static stress, natural frequency, and harmonic response constraints / A. O. Pugachev // *Structural and Multidisciplinary Optimization*. — 2013. — Vol. 47, no. 6. — Pp. 951–962. doi:[10.1007/s00158-012-0867-4](https://doi.org/10.1007/s00158-012-0867-4).
- [10] Моделирование характеристик масляных и газовых подшипников скольжения методами вычислительной газовой динамики / А. О. Пугачёв, Ю. А. Равикович, Ю. И. Ермилов и др. // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва*. — 2013. — № 3 (41). — С. 211–221.
- [11] Пугачёв, А. О. Расчёт расходной характеристики щёточных уплотнений с использованием модели пористой среды / А. О. Пугачёв // *Мир транспорта и технологических машин*. — 2013. — № 2 (41). — С. 24–32.
- [12] Пугачёв, А. О. Моделирование щёточных уплотнений для анализа их влияния на динамику роторов / А. О. Пугачёв // *Мир транспорта и технологических машин*. — 2013. — № 3 (42). — С. 22–30.
- [13] Pugachev, A. O. Prediction of rotordynamic coefficients for short labyrinth gas seals using computational fluid dynamics / A. O. Pugachev, U. Kleinhans, M. Gaszner // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. — 2012. — Vol. 134, no. 6. — Pp. 062501–10. doi:[10.1115/1.4005971](https://doi.org/10.1115/1.4005971).

- [14] *Pugachev, A. O.* Experimental and theoretical rotordynamic stiffness coefficients for a three-stage brush seal / A. O. Pugachev, M. Deckner // *Mechanical Systems and Signal Processing*. — 2012. — Vol. 31. — Pp. 143–154. doi:[10.1016/j.ymssp.2012.03.015](https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2012.03.015).
- [15] *Pugachev, A. O.* Calibration of porous medium models for brush seals / A. O. Pugachev, P. Helm // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. — 2009. — Vol. 223, no. 1. — Pp. 83–91. doi:[10.1243/09576509JPE641](https://doi.org/10.1243/09576509JPE641).
- [16] *Пугачёв, А. О.* Динамика разгона жесткого ротора на подшипниках жидкостного трения / А. О. Пугачёв, Л. А. Савин, О. В. Соломин // *Известия вузов. Машиностроение*. — 2006. — № 4. — С. 11–20.
- [17] Программный комплекс для проектирования и вибрационной диагностики роторных систем с подшипниками скольжения / Л. А. Савин, О. В. Соломин, А. О. Пугачёв, М. А. Барг // *Известия ОрелГТУ. Информационные системы и технологии*. — 2004. — № 5 (6). — С. 123–128.

### **Статьи в других изданиях, входящих в Web of Science и Scopus:**

- [1] Prediction of stiffness coefficients for foil air bearings to perform rotordynamic analysis of turbomachinery / Y. A. Ravikovich, Y. I. Ermilov, A. O. Pugachev et al. // 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics. — 2015. — Pp. 1277–1288. doi:[10.1007/978-3-319-06590-8\\_104](https://doi.org/10.1007/978-3-319-06590-8_104).
- [2] Finite element modeling and vibration analysis of a free power turbine subjected to non-synchronous excitation / A. O. Pugachev, A. V. Sheremetyev, V. V. Tykhomirov, O. I. Shpilenko // 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics. — 2015. — Pp. 1875–1886. doi:[10.1007/978-3-319-06590-8\\_155](https://doi.org/10.1007/978-3-319-06590-8_155).
- [3] Prediction of operational characteristics of fluid-film and gas bearings for high-speed turbomachinery using computational fluid dynamics / Y. A. Ravikovich, Y. I. Ermilov, A. O. Pugachev et al. // 29th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences. — St. Petersburg, Russia: 2014.

- [4] *Pugachev, A. O.* Aggregation of experimental and theoretical data for brush seal leakage evaluation / A. O. Pugachev // 50th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference. — Cleveland, OH, USA: 2014. — AIAA 2014-3598. doi:[10.2514/6.2014-3598](https://doi.org/10.2514/6.2014-3598).
- [5] *Pugachev, A. O.* Predicted performance of brush seals: porous medium versus resolved bristle matrix and comparison with experimental data / A. O. Pugachev // 10th European Conference on Turbomachinery. — Lappeenranta, Finland: 2013. — Pp. 160–170. — Paper 054.
- [6] *Gaszner, M.* Experimental techniques for determining rotordynamic coefficients of gas seals: results for short staggered labyrinth seals and comparison with CFD / M. Gaszner, A. O. Pugachev // IMechE Tenth International Conference on Vibrations in Rotating Machinery. — London, UK: 2012. — Pp. 455–466. — C1326/019.
- [7] *Pugachev, A. O.* CFD-predicted rotordynamic coefficients for a 20-teeth-on-stator labyrinth seal at high supply pressure conditions / A. O. Pugachev, H. Degen // ASME Turbo Expo. — Copenhagen, Denmark: 2012. — GT2012-68381. doi:[10.1115/GT2012-68381](https://doi.org/10.1115/GT2012-68381).
- [8] Sensitivity analysis of squeeze film dampers using Reynolds equation / A. O. Pugachev, V. V. Tykhomirov, A. V. Sheremetyev et al. // 8th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics. — Seoul, Korea: 2010. — Pp. 454–462.
- [9] Gradient-based optimization of a turboprop rotor system with constraints on stresses and natural frequencies / A. O. Pugachev, A. V. Sheremetyev, V. V. Tykhomirov, I. D. Timchenko // 6th AIAA Multidisciplinary Design Optimization Specialist Conference. — Orlando, FL, USA: 2010. — AIAA 2010-3006. doi:[10.2514/6.2010-3006](https://doi.org/10.2514/6.2010-3006).
- [10] *Pugachev, A. O.* CFD prediction and test results of stiffness and damping coefficients for brush-labyrinth gas seals / A. O. Pugachev, M. Deckner // ASME Turbo Expo. — Glasgow, Scotland, UK: 2010. doi:[10.1115/GT2010-22667](https://doi.org/10.1115/GT2010-22667).

- [11] *Pugachev, A. O.* Analysis of the experimental and CFD-based theoretical methods for studying rotordynamic characteristics of labyrinth gas seals / A. O. Pugachev, M. Deckner // ASME Turbo Expo. — Glasgow, Scotland, UK: 2010. — GT2010-22058. doi:[10.1115/GT2010-22058](https://doi.org/10.1115/GT2010-22058).
- [12] *Pugachev, A. O.* CFD optimization of liquid annular seals for leakage and rotordynamics improvement / A. O. Pugachev // ASME Turbo Expo. — Orlando, FL, USA: 2009. — GT2009-59173. doi:[10.1115/GT2009-59173](https://doi.org/10.1115/GT2009-59173).
- [13] *Helm, P.* Breaking the swirl with brush seals: numerical modeling and experimental evidence / P. Helm, A. O. Pugachev, M. Neef // ASME Turbo Expo. — Berlin, Germany: 2008. — GT2008-50257. doi:[10.1115/GT2008-50257](https://doi.org/10.1115/GT2008-50257).
- [14] *Pugachev, A. O.* Shape optimization of a labyrinth seal: leakage minimization and sensitivity of rotordynamic coefficients / A. O. Pugachev, M. Deckner // IMechE Ninth International Conference on Vibrations in Rotating Machinery. — University of Exeter, UK: 2008. — Pp. 849–859. — C663/029/08.



## ДЛЯ ЗАМЕТОК

## ДЛЯ ЗАМЕТОК



Пугачёв А. О.

Щёточные уплотнения в роторных системах авиационных двигателей

---

Формат 60 × 90/16 Тираж 100 экз.

Подписано в печать 30.11.2015. Заказ № 347

Типография ООО «Генезис» 8 (495) 434-83-55

119571, г. Москва, пр-т Вернадского, 86