

ФГБОУ ВО «Московский авиационный институт  
(национальный исследовательский университет)»

На правах рукописи

Пугачёв Александр Олегович

**ЩЁТОЧНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ В  
РОТОРНЫХ СИСТЕМАХ  
АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

05.07.05 – Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки  
летательных аппаратов

**ДИССЕРТАЦИЯ**

на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Научный консультант:  
доктор технических наук, профессор  
Равикович Юрий Александрович

Москва – 2015

# Оглавление

Общая характеристика работы . . . . .	8
<b>Глава 1. Уплотнительные узлы роторов турбомашин как объект исследования . . . . .</b>	<b>16</b>
1.1. Роль уплотнений в роторных машинах . . . . .	16
1.2. Бесконтактные уплотнения . . . . .	21
1.2.1. Лабиринтные уплотнения . . . . .	21
1.2.2. Сотовые, лунковые и другие типы демпферных щелевых уплотнений . . . . .	22
1.2.3. Динамика бесконтактных уплотнений . . . . .	24
1.3. Щёточные уплотнения . . . . .	26
1.3.1. Обзор технологии щёточных уплотнений . . . . .	26
1.3.2. Механические и тепловые характеристики щёточных уплотнений . . . . .	31
1.3.3. Неметаллические щёточные уплотнения . . . . .	34
1.3.4. Динамика щёточных уплотнений . . . . .	36
1.3.5. Модификации щёточных уплотнений . . . . .	37
1.4. Другие типы уплотнений с податливыми элементами . . . . .	39
1.5. Дополнительные технологии контроля за утечками . . . . .	43
1.6. Теоретические методы исследования уплотнений . . . . .	46
1.6.1. Обзор теоретических подходов . . . . .	46
1.6.2. Моделирование щёточных уплотнений . . . . .	49
1.7. Структура исследования . . . . .	54
<b>Глава 2. Конструкции и принципы функционирования уплотнений турбомашин . . . . .</b>	<b>56</b>
2.1. Классификация уплотнений турбомашин . . . . .	56
2.2. Щелевые и демпферные уплотнения . . . . .	62
2.3. Лабиринтные уплотнения . . . . .	69
2.3.1. Конструкции лабиринтных уплотнений . . . . .	69
2.3.2. Основы течения газа в лабиринте . . . . .	73

---

2.4.	Щёточные уплотнения . . . . .	75
2.4.1.	Конструкции щёточных уплотнений . . . . .	75
2.4.2.	Параметры щёточных уплотнений . . . . .	82
2.5.	Пальчиковые и листовые уплотнения . . . . .	88
2.6.	Уплотнительные узлы в авиационных двигателях . . . . .	92
2.6.1.	Типы уплотнений в авиационных двигателях . . . . .	92
2.6.2.	Щёточные уплотнения в авиационных двигателях . . . . .	95
2.7.	Конфигурации исследуемых уплотнений . . . . .	105
2.7.1.	Короткие лабиринтные уплотнения . . . . .	105
2.7.2.	Щёточные уплотнения . . . . .	106
2.7.3.	Щёточно-лабиринтные уплотнения . . . . .	108
2.7.4.	Узел с тремя щёточными уплотнениями . . . . .	109
2.8.	Выводы по главе 2 . . . . .	110
<b>Глава 3.</b>	<b>Моделирование щёточных уплотнений . . . . .</b>	<b>112</b>
3.1.	Подходы к расчёту уплотнений . . . . .	112
3.1.1.	Требования к моделям уплотнений . . . . .	112
3.1.2.	Оценка расхода через уплотнение . . . . .	115
3.2.	Моделирование течения в каналах уплотнений методами вычислительной гидродинамики . . . . .	118
3.2.1.	Система уравнений движения сжимаемой среды . . . . .	118
3.2.2.	Моделирование турбулентности . . . . .	120
3.2.3.	Граничные и начальные условия . . . . .	125
3.2.4.	Модель лабиринтного уплотнения . . . . .	127
3.3.	Модель пористой среды . . . . .	129
3.3.1.	Обобщённое уравнение Дарси . . . . .	129
3.3.2.	Выражения для коэффициентов сопротивления . . . . .	131
3.3.3.	Калибровка модели пористой среды . . . . .	134
3.4.	Модели щёточного уплотнения . . . . .	135
3.4.1.	Модель сегмента щёточного уплотнения . . . . .	135
3.4.2.	Полноохватная модель щёточного уплотнения . . . . .	140
3.4.3.	Модель многоступенчатого щёточного уплотнения . . . . .	143
3.4.4.	Модель дискретной структуры щёточного пакета . . . . .	145
3.5.	Механическая модель щёточного уплотнения . . . . .	148

3.6. Выводы по главе 3 . . . . .	153
<b>Глава 4. Анализ динамической системы «ротор – уплотнения» . . . . .</b>	<b>155</b>
4.1. Задачи динамики роторов . . . . .	155
4.2. Конечно-элементные модели роторной системы . . . . .	158
4.2.1. Подходы к моделированию динамики роторов . . . . .	158
4.2.2. Балочная модель роторной системы . . . . .	162
4.2.3. Трёхмерная модель роторной системы . . . . .	167
4.2.4. Анализ динамики роторной системы . . . . .	168
4.3. Результаты анализа динамики роторной системы . . . . .	172
4.3.1. Роторная система турбовинтового двигателя . . . . .	172
4.3.2. Балочная модель . . . . .	176
4.3.3. Трёхмерная модель . . . . .	180
4.3.4. Результаты моделирования переходных процессов . . . . .	183
4.4. Влияние уплотнительных узлов на динамику роторов . . . . .	191
4.4.1. Динамическая модель бесконтактного уплотнения . . . . .	191
4.4.2. Методы расчёта динамических коэффициентов . . . . .	196
4.5. Выводы по главе 4 . . . . .	202
<b>Глава 5. Теоретические и экспериментальные методы исследования уплотнений . . . . .</b>	<b>204</b>
5.1. Методы вычислительной гидродинамики . . . . .	204
5.1.1. Проведение расчётов методами ВГД . . . . .	204
5.1.2. Сеточные методы . . . . .	208
5.1.3. Генерация расчётной сетки . . . . .	210
5.1.4. Проверка адекватности модели и проверка достоверности результатов . . . . .	216
5.2. Описание моделей уплотнений . . . . .	219
5.2.1. Модель уплотнения в пакете CFX . . . . .	219
5.2.2. Модель уплотнения в пакете FLUENT . . . . .	224
5.2.3. Модель уплотнения в пакете OpenFOAM . . . . .	225
5.2.4. Организация связанных расчётов . . . . .	231
5.3. Анализ ВГД-моделей . . . . .	232

5.3.1.	Влияние расчётных сеток на результаты . . . . .	232
5.3.2.	Влияние модельных параметров на решение . . .	237
5.3.3.	Сравнение методов расчёта динамических коэф- фициентов . . . . .	240
5.3.4.	Сравнение моделей пористой среды . . . . .	246
5.4.	Моделирование роторной системы . . . . .	249
5.4.1.	Прямое численное интегрирование . . . . .	250
5.4.2.	Пакеты MRACE, RACE и RACE3D . . . . .	253
5.4.3.	Анализ конечно-элементных моделей . . . . .	256
5.5.	Экспериментальные исследования . . . . .	259
5.5.1.	Экспериментальные стенды . . . . .	259
5.5.2.	Беспрецессионный стенд на жёстких опорах . . .	261
5.5.3.	Динамический стенд на податливых опорах . . .	268
5.6.	Выводы по главе 5 . . . . .	273
<b>Глава 6.</b>	<b>Анализ характеристик уплотнений . . . . .</b>	<b>275</b>
6.1.	Характеристики лабиринтных уплотнений . . . . .	275
6.1.1.	Короткие лабиринтные уплотнения . . . . .	275
6.1.2.	Лабиринтное уплотнение с 20 гребешками . . . .	291
6.2.	Характеристики щёточных уплотнений . . . . .	304
6.2.1.	Изменение зазора в щёточном уплотнении . . . .	304
6.2.2.	Изменение толщины щёточного пакета . . . . .	306
6.2.3.	Давление в узлах с щёточными уплотнениями . .	307
6.3.	Расход узлов с щёточными уплотнениями . . . . .	315
6.3.1.	Щёточно-лабиринтные уплотнения . . . . .	315
6.3.2.	Щёточное уплотнение с тремя пакетами . . . . .	319
6.4.	Динамические коэффициенты узлов с щёточными уплот- нениями . . . . .	320
6.4.1.	Щёточно-лабиринтные уплотнения . . . . .	320
6.4.2.	Щёточное уплотнение с тремя пакетами . . . . .	332
6.5.	Эффект сегментирования щёточного пакета на расход и динамические коэффициенты . . . . .	336
6.6.	Результаты дискретной модели щёточного уплотнения .	344
6.7.	Использование механических моделей уплотнений . . . .	349

6.8.	Выводы по главе 6 . . . . .	352
<b>Глава 7. Практические вопросы по применению щёточных уплотнений в роторных системах авиационных двигателей . . . . . 355</b>		
7.1.	Сравнительный анализ характеристик исследованных уплотнений . . . . .	355
7.1.1.	Обобщённый анализ . . . . .	355
7.1.2.	Расходные характеристики . . . . .	357
7.1.3.	Локальные коэффициенты жёсткости . . . . .	359
7.1.4.	Глобальные коэффициенты жёсткости . . . . .	362
7.1.5.	Глобальные коэффициенты демпфирования . . . . .	364
7.2.	Формирование жесткостных характеристик в каналах уплотнений . . . . .	366
7.2.1.	Короткие лабиринтные уплотнения . . . . .	366
7.2.2.	Щёточно-лабиринтные уплотнения SSB и BSS . . . . .	370
7.3.	Методика оценки расхода через щёточное уплотнение . . . . .	373
7.3.1.	Базовые щёточные уплотнения . . . . .	373
7.3.2.	Характеристики расхода, радиального зазора и сжатия пакета базовых уплотнений . . . . .	375
7.3.3.	Инженерный подход для оценки расхода через щёточное уплотнение . . . . .	379
7.4.	Применение описанных подходов в практических расчётах . . . . .	380
7.4.1.	Оценка расхода щёточных уплотнений . . . . .	380
7.4.2.	Щёточные уплотнения «Ивченко-Прогресс» . . . . .	384
7.5.	Проектирование узлов с щёточными уплотнениями . . . . .	387
7.5.1.	Вопросы трибологии щёточных уплотнений . . . . .	387
7.5.2.	Анализ конструкций и выбор параметров щёточных уплотнений . . . . .	391
7.5.3.	Экспериментальный стенд МАИ . . . . .	397
7.6.	Выводы по главе 7 . . . . .	399
<b>Заключение . . . . .</b>		<b>401</b>

---

Условные обозначения, индексы и сокращения . . . . .	404
Список литературы . . . . .	409
Список иллюстраций . . . . .	453
Список таблиц . . . . .	460
<b>Приложение А. Локальные конечно-элементные матрицы</b>	
<b>для балочной модели вала . . . . .</b>	<b>462</b>
А.1. Балочный элемент Бернулли-Эйлера . . . . .	462
А.2. Балочный элемент Тимошенко . . . . .	463
<b>Приложение Б. Файлы с параметрами роторной системы</b>	
<b>ТВД . . . . .</b>	<b>465</b>
Б.1. Свободная турбина . . . . .	465
Б.2. Газогенератор . . . . .	466
<b>Приложение В. Файлы для создания геометрии уплотни-</b>	
<b>тельного узла SSB-1 в ICEM CFD . . . . .</b>	<b>468</b>
В.1. Файл с исходными данными . . . . .	468
В.2. Скрипт tcl для генерации геометрии . . . . .	468
<b>Приложение Г. Пакет POLLS для автоматизированного рас-</b>	
<b>чёта щётчного уплотнения в OpenFOAM . . . . .</b>	<b>478</b>
Г.1. Функция генерации параметров модели пористой среды . . . . .	478
Г.2. Скрипт генерации геометрии для blockMesh . . . . .	480
Г.3. Файлы пакета в каталоге system . . . . .	490
Г.4. Файлы пакета в каталоге constant . . . . .	493
Г.5. Файлы пакета в каталоге 0 . . . . .	494

## 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 (КПД), увеличение мощности, повышение экономичности, а также на уменьшение негативного 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» (код проекта: 005.02.01.42, 2000 г.) и «Научные исследования высшей школы по приоритетным направлениям науки и техники» (коды проектов: 205.02.01.001 и 205.02.01.056, 2001-2004 гг.);
- грант Министерства образования Российской Федерации для поддержки научно-исследовательской работы аспирантов (код гранта: А03-3.18-164, 2003-2004 гг.);
- научно-исследовательские проекты Шестой и Седьмой рамочных программ Европейского союза CESAR (код проекта: AIP5-CT-2006-03088, 2006-2010 гг.) и ESPOSA (код проекта: ACP1-GA-2011-284859, 2011-2016 гг.);
- научно-исследовательские проекты DT7 (2005-2008 гг.) и BY09

DT (2009-2012 гг.) в рамках научно-исследовательской программы «*Kraftwerke des 21. Jahrhunderts*», ФРГ;

- грант 14.В37.21.1981 мероприятия 1.5 ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» при поддержке Минобрнауки РФ (2012-2013 гг.);
- научно-исследовательский проект Cooreflex-Turbo 3.2.6 в рамках 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 следующие 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 поверочные, 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 диссертационного исследования 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 лабораторных стендах с использованием информационно-измерительного оборудования фирм Brüel & Kjær, Rheonik, Pressure Systems, National Instruments 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 диссертационного исследования 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, УОЦ «Вятчи», 2012); *10th European Conference on Turbomachinery (Lappeenranta, Finland, 2013)*; *50th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference (Cleveland,*

ОН, 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<sup>1</sup> 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 диссертации.** 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.

**Благодарность.** Автор выражает личную признательность научному консультанту профессору Равиковичу Ю. А., а также профессору Савину Л. А., профессору Шплитхоффу Х. и коллегам Декнеру М., Гасцнеру М., Грибелю К., Кляйнхансу У., Цорну П., Воронину В. А., Ермилову Ю. И., Матушкину А. А., Холобцеву Д. П., Полякову Р. Н., Соломину О. В., Резнику С. Б., Петрову А. В., Тихомирову В. В., Шереметьеву А. В.

---

<sup>1</sup> Перечень рецензируемых научных журналов и изданий для опубликования основных научных результатов диссертаций

## Глава 1

# Уплотнительные узлы роторов турбомашин как объект исследования

*Глава служит введением в тему исследования. Представлена роль уплотнений в роторных машинах. Приведён обзор работ из области уплотнительной техники и динамики роторов. Акцент сделан на уплотнения с податливыми элементами (щёточные, листовые, пальчиковые, лепестковые). Отдельно выделены работы по моделированию уплотнений. В конце главы описывается структура исследования.*

### 1.1. Роль уплотнений в роторных машинах

Важнейшими компонентами роторных машин являются, помимо самих роторов, подшипниковые и уплотнительные узлы. Данные элементы напрямую влияют на коэффициент полезного действия агрегата, его работоспособность, надёжность, ресурс и экологичность. Подшипники воспринимают нагрузку, действующую на вал, и обеспечивают его вращение. Уплотнения предназначены для уменьшения утечек и контроля за расходом газовых и жидкостных сред между различными частями машины.

Увеличение коэффициента полезного действия, повышение требований к экономичности и экологичности для современных роторных машин имеют результатом стремление к уменьшению зазоров и повышению рабочих параметров в уплотнениях. При этом сокращение утечек рабочего тела является одним из важнейших направлений дальнейшего развития технологий турбомашиностроения. По сравнению с другими мерами повышения КПД (например, новая лопаточная часть) использование усовершенствованных конструкций уплотнительных узлов как в новых агрегатах, так и при проведении модернизации эксплуатирующихся агрегатов может являться более рациональным с экономической



точки зрения решением.

В газотурбинных двигателях (ГТД) уплотнительные узлы напрямую влияют на осевые размеры двигателя, его массу и удельный расход топлива. Например, увеличение радиального зазора на 1% по венцу рабочих лопаток в турбине и в компрессоре ГТД приводит к возрастанию удельного расхода топлива на 1.5...2.0% и 1.5...3.0% соответственно [30]. В паровых турбинах замена лабиринтных уплотнений щёточными может повысить КПД ступени на 0.5...1.2% для турбин большой мощности и на 0.2...0.4% для промышленных турбин [212].

Наряду с требованиями по утечкам также должны выполняться условия по ресурсу, тепловыделению и потерям на трение в узле. В зависимости от приложения ожидаемый ресурс уплотнительных узлов лежит в диапазоне от 3 до 10000 часов.

Типы опор и уплотнений, а также компоновка роторной системы являются факторами, определяющими динамическое поведение роторной машины. Малые зазоры и высокие перепады давлений в уплотнениях могут приводить к возникновению значительных аэродинамических и механических сил, которыми нельзя пренебрегать при анализе динамического поведения роторной системы. К тому же, по сравнению с подшипниками, уплотнения часто находятся на позициях по оси вала, на которых могут возникать максимальные амплитуды колебаний ротора. Поэтому другой важной задачей является исследование динамических характеристик уплотнений.

В применении к уплотнительным узлам авиационных двигателей экстремальными рабочими условиями являются нижеследующие [266].

- Температура газа до 815°C.
- Давление газа до 17 атм.
- Линейная скорость ротора до 460 м/с.

Основными задачами при выполнении проектировочных и поверочных расчётов уплотнений турбомашин являются определение нижеследующих характеристик.

- Расход в зависимости от рабочих параметров.
- Тепловыделение и потери на трение.
- Деформация элементов уплотнения.
- Изменение зазора вследствие различных факторов.
- Влияние уплотнения на динамику роторной системы.
- Износ и ресурс уплотнительного узла.

Щёточные уплотнения являются наиболее развитой к настоящему времени технологией уплотнений с податливыми элементами. 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 экспериментальные и теоретические исследования. Некоторые решения, связанные с технологией уплотнений с податливыми элементами в целом и с щёточными уплотнениями в частности, находятся ещё в начальной стадии своего развития.

Основными преимуществами уплотнений с податливыми элементами над стандартными лабиринтными уплотнениями являются значительно меньший (в некоторой степени контролируемый) радиальный зазор, что имеет результатом уменьшение утечек, а также способность при этом воспринимать колебания вала за счёт податливых элементов. К текущим недостаткам уплотнений с податливыми элементами относятся следующие свойства: относительно узкий диапазон рабочих параметров (скорость вращения вала, рабочие давления и температуры); возможность неустойчивой динамической работы; сложность конструкции и стоимость. Подробный анализ технологии щёточных уплотнений приведён в главе 2.

Основная часть данной главы посвящена обобщению результатов проведённого обзора литературы в области уплотнений и смежных темах. Приведённый обзор не претендует на полноту, т. к. число публикаций по данной теме очень велико, и каждый год выходят десятки новых

работ. При проведении обзора акцент был поставлен на научные публикации, непосредственно соприкасающиеся с предметом исследования. Некоторые результаты обзора были опубликованы в [45; 46].

Современное состояние технологий опорных и уплотнительных узлов освещено в ряде справочных изданий [176; 192; 349]. Существует также целый ряд специализированных книг по бесконтактным уплотнениям [9; 12; 16; 17; 29; 35; 36; 64]. Общим вопросам динамики роторов, включая влияние уплотнений, посвящены монографии [1; 39; 72; 118; 193; 230; 360; 371; 382].

Среди регулярно проводимых международных научно-технических конференций, покрывающих темы по уплотнениям и динамике роторов, можно отметить следующие: AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, ASME Turbo Expo, IFToMM International Conference on Rotor Dynamics, IMechE International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Texas A&M University Turbomachinery Symposium.

Проведённый анализ публикаций по щёточным уплотнениям, используемым в турбомашиностроении, позволяет вывести нижеследующие основные заключения.

- Щёточные уплотнения значительно превосходят стандартные лабиринтные уплотнения в минимизации утечек.
- Наличие подвижных упругих элементов (волокон) делает поведение щёточного уплотнения довольно сложным, зависящим от геометрических параметров, а также механического и аэродинамического состояния уплотнительного узла.
- Правильный выбор конструкции щёточного пакета и рабочих параметров уплотнительного узла позволяет ограничить износ волокон. В ряде работ отмечаются возможные проблемы с неустойчивым поведением щёточных уплотнений и с неудовлетворительной воспроизводимостью рабочих характеристик.

- Динамические характеристики щёточных уплотнений и их влияние на динамику ротора являются практически неисследованной областью. Небольшое число лабораторных исследований демонстрировало в целом благоприятные динамические коэффициенты жёсткости и демпфирования щёточных уплотнений. 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 достигать дополнительное уменьшение утечек, связанное с использованием 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.

В настоящее время также идет активная работа по разработке и анализу систем пассивного и активного контроля и управления зазорами в трактах двигателей летательных аппаратов (ДЛА) и других типах турбомашин. Использование конструкций уплотнений с податливыми элементами в таких системах является одним из перспективных направлений.

## 1.2. Бесконтактные уплотнения

### 1.2.1. Лабиринтные уплотнения

Лабиринтные уплотнения являются наиболее широко распространёнными бесконтактными уплотнениями в турбомашиностроении. Демонстрируя хорошие расходные характеристики, лабиринтные уплотнения могут отрицательно влиять на динамику роторной системы.

Расходные и динамические характеристики лабиринтных уплотнений изменяются в широких пределах в зависимости от геометрии и размеров лабиринта [79; 183; 236; 308].

Как показано в [308], изменением размера ступенек, длины камер и толщины гребешков можно уменьшить расход лабиринтного уплотнения на 60%...79%. В [79] увеличение длины гребешков и расположение их под углом  $60^\circ$  к статору привело к снижению расхода на 19%. Представленное в [227] исследование ряда конфигураций лабиринтных уплотнений с различными зазорами показало, что ступенчатое уплотнение демонстрирует наибольшее уменьшение утечек по сравнению с прямым лабиринтом при относительно больших зазорах. Авторы сделали в [227] вывод, что для малых зазоров использование ступенчатых уплотнений не является целесообразным из-за незначительного выигрыша в расходе и более высокой стоимости изготовления.

Меры по снижению расхода лабиринтных уплотнений могут зачастую привести к ухудшению их динамических характеристик. Лабиринтные уплотнения с дополнительными уступами (ступеньками) демонстрируют, как правило, улучшенную расходную характеристику, но имеют высокий коэффициент поперёк жёсткости [94]. Короткие лабиринтные уплотнения с уступами часто демонстрируют отрицательный коэффициент прямой жёсткости [381]. Положительные значения прямой жёсткости в таких уплотнениях могут быть достигнуты перемещением обруча на валу, образующим уступ по отношению к гребешку уплотнения [94]. Негативную прямую жёсткость могут иметь и сквозные лабиринтные уплотнения с большим числом гребешков [284]. Ступенчатые лабиринтные уплотнения с диффузорным каналом могут демон-

стрировать улучшенные динамические характеристики по сравнению со ступенчатыми уплотнениями, имеющими конфузорный или прямой канал [319].

В [120] было экспериментально продемонстрировано, что расположение гребешков на роторе приводит к увеличению коэффициента перекрёстной жёсткости по сравнению с уплотнением с гребешками на статоре. В [232] приведено обобщение результатов нескольких экспериментальных исследований лабиринтных уплотнений, было представлено в процентном выражении влияние числа гребешков и размеров камер на коэффициенты жёсткости и демпфирования газовых уплотнений.

### 1.2.2. Сотовые, лунковые и другие типы демпферных щелевых уплотнений

Щелевые уплотнения относятся к важному классу бесконтактных уплотнений простой геометрии, которые часто используются в быстроходных машинах, таких как турбонасосы.

В [174; 175] было показано, что конфузорный зазор гладкого щелевого уплотнения теоретически может увеличить жёсткость и уменьшить демпфирование по сравнению с цилиндрическим зазором. Результаты, представленные в [119], подтвердили увеличение жёсткости в конфузорном зазоре теоретически и экспериментально. Согласно другим опубликованным исследованиям, диффузорный зазор может оказывать как положительный [62; 154], так и отрицательный эффект [245] на динамику системы.

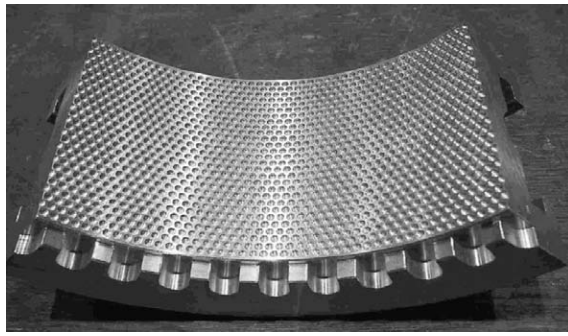
Для улучшения демпфирующих свойств щелевых уплотнений были предложены сотовые уплотнения, лунковые уплотнения с различной структурой выемок<sup>1</sup>, а также щелевые уплотнения с демпферными карманами<sup>2</sup> [121]. Примеры лункового уплотнения и уплотнений с демпферными карманами приведены на рис. 1.1а и рис. 1.1б соответственно.

Использование сотовых структур и других сеток с выемками на поверхности статора в щелевых и лабиринтных уплотнениях позволяет

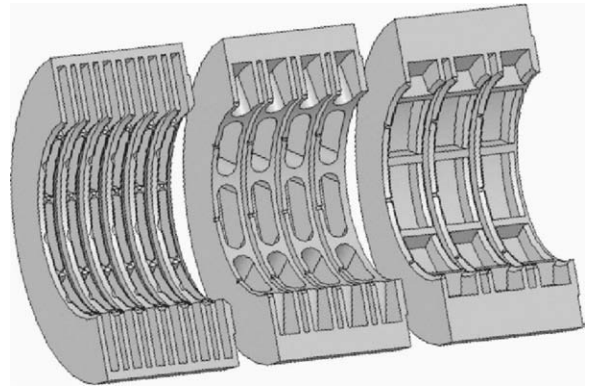
---

<sup>1</sup> *Hole-pattern seal*

<sup>2</sup> *Pocket-damper seal*



а) Сегмент лункового уплотнения [97]



б) Уплотнения с демпферными карманами [183]

Рис. 1.1. Примеры демпферных щелевых уплотнений

улучшить динамические характеристики узла за счёт гашения закрутки потока газа. Также такие конструкции уплотнений в ряде случаев позволяют уменьшить расходные характеристики (см., например, [38]).

Анализ щелевых уплотнений, приведённый в [136], показал, что щелевое уплотнение с сеткой выемок имеет гораздо меньший коэффициент частоты прецессии  $\Omega_w = K_{xy}/(\omega C_{xx})$  (см. ур. (4.35)), чем щелевое уплотнение с гладкой поверхностью статора. В [154] использование диффузорного канала в сотовом уплотнении позволило увеличить демпфирующую способность. Однако приведённые положительные эффекты не подтверждаются для общего случая: в ряде работ наличие сот негативно сказывалось как на расход (см., например, [75]) так и на динамические характеристики (в частности, повышение поперечной жёсткости по сравнению с гладким уплотнением [216; 284]).

В зависимости от типа уплотнения с демпферными карманами радиальный зазор может выполняться либо диффузорным, либо постоянным [161]. Для упрощения конструкции диффузорность канала может достигаться за счёт выполнения пазов на соответствующих гребнях уплотнения. Уплотнения с демпферными карманами демонстрируют максимальную демпфирующую способность среди щелевых уплотнений, однако могут привести к увеличению расхода [235; 361].

### 1.2.3. Динамика бесконтактных уплотнений

Бесконтактные уплотнения могут в значительной степени влиять на динамику роторной системы. *Томас* [395], *Ломакин* [33] и *Алфорд* [76] первыми опубликовали работы по исследованию самовозбуждающихся колебаний роторов вследствие аэродинамических сил в уплотнениях. В зарубежной литературе по этому вопросу можно встретить термины «сила Томаса-Алфорда», «сила Алфорда», «эффект Ломакина».

Распространенный подход для описания динамики бесконтактных уплотнений заключается в использовании линейной или квадратичной упруго-демпферной модели по аналогии с концепцией динамических коэффициентов смазочного слоя подшипников скольжения [247]. Динамическими коэффициентами массы часто пренебрегают при анализе газовых уплотнений. Однако, как показывает ряд работ, массовые коэффициенты могут принимать достаточно высокие значения в определённых случаях (жидкостные уплотнения, высокие давления и скорости вращения) и, поэтому, должны рассматриваться при оценке влияния уплотнений на динамику ротора. Также определённые типы уплотнений (например, щелевые уплотнения с демпферными карманами) могут выявлять явную зависимость динамических коэффициентов от частоты возбуждения.

Экспериментальные методы для определения динамических коэффициентов жёсткости и демпфирования уплотнений могут быть разделены на три категории: измерение эпюры давления в камерах уплотнения [219; 234; 255]; использования вибрационных стендов [274; 284]; и применение магнитных подшипников в качестве возбудителя колебаний [218; 233; 365; 378].

Обзор работ по экспериментальному определению динамических характеристик опор скольжения и уплотнений приведён в [353]. Экспериментальный стенд для изучения расхода и динамических коэффициентов лабиринтных уплотнений, в котором используются два активных магнитных подшипника, описан в [218]. В качестве примера параметры стенда из [218] приведены в табл. 1.1.

Аэродинамические силы, возникающие в лабиринтных уплотнени-



Таблица 1.1. Параметры экспериментального стенда из [218]

Максимальная скорость вращения вала	15000 об/мин
Максимальная входная закрутка потока газа	170 м/с
Диапазон частоты возбуждения вала	$\pm 400$ Гц
Максимальное давление на входе в уплотнение	70 бар
Диаметр уплотнения	130.44 мм
Радиальный зазор в лабиринтном уплотнении	0.1 мм
Число гребешков в уплотнении	4

ях, также могут провоцировать аэроупругие незатухающие колебания элементов уплотнения (флаттер уплотнения) [69].

Особым видом колебаний валов, возникающих из-за тепловых эффектов в подшипниках скольжения и уплотнениях, являются спиральные колебания [159; 223; 260; 386]. Спиральные колебания относятся к вынужденным синхронным колебаниям ротора вследствие неравномерного нагрева поверхности вала в зазоре подшипника или уплотнения. Спиральные колебания могут привести к динамической неустойчивости. В литературе различают два эффекта, связанных со спиральными колебаниями: эффект Ньюкирка и эффект Мортонна. В эффекте Ньюкирка возникновение спиральных колебаний связано с контактом вращающихся и неподвижных деталей опорного или уплотнительного узла. Эффект Ньюкирка характерен для щёток турбогенераторов и уплотнений. В эффекте Мортонна неравномерный нагрев вала происходит за счёт вязкостной силы смазочного материала подшипника скольжения.

Возникновение спиральных колебаний в реальных машинах описано в [156; 157; 159; 322]. В [156; 157] разобран конкретный пример возникновения спиральных колебаний в турбогенераторе из-за трения в угольных щётках. Решением, которое сделало спиральные колебания устойчивыми в рассмотренном случае, оказалось использование подшипника скольжения с самоустанавливающимися сегментами. В [322] были описаны наблюдаемые спиральные колебания роторной системы криогенного турбодетандера. В одном случае источником спиральных колебаний являлись подшипники скольжения с самоустанавливающимися сегментами, в другом – лабиринтные уплотнения.

## 1.3. Щёточные уплотнения

### 1.3.1. Обзор технологии щёточных уплотнений

Щёточные уплотнения (см. рис. 1.2) являются самыми распространенными на настоящий момент уплотнениями с податливыми элементами, применяемыми в турбомашинах. Интерес к щёточным уплотнениям возник в 80-х годах XX-ого века, когда они начали рассматриваться в качестве альтернативы лабиринтным уплотнениям в авиационных газотурбинных двигателях.

В одной из первых работ по щёточным уплотнениям *Горелов* с соавторами [18] экспериментально показал, что расход щёточного уплотнения может быть в шесть-восемь раз меньше расхода лабиринтного уплотнения с восемью гребешками на роторе. В [18] сравнивались различные геометрии щёточного уплотнения, изготовленного из проволоки диаметром 0.1 мм, упакованной с плотностью 90 волокон на мм<sup>2</sup>. После 25-часового эксперимента износ на поверхности вала составил около 0.06 мм. В экспериментах *Фергюсона* [172] щёточное уплотнение уменьшило расход на 90% по сравнению с лабиринтным уплотнением с радиальным зазором 0.7 мм.

Использование щёточных уплотнений в **газотурбинных двигателях** освещается в [6; 25; 49; 54; 74; 89; 122; 306].

В [122] был представлен анализ использования щёточных уплотнений в качестве замены лабиринтным уплотнениям в малоресурсных ГТД. Экспериментальные исследования были проведены для различных щёточных уплотнений в одиночной постановке, а также в наборе, состоящим из максимум трёх щёток, при давлениях до 1.3 МПа и температурах до 316°C. Скорость вращения вала составляла 35 000 об/мин, что соответствовало линейной скорости 237 м/с. Испытательный цикл включал в себя 10-ти минутную работу на максимальной скорости вращения и 35-ти минутную работу на 85% от максимальной скорости вращения. Результаты, представленные для расхода при переменной нагрузке, подтвердили значительное преимущество щёточных уплотнений над лабиринтными. Использование нескольких щёточных пакетов поз-

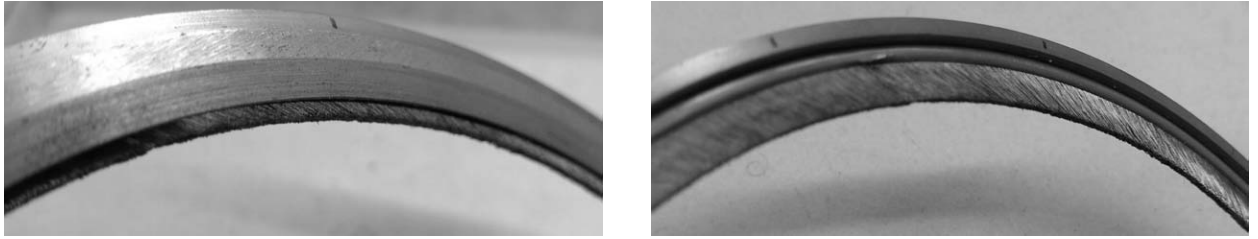


Рис. 1.2. Типичное щёточное уплотнение

волило увеличить допустимый максимальный перепад давления через уплотнение, а в случае одинакового перепада дополнительно уменьшить расход. После завершения экспериментальных исследований был проведён анализ износа уплотнений.

В [306] было представлено сравнение лабиринтного уплотнения с десятью гребешками и щёточного уплотнения, состоящего из двух пакетов, которые были установлены в компрессоре прототипа газотурбинного двигателя Т-700. Тесты были проведены для 46-часовой работы при скорости вращения 43 000 об/мин. Расход через щёточное уплотнение был в 2.5 раза меньше расхода через лабиринт. При этом величина уменьшения удельного расхода топлива для агрегата с щёточными уплотнениями составляло до 5%. Ресурс щёточного уплотнения был оценён в 500... 1000 часов до увеличения расхода через уплотнение из-за повышенного износа волокон щёточного пакета. Похожее исследование описано в [89], где были также приведены результаты по функционированию щёточного уплотнения с малой гистерезисной характеристикой при эксцентричном положении вала и на переходных режимах.

В [180] обобщён опыт фирмы *GE* по использованию технологии щёточных уплотнений для газовых турбин. В [214] описано внедрение фирмой *Ansaldo Energia* щёточных пакетов в уплотнительных узлах межкаскадных полостей стационарной газовой турбины.

В [99; 110; 146; 179] были представлены результаты модельных экспериментов по изучению **локальных характеристик течения** в щёточном уплотнении. В [99; 110] описан модельный стенд для линейного щёточного уплотнения с диаметром волокна 2.0 мм. Визуализация картин течения в щёточном пакете была выполнена с использованием частиц оксида магния и лазерной подсветки. На основе результатов экспе-

риментов была проведена классификация типичных форм течения между волокнами ЩУ. Экспериментальные данные также использовались для разработки теоретической модели уплотнения, в которой пакет рассматривается как пористая среда. Сравнение результатов расчётов с измерениями для реальных щёточных уплотнений выявило высокое расхождение (до 30%) при малых перепадах давления, однако тенденция в общем случае была предсказана корректно.

Другие модельные эксперименты над образцом щёточного уплотнения, выполненного в масштабе 5:1, были описаны в [146]. Параметры стенда были выбраны с использованием теории подобия. Сравнение с расчётами показало, что теоретическая модель, в которой щётка рассматривается непрерывной пористой средой, выдает неточное падение давления в щётке. Расхождение между теорией и экспериментом было более заметным для контактного щёточного уплотнения.

В [179] исследовался типичный для щёточных уплотнений эффект опускания волокон на вал при возникновении перепада давления через пакет. Был изготовлен модельный экспериментальный стенд для изучения поведения широко расставленных, гибких полособразных и трубчатых (с диаметром 4.0 мм) волокон в аэродинамической трубе. Результаты показали, что для опускания волокон не требуется деформации пакета; сила давления являлась доминирующей силой, и аэродинамических сил, возникающих при малых перепадах давления, было уже достаточно для возникновения данного эффекта. Анализ был дополнен конечно-элементной моделью для расчёта деформации волокон.

В [132] выводы по эффекту опускания волокон делались на основе экспериментальных значений эффективного зазора и крутящего момента, а также с использованием конечно-элементной модели сегмента щёточного пакета.

Кроме газовых турбин, щёточные уплотнения также находят своё применение в **паровых турбинах** [109; 212; 257; 341]. Использование ЩУ в приложениях с увеличенными интервалами обслуживания выдвинуло на первый план вопросы долговечности. Опубликованные работы на эту тему содержат неоднозначные результаты [74; 89; 108; 145; 180; 212; 263].

Опыт фирмы *GE* по использованию щёточных уплотнений в газовых и паровых турбинах приведён в [74; 109]. Осмотр щёточных уплотнений после 24 000 часов работы в паровых турбинах различной мощности (от 20 МВт до 900 МВт) выявил в большинстве случаев их отличное состояние [74].

Результаты испытаний на долговечность при высоких температурах и давлениях водяного пара (перепад давления до 3.0 МПа), приведённые в [263], продемонстрировали положительные результаты для одиночного щёточного уплотнения, но неустойчивое поведение уплотнительного узла, состоящего из четырёх ЩУ. Ресурсные испытания продолжительностью до 6 000 часов показали увеличение расхода вследствие абразивного износа. В [111] были экспериментально исследованы двухступенчатые узлы с неодинаковыми щёточными уплотнениями, отличающимися диаметром проволоки и плотностью упаковки. Продолжительные тесты, включающие многократное изменение нагрузки и работу при эксцентричном положении вала, показали в целом положительные результаты по расходу для тандемной конфигурации (два щёточных пакета, расположенные в одной обойме) и конфигурации, состоящей из двух отдельных ЩУ.

В [145] обсуждается опыт использования щёточных уплотнений в паровых турбинах фирмы *Siemens*. На базе результатов измерений износа при переменных режимах работы, а также результатов ресурсных испытаний (наработка до 20 000 часов) была разработана аналитическая модель для оценки ухудшения расходной характеристики щёточного уплотнения во времени. Оценка износа проводилась по фотографиям, полученным с помощью электронного микроскопа. Волокна, расположенные в передней части пакета, демонстрировали более сильный износ, чем волокна, расположенные ближе к опорному кольцу. На ряде волокон были также обнаружены сколы.

Теоретическая модель для оценки деградации характеристик обобщённого уплотнения с податливыми элементами на этапе проектирования описывается в [220].

Исследования по функционированию щёточных уплотнений также проводились для **нетрадиционных уплотняемых сред**: гелий и

углекислый газ [113], жидкий азот [108; 287] и жидкий водород [108]. В [108; 276] анализировались возможности использования щёточных уплотнений в турбонасосных агрегатах (в [276] в приложении к турбонасосу двигателя RS-68). Сравнение между щёточным и щелевым уплотнениями, имеющими одинаковую длину, показало в [113], что щёточное уплотнение способно уменьшить расход в 3.9...9.5 раз. В [113] также было отмечено, что использование смазочного материала в пакете щёточного уплотнения позволяет дополнительно уменьшить утечки.

Ряд исследований показали, что характеристики щёточных уплотнений во многом зависят от **геометрии защитного и опорного колец** обоймы уплотнения [96; 280; 393; 399], а также от крепления щёточного пакета [325]. Изменение зазора между щёточным пакетом и кольцами, нанесение канавок или отверстий на кольца могут в значительной степени изменять локальный перепад давления в пакете и, тем самым, влиять при эксплуатации на рабочую толщину пакета, величину свободного радиального зазора, деформацию волокон, жёсткость и гистерезис.

*Цорн* [399] изучал расходные характеристики, распределения давлений и скоростей, остаточный радиальный зазор и гистерезис различных щёточно-лабиринтных уплотнений. Модификации обоймы и пакета ЩУ были исследованы экспериментально. Максимальное уменьшение расхода в рассмотренных щёточно-лабиринтных уплотнениях по сравнению с лабиринтным уплотнением составило 76%.

В [325] были представлены экспериментальные результаты по изучению эффекта раздвоения (раскрытия) пакета щёточного уплотнения и влияния осевого угла наклона волокон на расходную характеристику. Осевой угол отклонения волокон схематично показан на рис. 1.3. Отклонение волокон в осевом направлении от номинального положения может возникнуть при сборке уплотнения или задаваться конструктивно. Экспериментальные исследования показали, что эффект раздвоения щёточного пакета определяется силой зажима волокон при механическом способе крепления волокон в пакете. В [325] был проведён анализ влияния данных эффектов в условиях перепада давления на расход, толщину пакета и закрытие свободного радиального зазора.

Работа по исследованию влияния осевого угла наклона в ЩУ была

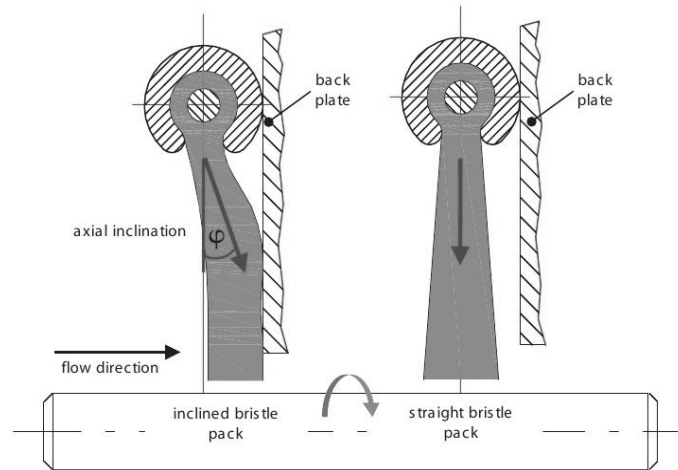


Рис. 1.3. Осевой угол отклонения волокон в щёточном уплотнении [325]

продолжена в [323; 324]. Одним из результатов в [324] было наблюдение волнообразных колебаний волокон в пакете щёточного уплотнения. В [323] была предложена конструкция щёточного уплотнения с подпружиненным опорным кольцом для управления осевым зазором.

### 1.3.2. Механические и тепловые характеристики щёточных уплотнений

Большое количество работ посвящено **механическим характеристикам** щёточных пакетов, зависящим от рабочих параметров (перепад давления и скорость вращения вала). Механические свойства набора волокон, а также механическое взаимодействие пакета с обоймой уплотнения и валом являются важнейшими характеристиками, которые определяют работоспособность щёточного уплотнения. Механическое поведение набора волокон характеризуется такими основными эффектами как гистерезис и увеличение жёсткости щёточного пакета.

Ряд исследований были посвящены силам, возникающим в волокнах щёточных уплотнений [103; 139; 210; 340; 342]. В большинстве работ механические силы или жёсткость измерялись в условиях статических экспериментов. В [152] приведено сравнение контактных сил, измеренных в статических и динамических условиях.

В [210] описаны динамические эксперименты для исследования эффектов гистерезиса и увеличения жёсткости пакета щёточного уплотне-

ния, в которых радиальным смещениям подвергался статор. Результаты показали отрицательное влияние указанных двух эффектов на работоспособность щёточного уплотнения, т. к. они приводят к увеличению расхода и износа.

Работа [340] посвящена теоретическому и экспериментальному анализу сил, возникающих при контакте щёточного пакета с поверхностью вала. Было представлено влияние различных параметров (угол наклона волокон, величина натяга, коэффициент трения и др.) на контактные силы. Экспериментальные и численные результаты были получены без учета аэродинамической нагрузки. Угол наклона волокон был идентифицирован как важный параметр, оказывающий значительное влияние на контактную силу и изгибные напряжения (наибольший угол наклона приводил к наименьшей силе).

В [139] была представлена полуэмпирическая модель для определения механических сил в щёточном пакете на основе данных измерений и теоретической модели, в которой волокна рассматривались как балки с закреплённым концом.

Результаты измерений жёсткости пакета щёточного уплотнения в условиях высокого давления на стенде с покоящимся валом приведены в [342]. Жёсткость определялась из анализа заданного движения модельного вала в радиальном направлении и возникающей при этом силы. Сила записывалась с помощью динамометрического датчика.

В [103] приведены результаты по исследованию угла наклона волокон на контактное давление. Были протестированы два щёточных уплотнения с различным углом наклона волокон. Сравнение результатов показало, что балочная модель занижает значения контактного давления, тогда как трёхмерная модель завышает значения контактного давления. На базе полученных результатов были предложены выражения для оценки контактного давления в щёточных уплотнениях.

В [63; 80; 140; 282; 355] исследуются **тепловые эффекты** в щёточных уплотнениях. Для измерения температуры используются как правило термопары, установленные в обойме уплотнения или на внутренней стенке тонкостенного вала. Температура в контактной зоне может быть также определена бесконтактными оптическими методами с



использованием инфракрасных камер. Основной проблемой при этом является определение коэффициента излучаемости поверхностей вала и волокон, а также исключение помех от излучения других источников. Эти проблемы решаются с помощью процедуры калибровки или использования красок, которыми покрываются соответствующие элементы статора и ротора.

В [140] приведены результаты измерения температуры на стенде с вращающимся до 40 000 об/мин валом при отсутствии перепада давления через ЩУ. Исследования проводились для контактного уплотнения. Температура измерялась с помощью инфракрасной камеры и термопар. Также были выполнены расчёты с помощью конечно-элементной модели, результаты которых показали согласование с экспериментальными данными. При отсутствии течения уплотняемой среды через щёточный пакет распределение теплового потока между материалами вала и волокон было одинаковым.

В [282] описан стенд для изучения тепловых эффектов в контактном щёточном уплотнении. Стенд имеет следующие рабочие параметры: перепад давления до 0.9 МПа, окружная скорость на поверхности вала может изменяться от 0 до 190 м/с, отрицательный зазор щёточного уплотнения может изменяться в пределах от 0 до 0.5 мм. Измеряемое с помощью сетки термопар распределение температуры на поверхности тонкостенного вала использовалось для расчёта тепловых напряжений в материале методом конечных элементов. Предварительные измерения показали, что температура на валу в контактной зоне может повышаться на 60°C. Распределение термопар на поверхности вала описанного экспериментального стенда показано на рис. 1.4.

Для мониторинга за состоянием щёточных уплотнений в [312] было предложено использование волоконно-оптических датчиков, интегрированных в щёточный пакет с целью измерения температуры, нагрузки и износа. Предварительные результаты, полученные с помощью датчика диаметром 125 мкм, который был установлен в щёточный пакет, изготовленный из синтетического волокна, подтвердили практическую осуществимость предложенной методики диагностики. Исследования проводились на стенде с вращающимся валом. Для контроля измерений

температура также определялась с помощью термопар. Результаты, полученные с помощью двух методов, продемонстрировали согласование.

### 1.3.3. Неметаллические щёточные уплотнения

Помимо жаропрочных металлических сплавов, волокна щёточных уплотнений также могут изготавливаться из синтетического или углеродного волокна. ЩУ, изготовленным из неметаллических материалов, посвящены работы [170; 197; 215; 272; 313; 314; 355].

В [197; 314] анализируются щёточные уплотнения, изготовленные из упругого арамидного волокна. Главным преимуществом синтетических щёточных уплотнений является дополнительное уменьшение расхода по сравнению с металлическими щёточными уплотнениями. Меньший диаметр синтетических волокон позволяет собирать пакет с более плотной упаковкой. Основными недостатками синтетических пакетов являются их малая механическая жёсткость, а также ограниченный диапазон рабочих температур. Авторы представили в [197; 314] анализ жесткостных характеристик и теплового состояния синтетического пакета при отсутствии перепада давления. Недостаточная жёсткость может ограничивать восстановление формы синтетического щёточного пакета после процесса деформирования. С другой стороны, повышенная жёсткость может привести к нежелательному тепловыделению при трении. Экспериментальные исследования проводились на лабораторном стенде для различных скоростей вращения вала до 22 000 об/мин. Измерения проводились с помощью инфракрасной камеры. Также была представлена конечно-элементная модель пакета.

Экспериментальный анализ влияния трения при взаимодействии синтетического щёточного пакета с обоймой на процесс опускания волокон к поверхности вала при возникновении перепада давления приведён в [313]. Для улучшения характеристики закрытия остаточного зазора были предложены дополнительные отверстия в защитном кольце.

В [355] приведён экспериментальный сравнительный анализ теплового состояния металлического и синтетического щёточных уплотнений. Уплотнения использовались в приложении к камерам подшипни-

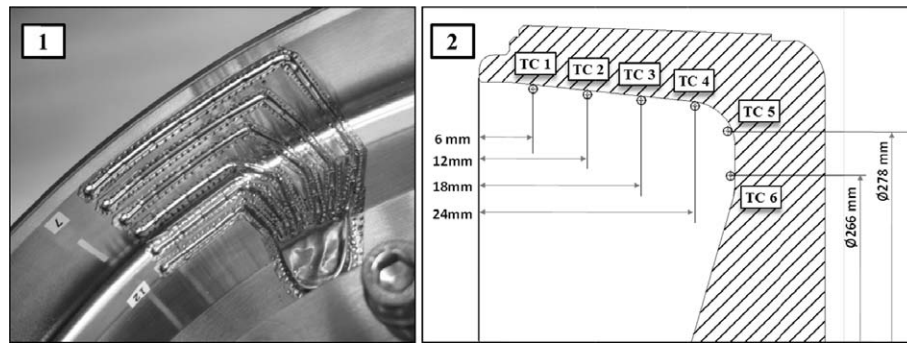


Рис. 1.4. Распределение термопар на поверхности вала стенда [282]

ков качения авиационных двигателей. Измерение температуры проводилось с помощью двух пирометров. Один пирометр был интегрирован непосредственно в щёточный пакет с использованием отвода, выполненного из кварцевого стекла. Второй пирометр использовался для измерения температуры на боковой кромке вала. В [355] подробно описывается процедура калибровки и проверки результатов измерения пирометров. Зоны измерения покрывались специальной краской. Щёточные уплотнения устанавливались внахлест величиной 0.2 мм. Температура воздуха на входе составляла  $200^{\circ}\text{C}$ . Скорость вращения вала изменялась в пределах до 19 500 об/мин. Два щёточных уплотнения продемонстрировали различную динамику изменения температуры в контактной зоне. Тепловое состояние металлического пакета оказалось более чувствительным к изменениям в скорости вращения вала. Максимальные значения температуры для металлического пакета достигали  $230^{\circ}\text{C}$ .

В [215] рассматривалось использование щёточного пакета из углеродного волокна в качестве межвального уплотнения. Авторы провели анализ по выбору волокна, его механическим характеристикам, а также затронули вопросы изготовления прототипа уплотнения.

В [170] представлено использование синтетического щёточного пакета для уплотнения охлаждающей жидкости в высокомошной электрической машине. Установка ЩУ было продиктовано компромиссом между расходом через уплотнение и потерями на трение по сравнению с другими типами уплотнений, используемыми в таких машинах. Щёточное уплотнение имеет больший расход, но меньшие потери на трение, чем обычно используемое на данной позиции манжетное уплотнение.

#### 1.3.4. Динамика щёточных уплотнений

Динамические характеристики щёточных уплотнений известны в гораздо меньшей степени, чем динамические характеристики широко применяемых лабиринтных уплотнений. Информация о динамическом поведении щёточного уплотнения является, однако, одним из определяющих факторов в оценке работоспособности, надёжности и ресурса щёточного уплотнения. В [212] отмечалось, что при неправильном применении, щёточные уплотнения с отрицательным или нулевым зазором могут оказывать негативное влияние на динамику ротора в сравнении с лабиринтным уплотнением или щёточным уплотнением с положительным номинальным зазором. Влияние щёточных уплотнений на динамику ротора была названа среди текущих проблем также в [74].

В [128] были опубликованы первые результаты экспериментальных исследований на лабораторном стенде по динамическим коэффициентам жёсткости и демпфирования для узла, состоящего из четырёх щёточных уплотнений с нулевым номинальным зазором, при скоростях вращения 5000. . . 12 000 об/мин и давлений подачи 0.79. . . 1.83 МПа. ЩУ продемонстрировали улучшенные расходные и динамические характеристики (более высокая прямая жёсткость и очень малая поперечная жёсткость) по сравнению с лабиринтным уплотнением. Коэффициенты жёсткости щёточных уплотнений оказались практически нечувствительными к рабочим условиям.

Декнер в [381] провёл подробный сравнительный анализ динамических коэффициентов жёсткости и демпфирования короткого лабиринтного уплотнения и комбинированных щёточно-лабиринтных уплотнений. Щёточные уплотнения использовались в постановке с положительным номинальным зазором. В качестве основных результатов можно отметить, что динамическое поведение щёточно-лабиринтных уплотнений подобно поведению лабиринтного уплотнения. Это было связано с тем, что полного закрытия зазора в щёточном уплотнении не наблюдалось при давлениях до 1.0 МПа. Результаты также показали, что положение щётки (перед или после гребешков лабиринта) может существенно влиять на динамические коэффициенты жёсткости и демпфирования. Для

большинства рабочих точек щёточно-лабиринтные уплотнения имели более предпочтительные динамические коэффициенты (также вследствие значительно меньшего расхода).

Гасцнер в [383] исследовал динамические коэффициенты комбинированных щёточно-лабиринтных уплотнений, в которых щёточный пакет устанавливался с нулевым номинальным зазором. Результаты продемонстрировали преобладание механической жёсткости и демпфирования контактного щёточного уплотнения в динамических характеристиках исследованных конфигураций.

### 1.3.5. Модификации щёточных уплотнений

Наряду со стандартными конструктивными исполнениями щёточных уплотнений (щёточный пакет, упорное и защитное кольцо) были также предложены их различные модификации [137; 237; 238; 317].

В [237] было описано гибридное щёточное уплотнение с демпферными карманами, которое комбинирует малый расход щёточного уплотнения с увеличенным демпфированием лабиринтного уплотнения с карманами (рис. 1.5). Демпфирующие способности гибридных уплотнений изучались на вибростенде в условиях невращающегося вала.

Также было предложено плавающее щёточное уплотнение в комбинации с торцовым уплотнением [238]. В данной конструкции щёточное уплотнение вращается вместе с валом и находится во всплывшем состоянии по отношению к гидродинамическому торцовому уплотнению. Была предложена методология выбора параметров двух уплотнений.

В [137; 317; 318] были представлены конструкции щёточных уплотнений с опорными подушками. Волокна в таком уплотнении не контактируют с валом, а опираются на ряд металлических подушек-сегментов, которые расположены по окружности и соединены со статором через упругое основание (рис. 1.6а). Упругое основание податливо в радиальном направлении, но имеет достаточную жёсткость в осевом направлении. Под действием аэродинамических сил в зазоре подушки всплывают при выходе на рабочий режим и защищают волокна от износа. Использование подушек может привести к уменьшению расхода и потерь на

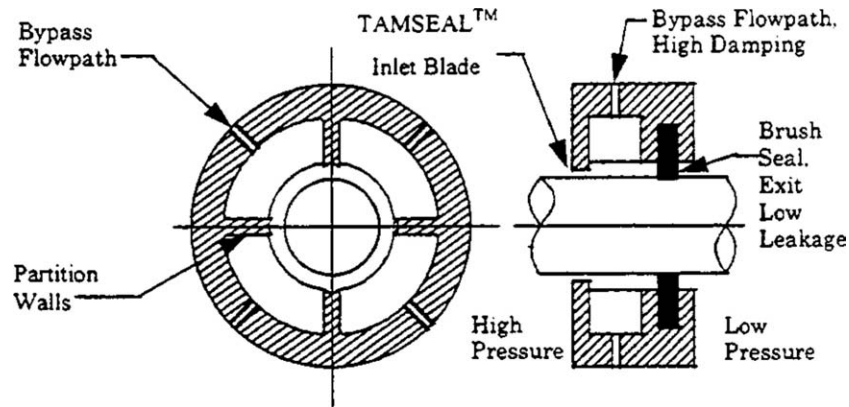
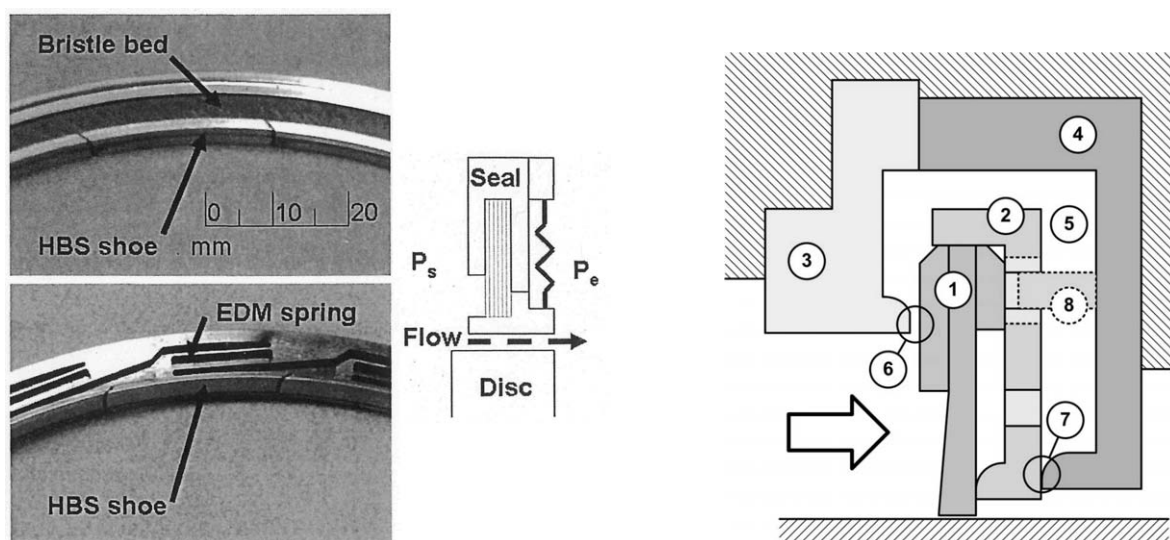


Рис. 1.5. Схема гибридного щёточного уплотнения с карманами [237]

трение в щёточном уплотнении, а также к уменьшению перекрёстной жёсткости. Дополнительным преимуществом является возможность использования щёточного уплотнения с подушками в реверсивном режиме вращения.

Сравнительный анализ расходных характеристик трёхгребешкового лабиринтного уплотнения, стандартного щёточного уплотнения и модифицированного щёточного уплотнения с опорными подушками, приведённый в [316], показал, что модифицированное уплотнение снижает расход на 30% по сравнению со стандартным щёточным уплотнением.

В [178] была изучена конструкция плавающего щёточного уплотнения с возможностью перемещения всего узла в радиальном направлении (рис. 1.66). Предотвращение вращения уплотнительного узла было реализовано с помощью штифта. Экспериментальные результаты, полученные для разных перепадов давления при малой скорости вращения вала, показали, что при малых перемещениях вала поведение предложенной конструкции аналогично поведению стандартного щёточного уплотнения. При больших значениях эксцентриситета вала (в выполненных экспериментах до 0.8 мм) возможность перемещения уплотнения в радиальном направлении ограничивает величину силы, возникающей при контакте волокон с поверхностью вала. Результаты показали, что величина расхода через уплотнение практически не зависит от величины эксцентриситета вала.



а) Щёточное уплотнение с опорными подушками [316]

б) Схема плавающего ЩУ [178]

Рис. 1.6. Модификации щёточных уплотнений

## 1.4. Другие типы уплотнений с податливыми элементами

Среди других типов уплотнений с податливыми элементами можно отметить пальчиковые (лепестковые) уплотнения [55; 291; 292; 374], лепестковые уплотнения с лепестками в осевом направлении (пластинчатые уплотнения) [187; 188], листовые уплотнения [141–143; 147; 167; 348]. По аналогии с подшипниками скольжения были предложены различные модификации плёночных уплотнений, в которых используется эффект аэродинамического всплытия, с упруго-демпферными элементами [201], с постоянными магнитами [376] и с самоустанавливающимися колодками (сегментами) [134]. Также можно отметить лабиринтные уплотнения с податливыми гребешками [200] и гидростатическое уплотнение, состоящее из относительно малого числа податливых элементов с профилированными подушками [315].

Особый упруго-пористый материал «металлорезина» (материал МР), разработка которого началась в 70-х годах XX века в Самарском государственном аэрокосмическом университете, анализируется в [27]. Материал МР был предложен для применения в различных областях, в том числе в подшипниковых и уплотнительных узлах.

Использование пальчиковых уплотнений<sup>3</sup>, которые также способны значительно уменьшать утечки по сравнению с лабиринтными уплотнениями, но дешевле щёточных уплотнений в изготовлении, позволяет уменьшить удельный расход топлива в газовых турбинах более чем на 1%, а прямые эксплуатационные расходы более чем на 0.5% [292]. Результаты, приведенные в работе [292], также показали, что потери на трение в пальчиковых и щёточных уплотнениях сопоставимы. На рис. 1.7a показан фрагмент бесконтактного пальчикового уплотнения.

Фирма *Mitsubishi Heavy Industries* опубликовала первый опыт применения листовых уплотнений<sup>4</sup> в турбинах [147; 348] (рис. 1.7б). Листовые уплотнения имели ненулевой зазор в холодном состоянии. Для тестирования на ресурс листовое уплотнение было установлено в серийную газовую турбину. После многократных циклов запуска и более 1000 часов работы износ листов оказался незначительным. Расход через листовое уплотнение составил одну треть от расхода через лабиринтное уплотнение с четырьмя гребешками и радиальным зазором 0.5 мм. Эффект всплытия листов был наглядно продемонстрирован как разрыв электрической цепи. Было отмечено, что в сравнении с щёточными уплотнениями, листовые уплотнения могут быть использованы для более высоких перепадов давления вследствие увеличенной осевой жёсткости (до 1.0 МПа по сравнению с 0.5 МПа для щёточных уплотнений [348]). Однако, листовые уплотнения значительно дороже в изготовлении, чем щёточные уплотнения.

Масштабированные прототипы листовых уплотнений были исследованы в [127] с целью изучения влияния различных параметров (число и толщина листов, угол наклона листов, шаг расстановки листов) на расходную характеристику уплотнения. Были предложены потенциальные направления развития технологии листовых уплотнений.

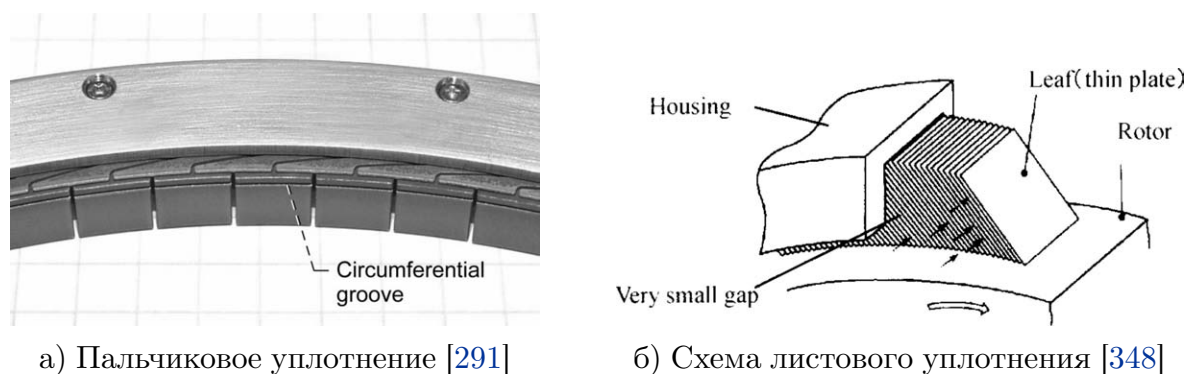
Результаты по расходным и жесткостным характеристикам прототипа листового уплотнения были представлены в [167]. Листовое уплотнение, демонстрирующее отрицательную жёсткость, было рассмотрено в [267]. Приведённый экспериментальный и теоретический анализ пока-

---

<sup>3</sup> *Finger seal*

<sup>4</sup> *Leaf seal*





а) Пальчиковое уплотнение [291]

б) Схема листового уплотнения [348]

Рис. 1.7. Примеры пальчиковых и листовых уплотнений

зал, что суммарная жёсткость уплотнения может становиться отрицательной вследствие взаимодействия механической и аэродинамической компонент. Теоретический анализ явления отрицательной жёсткости в листовых уплотнениях был выполнен в [213].

В [169] был представлен анализ трёх листовых уплотнений с различными зазорами в кольцах обоймы, приводящих к различиям в поведении податливых элементов (слабый и сильный эффект опускания листов, слабый эффект всплытия листов). Монтажный зазор для листов составлял 20 мкм. Полученные результаты в целом подтвердили желаемые характеристики уплотнений для различных давлений и скоростей вращения вала. В [202] описан высокооборотный экспериментальный стенд для тестирования листовых уплотнений.

В [141–143] был приведён анализ недостатков стандартных листовых уплотнений и предложена модифицированная конструкция, в которой лист имеет П-образную форму, а также используется дополнительное промежуточное кольцо<sup>5</sup> (рис. 1.8).

В качестве главного недостатка листовых уплотнений было отмечено плохо контролируемое изменение радиального зазора в процессе работы (опускание и всплытие листов) из-за сложного влияния осевых зазоров между листами и кольцами уплотнения. Установка промежуточного кольца была предложена в качестве меры пассивного управления всплытием и опусканием листов. Были указаны следующие геометрические параметры листовых уплотнений: толщина листа 125...255 мкм,

<sup>5</sup> *Compliant plate seal*

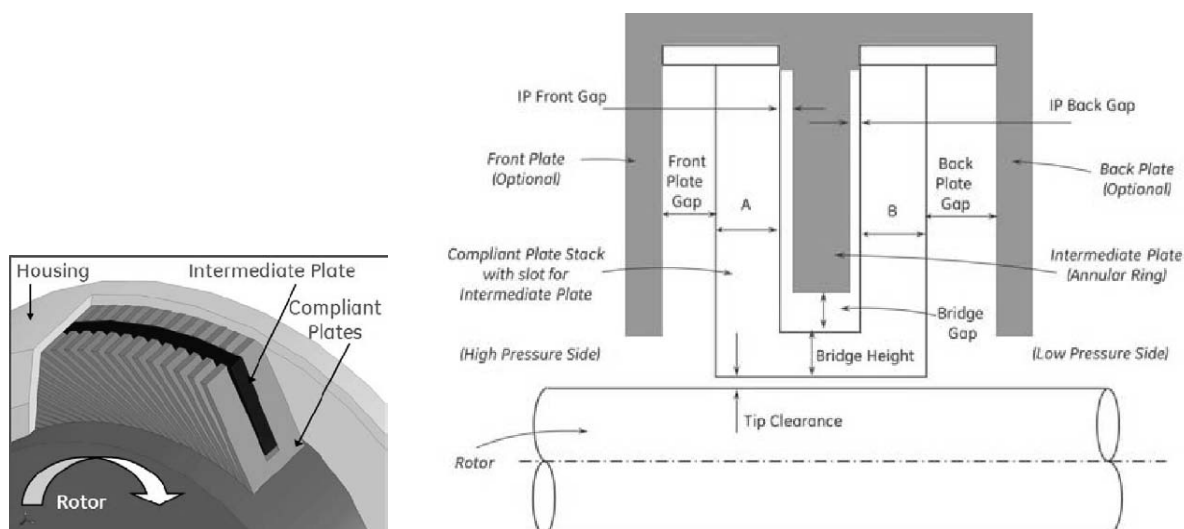


Рис. 1.8. Схема модифицированного листового уплотнения [141]

угол наклона листа  $30^\circ \dots 60^\circ$ . Экспериментальные исследования сопровождались численным моделированием малого сегмента уплотнения, включающего три листа, с помощью методов вычислительной гидродинамики. Способ изготовления модифицированных листовых уплотнений, показанных на рис. 1.8, описан в [73].

В [186; 187] была предложена конструкция уплотнения с лепестками в осевом направлении<sup>6</sup> (см. рис. 1.9). В качестве достоинств такого уплотнения были названы отсутствие износа при пуске и останове, долговечность, широкий диапазон рабочих давлений, низкая расходная характеристика, возможность вращения ротора по и против часовой стрелки, а также дешевизна в изготовлении.

Результаты экспериментального анализа уплотнений, предложенных в [187], были представлены в [288]. Была подтверждена возможность уплотнений воспринимать радиальные смещения вала. Однако результаты продемонстрировали неустойчивую расходную характеристику на малых перепадах давления из-за возникновения колебаний листов. В [288] был проведён анализ возможных причин возникновения колебаний, а также поиск решения для обнаруженной проблемы.

В [188] была предложена дальнейшая модификация уплотнения, показанного на рис. 1.9, включающая гидродинамические подушки.

<sup>6</sup> Pressure actuated leaf seal

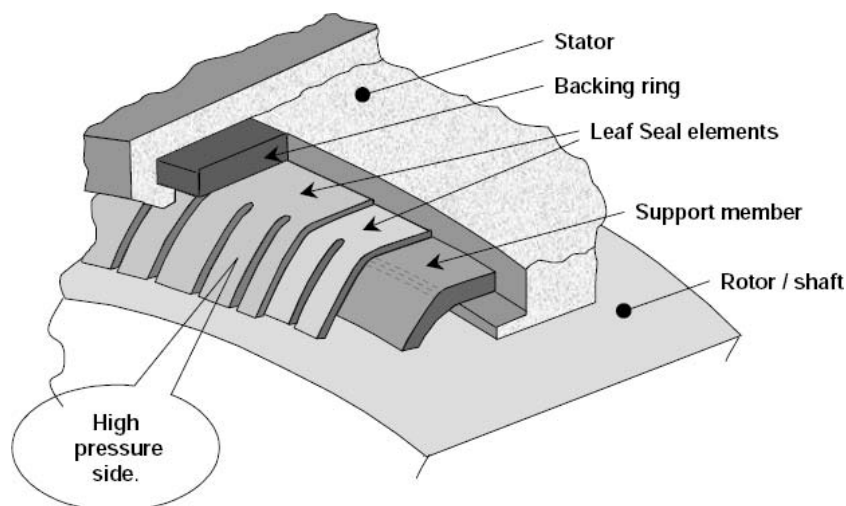


Рис. 1.9. Схема уплотнения с лепестками в осевом направлении [187]

## 1.5. Дополнительные технологии контроля за утечками

В настоящее время также интенсивно разрабатываются технологии активного и пассивного регулирования зазоров в турбомашинах.

Система активного управления зазорами между вращающимися и неподвижными элементами, основывающаяся на охлаждении элементов статора, была представлена в [191]. На рис. 1.10 приведена иллюстрация результата работы данной системы в виде характерной функции зазора в турбине высокого давления авиационного двигателя в процессе взлёта. Показаны изменения диаметров ротора (лопатки), неохлаждаемого статора и охлаждаемого статора в двух вариантах: при максимально возможном уменьшении зазора и при рациональном использовании предложенной системы охлаждения. Воздух для системы охлаждения должен был отбираться из канала вентилятора и возвращаться в выхлопную зону низкого давления.

В [147] описан простой способ активного контроля зазора в лабиринтных уплотнениях. Использовалось сегментированное уплотнение, в котором каждый сегмент подвешен на две пружины. Под действием давления сегменты перемещаются в радиальном направлении, закрывая или открывая зазор в уплотнении.

В [71] была предложена модификация стандартной технологии ва-

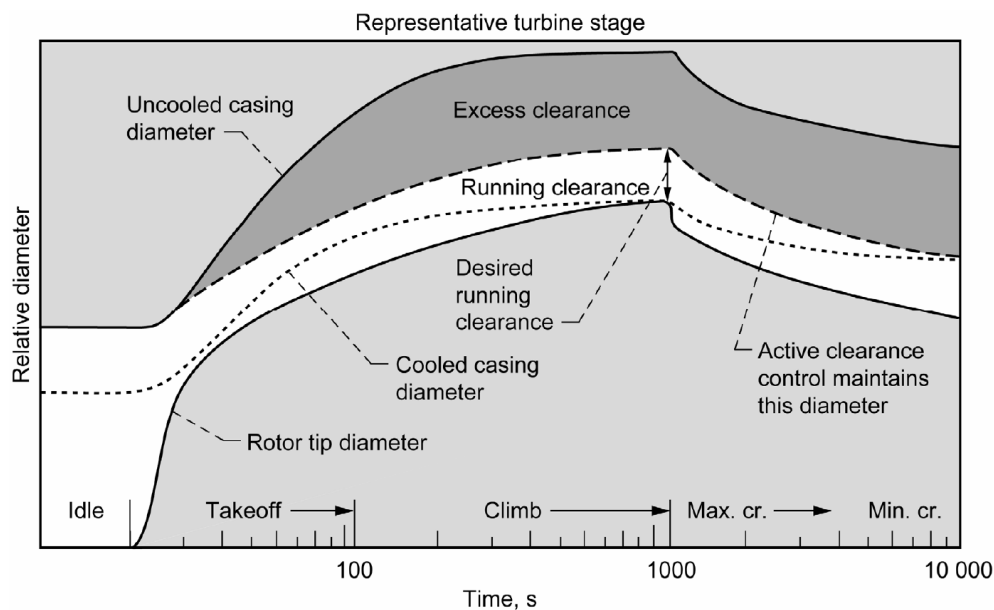
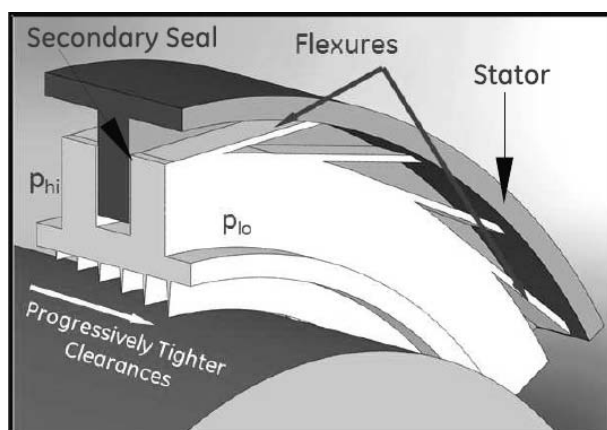


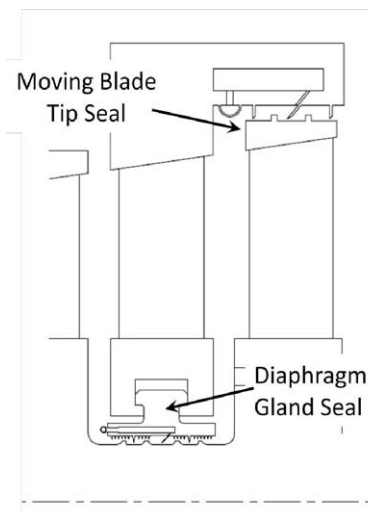
Рис. 1.10. Влияние охлаждения корпуса ТВД на лопаточный зазор при взлёте [191] (взято из [326])

рырируемого зазора в уплотнениях паровых турбин. Принцип стандартной технологии основан на опускании колец уплотнения при возникновении избыточного давления в турбине. В отсутствие давления кольца расходятся под действием установленных пружин. Недостаток такой схемы заключается в возможном повреждении колец уплотнения на переходных режимах работы. Повреждения могут возникнуть, когда кольца находятся в максимально закрытом положении. Авторы предлагают в [71] использовать дополнительный перепускной клапан для ряда уплотнительных колец. Демонстрация предложенной модификации показала, что использование двух клапанов является эффективным и экономически выгодным способом контроля зазора в уплотнениях.

В [311] была предложена система пассивного регулирования зазора в лабиринтном уплотнении. Гребешки в таком уплотнении имеют различные зазоры: более высокий зазор в области высокого давления, уменьшенный зазор в области малого давления (исследовались линейная и квадратичная функции изменения зазора), а обойма уплотнения крепится на упругих пластинах, которые обеспечивают запирающую силу (см. рис. 1.11a). В зависимости от перепада давления происходит увеличение или уменьшение зазора в уплотнении.



а) Лабиринтное уплотнение с варьируемым зазором [71]



б) Применение струйного барьера в лабиринтном уплотнении [206]

Рис. 1.11. Системы контроля за утечками в лабиринтных уплотнениях

Альтернативной технологией контроля за утечками в уплотнениях является использование струйных барьеров. Например, система струй может подаваться в камеру лабиринтного уплотнения под углом в направлении области высокого давления. В [206] с помощью методов вычислительной гидродинамики было показано, что такая технология способна уменьшить утечки на 25%, и была предложена новая пассивная конструкция на основе струйных барьеров для применения в турбинах (рис. 1.11б). Целесообразность использования подобных систем воздушной завесы определяется отношением уменьшения утечек к уменьшению КПД машины за счёт отвода части рабочей среды из зоны высокого давления. Дальнейшее развитие предложенной методики использования струйных барьеров с экспериментальным подтверждением принципа работы представлена в [203].

Другим широко распространённым направлением контроля за зазорами в уплотнениях турбомашин является использование абразивных покрытий [125; 343; 366]. Обзор данной технологии приведён в [74].

## 1.6. Теоретические методы исследования уплотнений

### 1.6.1. Обзор теоретических подходов

Для расчёта бесконтактных уплотнений могут быть использованы модели различной степени сложности. При удовлетворении допущений теории смазки (в первую очередь малый радиальный зазор) для расчёта щелевых уплотнений простой геометрии может применяться аппарат расчёта гидродинамических подшипников скольжения (см., например, [5; 11; 62]). В ряде случаев данный подход может использоваться и для расчёта лабиринтных уплотнений при работе как с несжимаемой средой (см., например, [66]), так и с газом. Однако, использование уравнения Рейнольдса для моделирования уплотнений в большинстве случаев является неадекватным из-за нарушений допущений теории смазки. Поэтому построение общих моделей бесконтактных уплотнений основывается на использовании двух подходов: метода (теории) интегральных характеристик [205] или методов вычислительной гидродинамики (ВГД).

Метод на основе теории интегральных характеристик<sup>7</sup> получил широкое распространение в теоретическом анализе уплотнений из-за его простоты и малых вычислительных затрат по сравнению с методами ВГД, а также из-за способности предсказывать характеристики уплотнений с удовлетворительной точностью [163; 164; 211; 249; 309; 351].

В [117; 118; 120; 320] приведены базовые уравнения метода интегральных характеристик (МИХ), предназначенные для расчёта лабиринтных уплотнений. Метод основан на использовании полуэмпирических зависимостей. Для расчёта динамических коэффициентов уплотнений в теории интегральных характеристик используется метод возмущений. Многие работы также показали, что метод интегральных характеристик не всегда справляется с поставленной задачей, выдавая неадекватные результаты. Для улучшения точности МИХ предлагались его различные модификации.

---

<sup>7</sup> *Bulk-flow analysis*

Ранние работы по использованию методов вычислительной гидродинамики для моделирования уплотнений концентрировались на создании собственных расчётных программ [88; 91; 273; 307]. В настоящее время все чаще используются доступные коммерческие и свободно распространяемые программы общего назначения для решения уравнений Навье-Стокса [204; 218; 258; 259; 310].

Работа [273] стала одной из первых, в которой для моделирования уплотнений использовались методы вычислительной гидродинамики. Уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу, дискретизировались методом конечных разностей. В качестве модели турбулентности использовалась модель  $(k - \varepsilon)$ . Динамические коэффициенты жёсткости и демпфирования определялись методом возмущений.

Для расчёта динамических коэффициентов с использованием ВГД-моделей широкое распространение получил так называемый частотный метод [88; 91; 204; 218; 258; 307; 310; 392], который заключается в выполнении стационарных расчётов во вращающейся системе координат. Преимуществом частотного метода является его относительная экономичность с позиции организации и выполнения вычислительного процесса. Также для определения динамических коэффициентов может использоваться метод конечных возмущений [303] и различные подходы, основанные на выполнении нестационарных расчётов с прецессирующим валом [244; 373].

В [258] было проведено сравнение использования методов ВГД и МИХ для расчёта коэффициентов жёсткости и демпфирования лабиринтного уплотнения с восемью гребешками на статоре. В сравнении с экспериментом ВГД-модель дала более близкие результаты, чем МИХ-модель, но разница между теорией и экспериментом осталась значительной. Сравнению ВГД и МИХ также посвящена работа [204].

В [310] было получено хорошее согласование между вычисленными, полученными с помощью ВГД-модели, и экспериментальными коэффициентами жёсткости короткого лабиринтного уплотнения при различных значениях входной закрутки газа.

Моделированию флаттера в лабиринтном уплотнении посвящена работа [69]. Связанные аэродинамический и структурный расчёты про-

демонстрировали аэроупругую неустойчивость уплотнения с четырьмя гребешками. Уменьшение числа гребешков до трёх и использование кольца жёсткости позволило избежать возникновения неустойчивости.

Анализ динамики роторных систем с самоустанавливающимися щелевыми уплотнениями рассмотрен в [19].

Теоретическому анализу пальчиковых уплотнений с использованием аэродинамических и механических моделей различной степени сложности посвящены работы [101; 102; 250; 346; 347; 358]. Теоретический анализ листового уплотнения приведён в [221].

Для анализа спиральных колебаний валов были предложены различные аналитические модели, описывающие подводимую и отводимую теплоту в подшипниковом или уплотнительном узле как функцию, пропорциональную либо перемещению вала, либо скорости вращения, либо ускорению.

В [225; 385; 386] была предложена аналитическая модель эффекта Ньюкирка, которая получила широкое распространение. Также предлагались модификации классической модели Келленбергера [321]. В [156; 157] сравнение данных мониторинга турбогенератора с расчётной оценкой устойчивости показало, что модель теплового потока, пропорционального скорости вращения вала, приводит к более адекватным результатам. Более сложные модели спиральных колебаний были предложены в [93; 264].

С постоянным увеличением вычислительных мощностей и удешевлением вычислительных экспериментов находят всё более широкое применение различные методы оптимизации с целью улучшения характеристик опор и уплотнений, а также роторной системы в целом. Методы математического программирования использовались в [126; 185; 194; 294; 295; 300; 329; 330; 344; 345]. Эволюционные вычисления и вероятностные методы применялись в [83; 84; 331; 367]. Методы планирования эксперимента и другие методы интеллектуального анализа данных использовались в [256; 269; 367].

Методы оптимизации геометрии канала лабиринтных и щелевых уплотнений с целью минимизации расходной характеристики использовались в [269; 295; 300; 331; 367]. В [331] оптимизированная геометрия



короткого конфузторного лабиринта выявила снижение расхода на 10% при неизменном зазоре по сравнению с базовой конфигурацией.

### 1.6.2. Моделирование щёточных уплотнений

Модели щёточных уплотнений можно разделить на механические модели для расчёта изгиба волокон [65; 82; 152; 189; 340; 375]; модели, использующие методы вычислительной гидродинамики (ВГД), в которых щёточный пакет рассматривается как пористая среда [95; 105; 115; 148; 158; 242; 243; 275; 336; 390]; модели ВГД с рассмотрением дискретной структуры щётки [31; 100; 114; 231]; а также различные комбинации моделей ВГД с механическими моделями [81; 132; 133; 240; 356].

#### Механические модели для расчёта изгиба волокон

Расчёт напряжённо-деформированного состояния волокон щёточного уплотнения вследствие аэродинамической нагрузки или контактного взаимодействия с элементами ротора и статора является важной задачей при определении рабочих радиальных зазоров в уплотнении, жесткостных и демпфирующих характеристик щёточного пакета, а также износа уплотнения.

В [189] был предложен метод расчёта трёхмерного изгиба волокон в пакете щёточного уплотнения. Метод позволяет проводить расчёт для большого числа волокон, и основан на линейной балочной теории с учётом произвольной аэродинамической нагрузки и контакта между волокнами и обоймой уплотнения. Результаты расчётов продемонстрировали адекватные результаты.

В [375] исследовался эффект гистерезиса (зависимость расхода от истории нагружения) в ЩУ и возможности его уменьшения. Гистерезис моделировался как потеря энергии в цикле нагружения узла.

В [139] представлен аналитический подход для оценки изгибной силы, возникающей в щёточном пакете при контакте с валом. Отдельное волокно рассматривалось как балка с закреплённым концом. Оценка суммарной силы для целого пакета щёточного уплотнения была про-

изведена путём суммирования единичных сил, умноженных на эмпирический коэффициент, учитывающий трение между волокнами.

Филимонова [65] представила упрощённую механическую модель ЩУ газотурбинного двигателя для определения необходимого перепада давления, при котором происходит закрытие радиального зазора между щёточным пакетом и поверхностью вала.

В [152] представлена конечно-элементная модель нескольких волокон ЩУ, построенная в пакете **Abaqus** с учётом контактного взаимодействия с трением. Аэродинамическая нагрузка при этом задавалась с помощью модельной функции давления. Сравнение результатов расчётов с экспериментальными данными для контактной силы продемонстрировало согласование. Дальнейший анализ разработанной методики для структурного расчёта сегмента ЩУ приведён в [151; 153].

### **Модели для расчёта течения газа в щёточном уплотнении**

Использование методов вычислительной гидродинамики является необходимым при моделировании течения уплотняемой среды в каналах щёточного уплотнения. Включение в модель отдельных волокон пакета представляется трудоёмкой задачей с точки зрения вычислительных ресурсов. Это связано с большим числом волокон в пакете (плотность упаковки лежит в пределах 50...200 волокон на миллиметр в окружном направлении), а также с малым диаметром проволоки. Поэтому в моделях с учётом дискретной структуры пакета рассматривается, как правило, идеализированная геометрия малого сегмента щёточного пакета с небольшим количеством волокон. Однако даже такие ограниченные модели позволяют получать ценные результаты.

В [100; 231] решались уравнения Навье-Стокса на двумерной расчётной области с целью определения давления и картин течения вокруг массива неподвижных волокон круглого сечения. Течение в пакете было принято ламинарным. Расчётные данные сравнивались с результатами эксперимента в гидродинамической трубе по визуализации течения в идеализированном пакете. Модель идеализированного щёточного пакета использовалась для изучения эффекта поднятия волокон в [114].

В [281] была предложена методология моделирования идеализированного щётчного уплотнения с помощью методов ВГД. Для анализа чувствительности параметров работоспособности (расход, температура, силовые факторы) на геометрические параметры уплотнения использовались методы планирования эксперимента. Оценка относительного влияния отдельных параметров и их взаимодействия была выполнена на основе численного определения соответствующих градиентов. Результаты показали, что диаметр микропровода оказывал наибольшее влияние на все рассмотренные параметры работоспособности.

В [350] были представлены результаты моделирования теплового состояния ряда волокон щётчного уплотнения с учётом трения. Было приведено сравнение результатов расчётов по расходу, крутящему моменту и максимальной температуре с экспериментальными данными.

### **Рассмотрение щётчного пакета в качестве пористой среды**

Распространённым подходом для моделирования пакета щётчного уплотнения методами ВГД является представление набора волокон в качестве непрерывной пористой среды [95; 148]. Поведение пористой среды описывается обобщённым законом Дарси, в котором учитывается вязкостное и инерционное сопротивление. Различные модели пористой среды, предложенные для моделирования щётчных пакетов, отличаются выражениями для определения коэффициентов сопротивления.

Классическая модель *Эргуна* [160] была применена несколькими авторами для моделирования щётчных уплотнений. Наибольшее же распространение получила модель, предложенная в [115; 116], в которых на основе экспериментальных данных из [95] для учета анизотропии в щётчном пакете были изменены вязкостный и инерционный коэффициенты сопротивления в направлении, параллельном волокнам.

В [390] была предложена дополнительная модификация вязкостного коэффициента сопротивления. Обсуждение различных выражений для расчёта коэффициентов сопротивления модели пористой среды в приложении к щётчным уплотнениям приведено в [105]. В работе рассматривался сегмент щётчного уплотнения. Также в [105] приведены

результаты теоретического исследования влияния щёточного пакета на величину закрутки потока газа.

Расчёт распределений температуры в щёточном пакете с использованием двумерной модели пористой среды и аналитического подхода представлен в [149]. Тепловой поток, генерируемый при трении волокон о вал, определялся из коэффициента трения (0.25...0.47 для сплава Naupes 25), контактного давления (5.5...827.4 кПа) и скорости вращения вала (12...300 м/с).

Основной проблемой при использовании моделей пористой среды является необходимость проведения калибровки, которая заключается в подгонке выбранных параметров модели с целью получения адекватных результатов с использованием либо известных экспериментальных данных, либо разработанных ранее рекомендаций. В зависимости от компоновки щёточного уплотнения изменяемыми параметрами могут быть свободный зазор и толщина пакета в осевом направлении. Калибровка может также осуществляться путём непосредственного изменения коэффициентов сопротивления. При эксцентричном положении вала функции толщины пакета и свободного радиального зазора могут зависеть от окружной координаты.

Также при моделировании с использованием модели пористой среды щёточный пакет может быть разделён на несколько зон с различными коэффициентами сопротивления (например, на зону между защитным и упорным кольцами и на зону в свободном зазоре между кольцами и валом [148; 166]). В [148] коэффициенты сопротивления в верхней части щёточного пакета были увеличены на 20% по сравнению с частью пакета, открытого со стороны упорного кольца.

### **Связанные расчёты механического и аэродинамического состояния щёточного уплотнения**

Механические модели щёточных уплотнений могут комбинироваться как с детальными аэродинамическими моделями, в которых рассматриваются отдельные волокна, так и с аэродинамическими моделями, в которых щёточный пакет описывается как пористая среда.

Связанный расчёт щёточного уплотнения с использованием модели пористой среды был представлен в [81]. Вычисленные силы сопротивления в пористой среде экспортировались в механическую модель для расчёта деформаций волокон и контактных сил, возникающих при закрытии свободного зазора. Похожий подход использовался в [356] для исследования щёточных уплотнений с ненулевым номинальным зазором. Также в [356] выполнялись экспериментальные исследования, результаты которых использовались для калибровки модели пористой среды. Результаты показали значительные отличия в поведении щёточных уплотнений, установленных внахлест и с положительным зазором.

В [133] описывается трёхмерная механическая конечно-элементная модель сегмента щёточного пакета для исследования явления гистерезиса. Граничные условия для механической модели импортировались из двумерного расчёта течения через щёточный пакет с использованием модели пористой среды. В механической модели использовались следующие значения коэффициента трения: 0.2 для взаимодействия между волокнами; 0.28 для контактных пар «волокна – ротор» и «волокна – опорное кольцо» (см., также, [132]).

В [240] была разработана теоретическая модель идеализированного щёточного уплотнения на основе связанного расчёта. Поток газа через пакет рассчитывался с помощью методов ВГД, полученное распределение давления на поверхности волокон экспортировалось в программу для структурного расчёта. Затем генерировалась новая сетка для расчёта потока на основе нового распределения волокон в пространстве. Структурный расчёт выполнялся с использованием линейной балочной теории без учёта трения. Во избежание вырождения вычислительной сетки при сближении отдельных волокон под действием нагрузки диаметр проволоки уменьшался на небольшую величину (2%), что приводило к гарантированному зазору между волокнами при расчёте потока газа. Из-за сложности процедуры расчёта модель включала в себя лишь небольшое число волокон. Результаты продемонстрировали возможность несимметричной упаковки пакета вследствие аэродинамической нагрузки.

## 1.7. Структура исследования

Исходя из цели диссертационной работы и сформулированных задач, а также предварительного анализа объекта исследования и проведённого обзора тематических работ, была разработана программа исследования, определившая структуру диссертации.

Во **введении** сведена информация по общей характеристике диссертационного исследования.

Основная часть диссертации разделена на семь глав. **Первая глава** является обзорной главой и служит введением в тему исследования.

Во **второй 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 **третьей главе** рассматриваются подходы к расчёту уплотнительных узлов. Приведена общая аэродинамическая модель бесконтактного уплотнения на основе полной системы уравнений Навье-Стокса. В базовой модели щёточного уплотнения пакет рассматривается как пористая среда. Также описывается аэродинамическая модель с учётом дискретной структуры щёточного пакета. Рассматриваются подходы к структурному расчёту податливых элементов.

**Четвертая глава** посвящена анализу динамической системы «ротор – уплотнения». В главе описываются задачи динамики роторных машин. В качестве базовой модели системы используется конечно-элементная формулировка на основе балочного элемента Тимошенко с 10 степенями свободы. Представлен анализ динамики роторной системы турбовинтового двигателя. Рассмотрено влияние уплотнений на динамику роторной системы, а также методы определения их динамических характеристик.

**Пятая глава** состоит из двух частей. В первой части главы опи-

сываются численные методы для решения уравнений математических моделей, приведённых в главах 3 и 4. 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.

**Шестая глава** содержит результаты по характеристикам различных лабиринтных и щёточных уплотнений, полученные в рамках данной работы. Приведён подробный сравнительный анализ данных экспериментальных и теоретических исследований. Показаны распределения давлений, расход, динамические коэффициенты жёсткости и демпфирования, а также другие результаты. При анализе использовались также экспериментальные данные, взятые из литературы.

Заключительная, **седьмая**, глава посвящена обобщению полученных данных 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 авиационных двигателях. Формулируются рекомендации по применению щёточных уплотнений в турбомашинах. В главе также приведено описание нового экспериментального стенда, разработанного на кафедре «Конструкция и проектирование двигателей» МАИ, для тестирования щёточных уплотнений.

В **заключении** кратко подводятся общий итог диссертационного исследования.

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.

## 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.*

### 2.1. Классификация уплотнений турбомашин

Термин «уплотнительная техника» включает в себя многообразие устройств. Это затрудняет составление стандартизованной классификации уплотнений в компактной форме. Классификации уплотнений могут быть найдены в [12; 16; 17; 24; 36; 62]. Основные типы уплотнений, применяемые в двигателях летательных аппаратов, освещаются в [47].

Следуя наиболее общей классификации, уплотнения можно разделить на: 1) уплотнения неподвижных соединений и 2) уплотнения подвижных соединений, сопряжённые поверхности которых совершают возвратно-поступательное или вращательное движение. В зависимости от среды уплотнения делятся на жидкостные, газовые и газожидкостные. Примером газожидкостных уплотнений служат уплотнения узлов подшипников, работающие в условиях воздушно-масляной среды.

Укрупненная классификация уплотнений показана на рис. 2.1. Вторая классификация, в которой более подробно рассмотрены типы, представляющие интерес в рамках данной работы, приведена ниже.





Рис. 2.1. Укрупнённая классификация уплотнений

В качестве основных типов в укрупнённой классификации выделены контактные и бесконтактные уплотнения, а также уплотнения с податливыми (упругими) элементами. Статические, гидродинамические и разделительные уплотнения дополняют используемую классификацию.

Важным классом уплотнений являются статические уплотнения, используемые для герметизации неподвижных соединений, например, в камерах сгорания, в системе подачи топлива, в стыках различных элементов статора.

Разделительные уплотнения и устройства нашли широкое применение в подвижных соединениях, совершающих возвратно-поступательные движения, а также в специальных приложениях, в которых требуется высшая степень герметичности. К специальным приложениям можно также отнести магнитожидкостные уплотнения [229].

К классу контактных уплотнений подвижных соединений в данной работе относятся уплотнения, рабочие поверхности которых находятся в постоянном контакте на любом рабочем режиме. Уплотнения, рабочие элементы которых образуют (или могут образовывать) незамкнутую зону контакта, например, щёточные уплотнения, относятся в приведённой

классификации к уплотнениям с податливыми элементами.

Из-за отсутствия номинального (монтажного) зазора контактные уплотнения характеризуются минимальными утечками. Основным параметром, ограничивающим использование контактных уплотнений в подвижных соединениях, является относительная скорость сопряжённых поверхностей. Высокие скорости вращения приводят к повышенным потерям на трение, некомпенсируемому износу уплотнения, а также к дополнительному выделению тепла. Все эти явления приводят к увеличению утечек и могут негативно влиять на ресурс уплотнения.

К важным типам контактных уплотнений подвижных элементов относятся торцовые уплотнения валов (осевые механические уплотнения), манжетные и сальниковые уплотнения (осевые и радиальные эластомерные уплотнения).

Принцип работы торцовых уплотнений сводится к механическому контакту между притёртыми сопряжёнными поверхностями. Рабочие поверхности торцовых уплотнений могут представлять собой как специальные вставки (шайбы), так и являться непосредственно элементами сопрягаемых деталей. В торцовых уплотнениях износ рабочих поверхностей компенсируется механическим элементом, например, пружиной.

Пружинные элементы также применяются в радиальных бесконтактных и контактных уплотнениях. Например, в [23] описан анализ сегментных уплотнений с браслетными и осевыми пружинами.

Перспективным направлением развития торцовых уплотнений являются торцовые газодинамические уплотнения (ТГДУ), конструкции которых позволяют формироваться тонкой газовой плёнкой, предотвращающей непосредственный механический контакт рабочих поверхностей во время работы (см. [8; 10; 61; 64]).

Сопряжённые поверхности торцовых уплотнений выполняются из твердых антифрикционных материалов и должны отвечать жёстким требованиям по гладкости и отклонениям от формы. Данные факторы могут приводить к значительной стоимости изготовления таких уплотнений. Шайбы торцовых уплотнений выполняются из металла или графита. Используются специальные покрытия (например, карбид вольфрама). По сравнению с другими типами контактных уплотнений тор-

цовые уплотнения могут применяться в более широких диапазонах рабочих скоростей, давлений и температур, имеют более длительный срок службы.

В эластомерных уплотнениях одна из сопряжённых поверхностей принадлежит упругому элементу, выполненному из высокоэластичного материала. Вследствие этого ко второй сопряжённой поверхности не предъявляются такие высокие требования по обработке как в случае торцовых уплотнений. Эластомерные уплотнения являются дешёвыми в изготовлении и демонстрируют высокую герметичность, но могут использоваться в довольно ограниченном диапазоне рабочих условий (перепад давления, окружная скорость, диаметр вала).

Эластичные кольца в уплотнительных узлах устанавливаются с натягом для обеспечения необходимого предварительного давления между сопряжёнными поверхностями. Определение рациональной величины натяга является одной из главных задач при проектировании эластомерных уплотнений. Малый натяг приведёт к повышенным утечкам. С другой стороны, слишком большой натяг может привести к повышенному истиранию, выделению тепла и, в итоге, к преждевременному выходу уплотнения из строя. Дополнительный натяг в манжетных уплотнениях обеспечивается за счёт уплотняемой среды в зоне высокого давления. Данный эффект достигается конструктивным исполнением.

Эластомерные уплотнения выполняются различной формы: с круглым, прямоугольным, крестообразным, V-, Г-, Т-образным сечением. Манжетные уплотнения могут иметь более сложную геометрию. Эластомерные уплотнения изготавливаются из резины, ткани, кожи, полимерных и других материалов. Также используются металлические манжеты. По аналогии с торцовыми уплотнениями сальниковые и манжетные уплотнения могут устанавливаться совместно с пружиной, которая поджимает набивку уплотнения.

К контактными уплотнениям также можно отнести уплотнения с подвижными кольцами. Очень малый зазор между кольцом и валом обеспечивает малые утечки. Зазоры кольца с элементами статора позволяют рабочему элементу свободно перемещаться в радиальном и осевом направлениях. При возникновении перепада давления кольцо прижимает-

ся к торцу элемента статора, обеспечивая необходимую герметизацию. Уплотнения с плавающими кольцами могут использоваться в качестве концевых уплотнений.

Работа гидродинамических уплотнений зависит от скорости вращения ротора. Сопряжённые поверхности гидродинамических уплотнений выполняются с канавками или образуют специальные каналы (спиральные и импеллерные уплотнения, вихревые уплотнения, центробежные уплотнения, гидравлический затвор). За счёт высокой скорости вращения в тракты гидродинамических уплотнений засасывается уплотняемая среда и создаётся противодействие, позволяющее уменьшить утечки среды из зоны высокого давления.

ТГДУ, указанные выше, и другие плёночные торцовые уплотнения<sup>1</sup>, в которых в условиях высоких скоростей вращения вала сопряжённые поверхности могут разделяться тонким слоем уплотняемой среды, можно также отнести в категорию гидродинамических уплотнений.

Вторая классификация уплотнений турбомашин, в которой более подробно рассмотрены бесконтактные уплотнения и уплотнения с податливыми элементами, приведена на рис. 2.2.

При проектировании бесконтактных уплотнений конструктивно закладывается номинальный зазор между сопряжёнными поверхностями. На всех режимах работы сопряжённые поверхности бесконтактных уплотнений сохраняют небольшой зазор. Этим обуславливается главное преимущество бесконтактных уплотнений, заключающееся в отсутствии износа при штатных условиях эксплуатации. Поэтому различные конструкции бесконтактных уплотнений нашли широкое применение в высокоскоростных агрегатах.

К базовым типам бесконтактных уплотнений в классификации, показанной на рис. 2.2, отнесены щелевые, лабиринтные (лабиринтовые, гребешковые) и демпферные уплотнения.

В бесконтактных уплотнениях дросселирование потока происходит в первую очередь вследствие возникновения местных потерь на трение. Такие уплотнения (щелевые, лабиринтные) также иногда называют ста-

---

<sup>1</sup> Film-riding face seal



Рис. 2.2. Классификация бесконтактных и податливых уплотнений

тическими уплотнениями, т. к. при работе не происходит значительного изменения площади открытого сечения в зазоре, и расходные характеристики незначительно зависят от скорости вращения вала.

Уплотнительные узлы с податливыми (упругими) элементами относятся к промежуточному классу между контактными и бесконтактными уплотнениями. В [24] для описания таких уплотнений используется термин «следящие уплотнения». В уплотнениях с податливыми элементами возможен непосредственный контакт сопряжённых поверхностей согласно заложенным конструктивным особенностям или из-за деформации податливых элементов под действием давления, но также возможно и раскрытие зазора из-за всплытия податливых элементов или уменьшения нагрузки. Поэтому контактная зона в таких уплотнениях характеризуется незамкнутостью и зависимостью от геометрических и рабочих параметров.

Уплотнения с податливыми элементами можно также называть динамическими, т. к. в процессе работы могут происходить значительные изменения величины номинального зазора.

Уплотнения с абразивными покрытиями, выделенные в отдельный класс, представляют собой в первую очередь лабиринтные уплотнения и уплотнения с податливыми элементами, используемые совместно со специальными напылениями на сопряжённые поверхности или с прирабатываемыми покрытиями. Примером последнего является комбинация лабиринтного уплотнения с гребешками на роторе и сотового уплотнения на статоре. В этом случае процесс приработки заключается в образовании канавок в сотах, изготовленных из мягкого материала, вследствие лёгкого контакта с гребешками.

Приведённые на рис. 2.1 и рис. 2.2 классификации уплотнений допускают различные комбинации отдельных блоков. Например, гладкое щелевое уплотнение может быть как цилиндрическим, так и конфузорным или диффузорным; лабиринтное уплотнение может быть установлено совместно с сотовым уплотнением; манжета может комбинироваться с гидродинамическим уплотнением и т. д. Также известны примеры последовательной установки контактных и бесконтактных уплотнений для обеспечения герметизации на всех режимах работы.

Щёточные уплотнения, а также некоторые другие типы уплотнений из классификации, показанной на рис. 2.2, подробно рассмотрены в последующих разделах текущей главы.

В литературе также встречается использование термина «щёточное уплотнение» для узлов с жёсткими щёточными элементами, изготавливаемыми с помощью технологии импульсной электрохимической обработки [34; 67]. При этом уплотнительный элемент выполняется в виде вставок или непосредственно на торце пера лопатки.

## 2.2. Щелевые и демпферные уплотнения

Гладкие щелевые уплотнения представляют собой простейший тип бесконтактных уплотнительных узлов с гарантированным зазором. Щелевые уплотнения часто используются в качестве жидкостных уплотне-

ний и широко применяются в различных насосных агрегатах. В этом случае щелевые уплотнения могут устанавливаться как между отдельными ступенями (промежуточные уплотнения) насоса, так и на импеллере и в разгрузочном устройстве. Также щелевые уплотнения могут использоваться в качестве торцовых уплотнений.

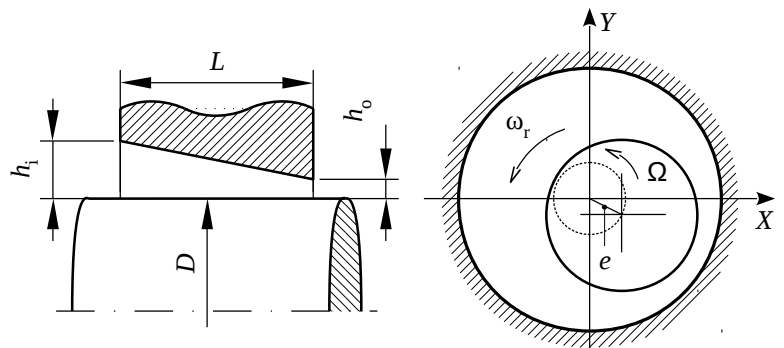
На рис. 2.3а показаны в качестве примера втулки щелевых уплотнений, установка которых заключается во вкручивании уплотнения в элемент статора. Схема щелевого уплотнения с гладкой конической втулкой показана на рис. 2.3б. Также применяются самоустанавливающиеся щелевые уплотнения (уплотнения с плавающими кольцами), втулка которых может перемещаться в радиальном направлении [24].

Работа гладкого щелевого уплотнения напоминает работу гидродинамического подшипника скольжения с осевой подачей смазки. Основные отличия заключаются в различных диапазонах геометрических параметров  $L/D$  (отношение длины уплотнения к диаметру вала) и  $2h/D$  (отношение среднего радиального зазора к радиусу вала), а также рабочих эксцентриситетов вала. Доминирующим направлением потока в щелевых уплотнениях является осевое, которое характеризуется большими числами Рейнольдса. Тогда как в гидродинамических подшипниках преобладающим направлением является окружное с малыми числами Рейнольдса.

Для определения расходной характеристики щелевого уплотнения широко используется понятие коэффициента сопротивления щели.



а) Цилиндрические втулки [62]



б) Схема уплотнения с конической втулкой

Рис. 2.3. Гладкие щелевые уплотнения

При малых зазорах, больших нагрузках и высоких скоростях поток уплотняемой среды может генерировать значительные силы в уплотнении даже на малых эксцентриситетах вала. Поэтому щелевые уплотнения могут рассматриваться как вспомогательные опоры, которые должны быть учтены при динамическом анализе роторных систем (см., например, [19; 22; 62]).

Расходные и динамические характеристики щелевых уплотнений определяются радиальными зазорами в щели, поэтому важнейшей задачей при проектировании является анализ реальных зазоров, возникающих в процессе эксплуатации [21].

Втулка щелевого уплотнения, показанного на рис. 2.36, имеет конусообразную форму. Конусность (непостоянный радиальный зазор в канале в осевом направлении) уплотнения задаётся либо конструктивно, либо формируется в процессе эксплуатации из-за упругих деформаций корпуса статора вследствие сборки, перекоса, перепада давления и температуры.

Коэффициент конусности  $q$  определяется как (см. рис. 2.36):

$$q = \frac{h_0 - h_1}{h_0 + h_1}. \quad (2.1)$$

В зависимости от коэффициента конусности канал щелевого уплотнения может быть конфузорным (положительные значения  $q$ ) или диффузорным (отрицательные значения  $q$ ). По сравнению с цилиндрической втулкой конусность может оказывать значительное влияние на расходные и динамические характеристики щелевого уплотнения (см., например, [295]). Влияние конусности в деформированном лабиринтном уплотнении на расход теоретически анализировалось в [60].

Конструктивно отличный от нуля коэффициент конусности задаётся с целью улучшения динамических характеристик уплотнения, т. е. для уменьшения влияния уплотнения на динамику роторной системы.

Цилиндрические втулки имеют наименьший расход по сравнению с диффузорными или конфузорными втулками при одинаковом минимальном зазоре. Конфузорные втулки могут демонстрировать улучшенные жесткостные и демпфирующие свойства, тогда как диффузорный канал может заметно ухудшить динамические характеристики системы.



К щелевым уплотнениям также можно отнести демпферные уплотнения, такие как сотовые и лунковые уплотнения, а также уплотнения с демпферными карманами. Демпферные уплотнения были предложены как альтернатива лабиринтным уплотнениям, которые, как правило, демонстрируют низкую демпфирующую способность, но могут возбуждать колебания вала за счёт высоких значений поперечной жёсткости.

Демпферные уплотнения характеризуются сложной конфигурацией поверхности статора, которая, по аналогии с лабиринтными уплотнениями, создаёт чередование расширяющихся и сужающихся зон как в осевом, так и в окружном направлениях. Наличие «камер» по окружности позволяет гасить закрутку потока газа, уменьшая тем самым поперечную жёсткость уплотнения.

В качестве первых уплотнений с увеличенными демпфирующими характеристиками были предложены сотовые уплотнения, в которых на поверхность статора наносится сотовая структура, изготовленная из тонкой металлической фольги толщиной 70...130 мкм с типичным размером сот около 3 мм [176]. В газовых турбинах сотовые уплотнения используются, как правило, в качестве абразивного уплотнения на позициях, претерпевающих значительные изменения в значениях радиальных зазоров на рабочих режимах по сравнению с номинальным состоянием. Пример сегмента сотового уплотнения показан на рис. 2.4.

Лунковые уплотнения были предложены для увеличения жёсткости структуры впадин на поверхности статора, а также для упрощения технологии их производства. Отличия лунковых уплотнений от сотовых заключаются в размерах впадин и перемычек. В лунковых уплотнениях на одной из сопряжённых поверхностей также наносится сетка впадин (сетка отверстий), но с более крупным шагом. Форма впадин и характер их распределения по поверхности могут варьироваться.

При правильном проектировании и применении сотовые и лунковые способны демонстрировать уменьшение расходной характеристики (по сравнению со сквозным лабиринтом) и улучшение динамических свойств. Однако известны также случаи возникновения дестабилизирующих сил в таких уплотнениях.

Щелевые уплотнения с демпферными карманами появились в на-

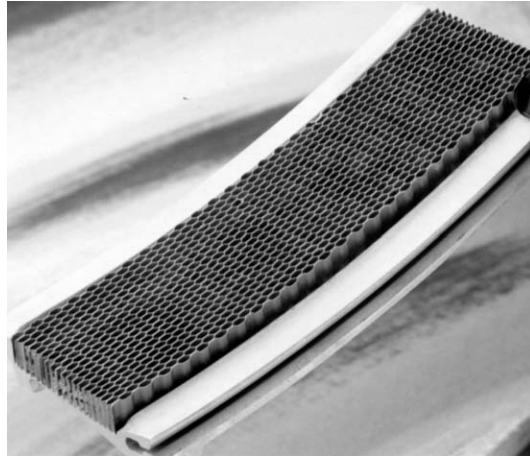


Рис. 2.4. Сегмент сотового уплотнения [339]

чале 1990-х из работ по демпферам для подшипников [237]. Данный тип уплотнений является разработкой *Texas A&M Univeristy*, известной под именем TAMSEAL [332].

Уплотнения с демпферными карманами демонстрируют наибольшее демпфирование (по сравнению с другими типами щелевых уплотнений), а также малую поперечную жесткость. К настоящему времени известны успешные приложения уплотнений с демпферными карманами в промышленных компрессорах [121; 161; 241].

Оригинальная конструкция уплотнения с двумя гребешками и четырьмя карманами показана на рис. 2.5. Карманы в окружном направлении формируются с помощью перегородок (поз. 20 на рис. 2.5), разделяющих камеру уплотнения между гребешками. Функция перегородок заключается в уменьшении окружной составляющей скорости газа, а также в создании областей по окружности уплотнения с различным изменяющимся давлением.

Другой особенностью базовой конструкции уплотнения с демпферными карманами является диффузорный зазор (зазор входного гребешка меньше зазора выходного гребешка). Это конструктивное решение было предложено на основе ряда работ по лабиринтным уплотнениям, в которых было обнаружено увеличение демпфирования при использовании диффузорного канала. Полагается, что при вибрации ротора более высокая модуляция давления на входе из-за меньшего зазора и более низкая модуляция на выходе из-за более высокого зазора приводят к

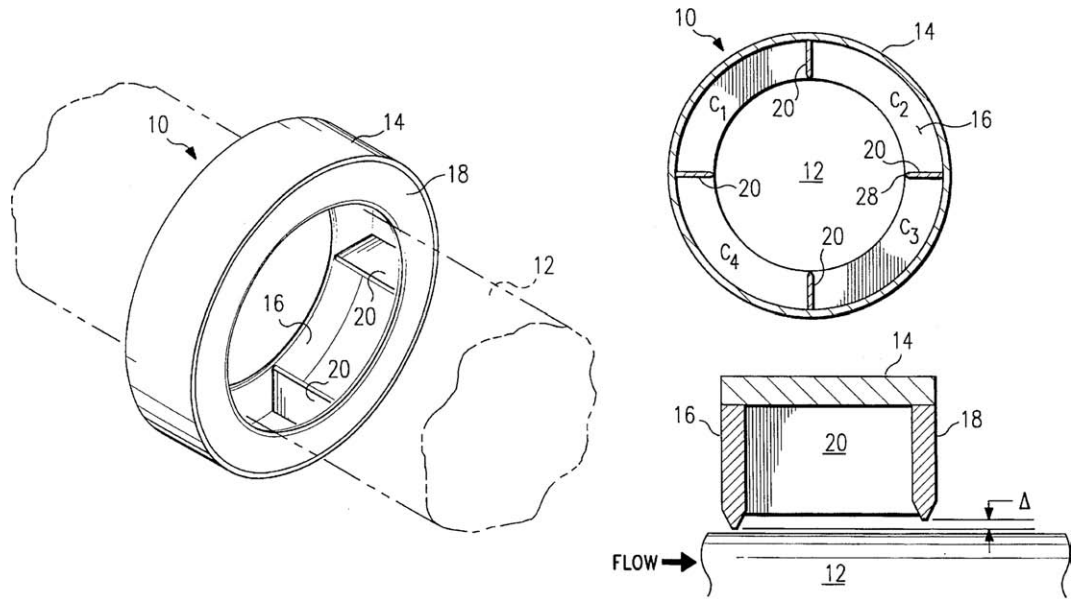


Рис. 2.5. Базовая схема уплотнения с демпферными карманами [332]

тому, что направление динамической силы давления противоположно колебательному движению. Однако, как было отмечено выше, диффузорный зазор может приводить к ухудшению динамических характеристик уплотнения, например, к отрицательной прямой жёсткости.

Щелевые уплотнения с демпферными карманами характеризуются числом гребешков и формой гребешков, числом карманов в каждой камере, размерами камеры. Данные конструктивные параметры могут значительно менять расходные и динамические характеристики уплотнения с демпферными карманами.

В многокамерных демпферных уплотнениях карманы формируются лишь в нечётных камерах. Камеры с карманами и без карманов называются в этом случае активными и пассивными камерами соответственно. Назначение пассивных камер заключается в создании постоянного давления на входе в следующую активную камеру, что было также обосновано с использованием результатов более ранних работ. Пассивные камеры не участвуют в генерации демпфирования, поэтому они выполняются более короткими, чем активные камеры.

В процессе развития технологии демпферных уплотнений с карманами была предложена конструкция «полностью разделённого» уплотнения, в которой все камеры содержат перегородки (карманы), т. е. яв-

ляются активными. На рис. 2.6 показано сравнение двух типов уплотнений с демпферными карманами.

Преимуществом полного демпферного уплотнения является переход значений прямой жёсткости из отрицательных в положительные при увеличении частоты возбуждения [161]. Также некоторые экспериментальные исследования продемонстрировали более высокое демпфирование в полных уплотнениях по сравнению со стандартными уплотнениями с демпферными карманами.

В приведённых на рис. 2.6 схемах диффузорный зазор в активных камерах задаётся не конусностью, а с помощью пазов на выходных гребешках. Это упрощает и удешевляет процесс изготовления уплотнения. Также исследуются демпферные уплотнения с постоянным зазором.

Различные экспериментальные исследования продемонстрировали увеличенный расход демпферных уплотнений с карманами по сравнению с эквивалентными лабиринтными уплотнениями (до 30% в [361]). Динамические характеристики демпферных уплотнений с карманами демонстрируют явную зависимость от частоты возбуждения.

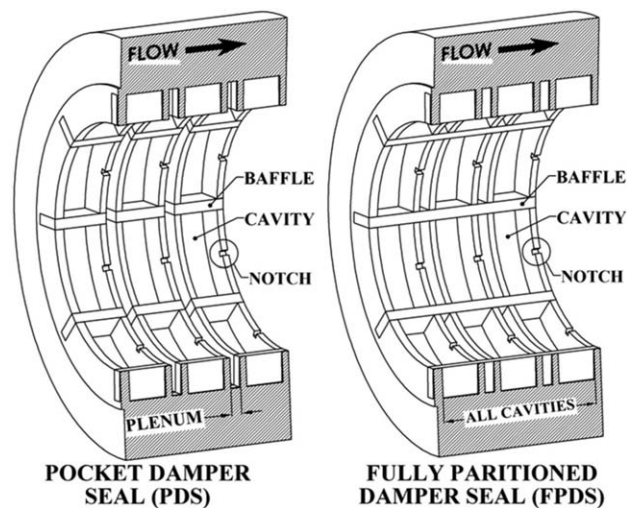


Рис. 2.6. Схемы стандартного (слева) и полного (справа) уплотнений с демпферными карманами [162]

## 2.3. Лабиринтные уплотнения

### 2.3.1. Конструкции лабиринтных уплотнений

Лабиринтные (гребешковые) уплотнения относятся к наиболее распространённому типу бесконтактных газовых уплотнений, используемому в турбомашинах. Существуют также жидкостные лабиринтные уплотнения, которые, однако, отличаются от газовых геометрией камер и гребешков, а также механизмом герметизации.

Лабиринтное уплотнение представляет собой набор чередующихся камер и гребней с различным относительным расположением, образуя тем самым лабиринтный канал для течения уплотняемой среды.

Герметизация в бесконтактных лабиринтных уплотнениях происходит за счёт ступенчатого процесса расширения-сжатия уплотняемой среды, приводящего к преобразованию потенциальной энергии давления в кинетическую энергию газового потока, протекающего через систему камер и гребней. В идеальном случае процесс расширения-сжатия является адиабатным и может быть продемонстрирован с использованием кривой Фанно (см. ниже).

Расходная характеристика лабиринтного уплотнения в первую очередь определяется минимальным радиальным зазором между гребешками и поверхностью вала. Однако при заданном радиальном зазоре гребешков расход уплотнения может также заметно меняться в зависимости от конструкций лабиринта (полный лабиринт, гребешки на роторе или статоре, конфузорный или диффузорный ступенчатый лабиринт, наклонённые гребешки, число и размер гребешков и камер).

На рис. 2.7 схематично представлены основные типы лабиринтных уплотнений. Схема может быть дополнена различными комбинациями отдельных типов (например, ступенчатый лабиринт с наклонёнными гребешками; лабиринтные уплотнения с абразивными покрытиями).

Также известны конструкции компактных радиальных лабиринтных уплотнений, которые, однако, из-за ограниченного осевого расширения находят лишь единичные приложения в турбомашинах.

Простейшую конфигурацию лабиринтного уплотнения представля-

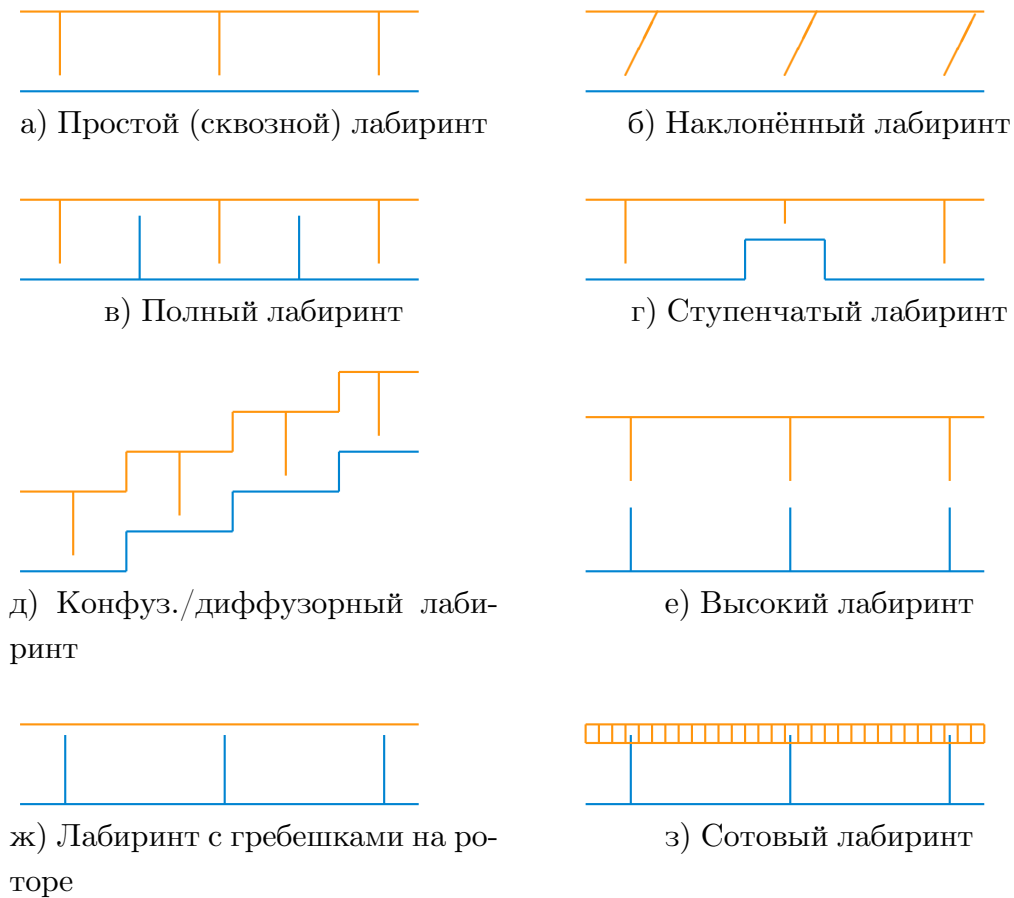


Рис. 2.7. Различные виды лабиринтных уплотнений

ет собой сквозной лабиринт, который не накладывает ограничения на осевое смещение вала из-за теплового расширения или осевых колебаний. Сквозной лабиринт также прост в изготовлении и монтаже. Однако отсутствие дополнительных помех в канале уплотнения для изменения направления потока приводит к ухудшению характеристики герметичности по сравнению с лабиринтами более сложной геометрии при одинаковых осевых размерах.

Снижение утечек по сравнению со сквозным лабиринтом при прочих равных параметрах (осевая длина, число гребешков, радиальный зазор под гребешками) демонстрируют уплотнения с полным, ступенчатым или сотовым лабиринтом. Также наклон гребешков позволяет сократить расход. С другой стороны, данные конфигурации лабиринта являются более сложными в изготовлении и сборке. Некоторые из них могут быть использованы лишь в комбинации с разъёмными корпусами.

В табл. 2.1 приведено сравнение относительного уменьшения расхода в лабиринтных уплотнениях, определённое экспериментально в [387].

Конструкция лабиринтного уплотнения также может в значительной степени влиять на аэродинамические силы, возникающие в каналах лабиринта, которые в свою очередь могут отрицательно влиять на динамику роторной системы. Особое внимание должно быть уделено тангенциальной по отношению к положению вала составляющей реакции уплотнения. Высокие значения тангенциальной силы могут привести к возникновению динамической неустойчивости всей роторной системы.

Тангенциальная сила в уплотнении напрямую зависит от величины тангенциальной составляющей скорости уплотняемого газа. Поэтому распространённым подходом для уменьшения тангенциальной составляющей реакции является использование дополнительных колец на входе в уплотнение для снижения начальной закрутки газового потока. Другой метод для понижения уровня аэродинамических сил, возникающих в канале лабиринта, а также для уменьшения вероятности касания элементов статора и ротора заключается в назначении увеличенных зазоров в лабиринте, что, однако, отрицательно влияет на значение КПД всей установки.

Основными конструктивными параметрами лабиринтного уплотнения наряду со схемой являются число, форма и размер гребней, размер камер, радиальный зазор.

Гребни изготавливаются из листовой стали, либо вырезаются непосредственно на втулке ротора или статора. Пример лабиринтного уплотнения с гребешками, расположенными на роторе, приведён на рис. 2.8.

Гребни лабиринта выполняются по возможности тонкими и острыми. Тонкостенные гребни препятствуют переносу тепла, передаваемого уплотняемой средой в материал уплотнения. Острые углы на окончании гребешка приводят к меньшим расходным коэффициентам щели. В уплотнениях с тонкостенными гребнями также допускаются кратковременные касания элементов ротора и статора.

Значение минимального радиального зазора должно выбираться с учётом максимальной амплитуды колебаний вала и возможного теплового расширения сопряжённых поверхностей.

Таблица 2.1. Относительное уменьшение расхода различных лабиринтных уплотнений [387, табл. 8.1]

Вариант	Тип лабиринта	$\dot{m}/\dot{m}_1$
1	Сквозной	1.0
2	В два раза уменьшенная высота камеры	0.96
3	В два раза увеличенная высота камеры	1.01
4	Удвоенное число камер в варианте 2	0.97
5	Гребешки на роторе	1.06
6	Сотовый лабиринт	0.59
7	Полный лабиринт	0.78
8	Конфузорный лабиринт	0.91
9	Высокий лабиринт	0.85

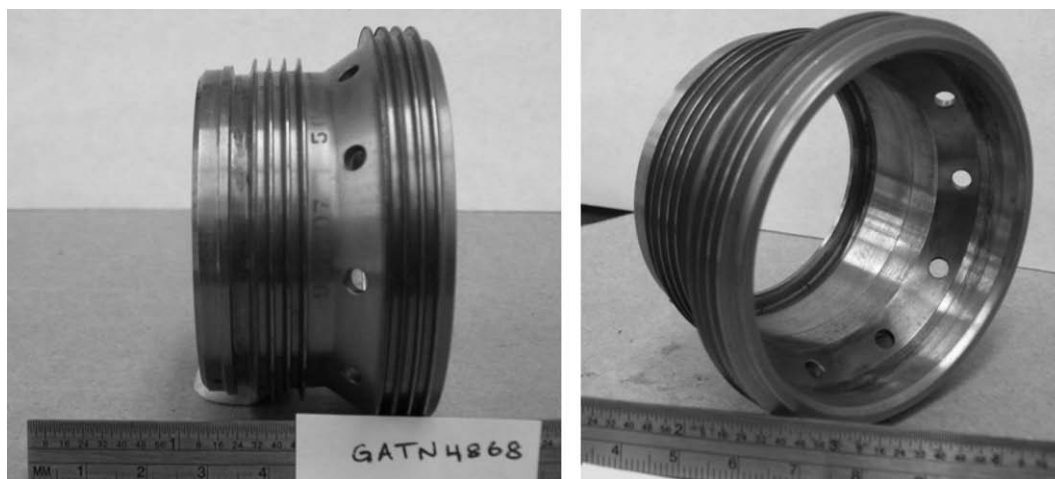


Рис. 2.8. Лабиринтное уплотнение с гребешками на роторе [138]

Величину минимального зазора в уплотнении турбомашины можно оценить с помощью следующего выражения [396, С. 555]:

$$h_{\min} = (kD + 0.25) / 1000, \quad (2.2)$$

где  $D$  – диаметр ротора,  $k$  – коэффициент, учитывающий термическое расширение деталей и зазоры в подшипниках. В зависимости от турбомашины коэффициент  $k$  принимает значения 0.6, 0.85, 1.3 [396, С. 555].

Лабиринтные уплотнения могут применяться в широком диапазоне перепадов давления и температур и не имеют ограничений по скорости вращения вала. Ресурс лабиринтных уплотнений практически не огра-



ничен при отсутствии контактных взаимодействий с ротором.

### 2.3.2. Основы течения газа в лабиринте

Лабиринтное уплотнение рассматривается как последовательность дросселирующих элементов, в которых происходит ступенчатое понижение давления газа. Данный процесс можно сравнить с процессом понижения скорости среды при последовательном её вытекании из системы резервуаров, расположенных вертикально [387].

В камере перед уплотнением газ получает ускорение при приближении к сечению с наименьшим зазором под первым гребешком. При этом потенциальная энергия газа превращается в кинетическую. Затем газ с высокой кинетической энергией поступает в камеру лабиринта, где происходит диссипация кинетической энергии за счёт образования завихрений. Допуская идеальное изменение состояния среды, описанный принцип работы лабиринта характеризуется нижеследующими двумя термодинамическими процессами.

1. Изотропное расширение газа в зазоре под гребешком.
2. Изобарное завихрение потока газа в камере.

Графическое представление происходящих процессов в лабиринте на  $(h, s)$ -диаграмме приводит к так называемой кривой Фанно, которая строится по вершинам изотропного расширения газа для каждого гребешка (см. рис 2.9). При построении кривой Фанно используются нижеследующие выражения.

$$\text{Массовый баланс:} \quad \dot{m} = \frac{V}{\nu} A. \quad (2.3)$$

$$\text{Баланс энергии:} \quad \frac{V^2}{2} = \Delta h. \quad (2.4)$$

$$\text{Кривая Фанно:} \quad \frac{\sqrt{2\Delta h}}{\nu} = \frac{\dot{m}}{A} = \text{const.} \quad (2.5)$$

Перед уплотнением газ находится в состоянии покоя со следующими параметрами:  $p_0, T_0, \nu_0, V_0 = 0$ . При протекании через первый гребешок

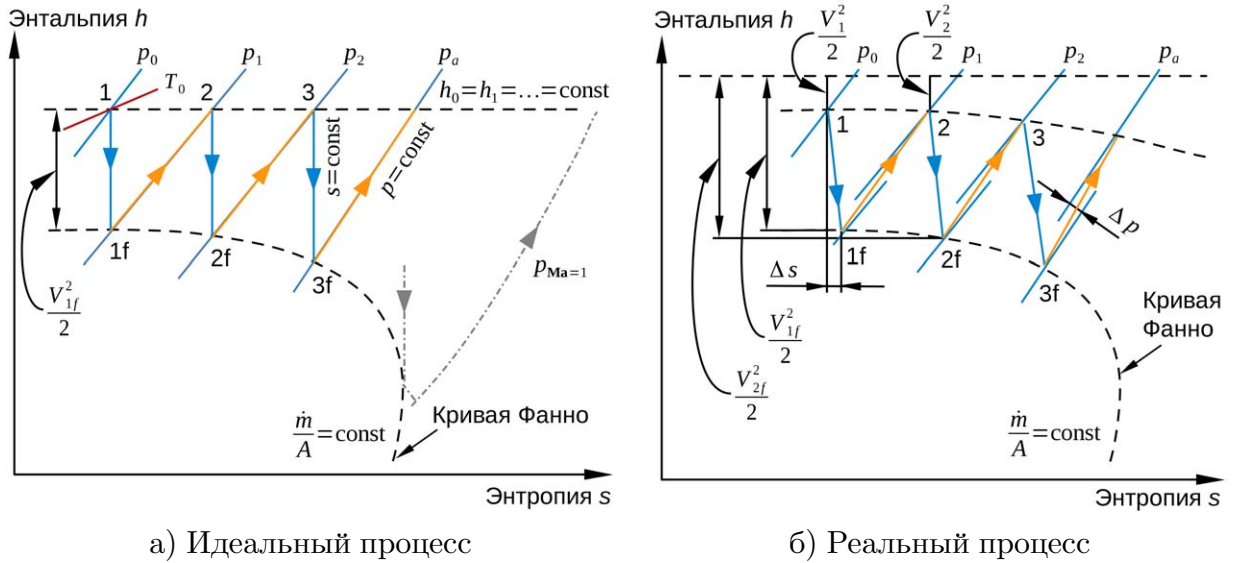


Рис. 2.9. Термодинамический процесс в лабиринтном уплотнении

шок газ подвергается обратимому адиабатическому (изоэнтропическому) расширению, при котором начальное давление  $p_0$  понижается до величины  $p_1$  (изоэнтропа 11 $_f$  на рис 2.9). Пересечение изоэнтропы с кривой Фанно даёт новое состояние газа после первого гребешка:  $p_1, \nu_1, T_1$ . Разница энтальпий газа  $\Delta h_{11f} = h_1 - h_{1f}$  преобразовывается в кинетическую энергию. При этом скорость газа становится равной:

$$V_{1f} = \sqrt{2\Delta h_{11f}}. \quad (2.6)$$

В камере за первым гребешком кинетическая энергия преобразуется во внутреннюю энергию (энтальпию) газа. Процесс происходит при постоянном давлении и представляется изобарой  $p_1$  на рис. 2.9. Точка 2, являющаяся пересечением линии  $h_1 = h_2 = \dots = \text{const}$  и изобары  $p_1$ , представляет новое состояние покоя газа перед вторым гребешком.

Описанный процесс повторяется во всех последующих камерах лабиринта, пока не будет достигнуто установленное давление на выходе из уплотнения. При этом скорость газа при прохождении сечения с наименьшим зазором под гребешком непрерывно увеличивается в каждом дросселирующем элементе.

Ситуация, когда изоэнтропа становится касательной к кривой Фанно (штрихпунктирная изоэнтропа на рис. 2.9), соответствует достижению скорости звука в соответствующем сечении с наименьшим зазором.

В лабиринтных уплотнениях такая ситуация может произойти лишь в последней камере. Режим работы лабиринтного уплотнения часто характеризуют как докритический (максимальное число Маха при прохождении последней щели  $Ma < 1$ ) и закритический ( $Ma \geq 1$ ).

Реальный процесс в лабиринтном уплотнении значительно отличается от идеального, описанного выше. Реальный процесс также может рассматриваться как адиабатический, но два допущения об изотропном расширении и изобарном завихрении в этом случае не выполняются.

На рис. 2.9 схематично приведена  $(h, s)$ -диаграмма для реального процесса. Скорость газа перед уплотнением не равна нулю, поэтому полная энтальпия начального состояния есть  $(h_0 + V_0/2)$ . Процесс расширения  $11_f$  является теперь политропным, при котором возникают потери на трение. Потери приводят к увеличению энтропии на величину  $\Delta s$ . Вследствие ограниченного объема последующей камеры, в ней происходит частичное восстановление (повышение) давления на величину  $\Delta p$ , т. е. изменение состояния газа  $1_f2$  происходит не вдоль изобары. Преобразование кинетической энергии также происходит не полностью: газ перед вторым гребешком имеет конечную скорость  $V_1$ . Повторение процесса в последующих камерах лабиринта приводит к тому, что точки 1, 2, ... не лежат на горизонтальной линии  $h_0 = h_1 = \dots = \text{const}$ .

## 2.4. Щёточные уплотнения

### 2.4.1. Конструкции щёточных уплотнений

Щёточные уплотнения являются на настоящий момент наиболее развитой технологией уплотнений с податливыми элементами. Разработка данной технологии велась в первую очередь для замены лабиринтных уплотнений на щёточные как в новых машинах, так и при проведении модернизации с целью уменьшения утечек и осевых размеров уплотнительного узла, т. е. повышения КПД агрегата. Фотографии пакета типичного щёточного уплотнения показаны на рис. 2.10.

Из различных источников следует, что уменьшение утечек при замене лабиринтного уплотнения на щёточное может составлять от 50%

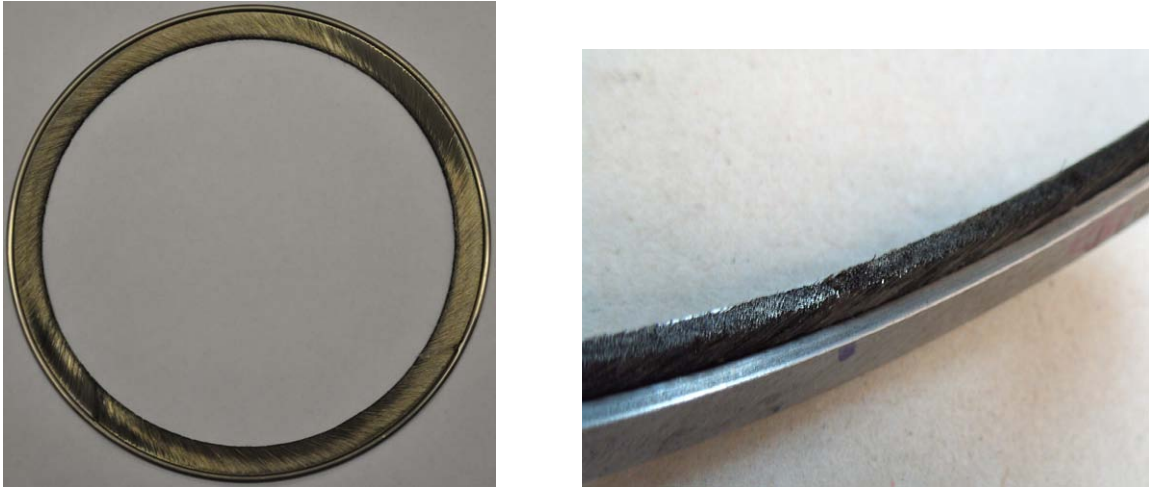


Рис. 2.10. Щёточный пакет отдельно (слева) и в сборке (справа)

до 70%. Использование щёточных уплотнений, установленных с нулевым радиальным зазором или с натягом, приводит к ещё более высокому выигрышу по расходной характеристике. Согласно другой наглядной оценке, основанной на результатах экспериментальных исследований, одно щёточное уплотнение позволяет заменить одно стандартное лабиринтное уплотнение с пятью гребешками. Как отмечалось выше, динамические характеристики щёточных уплотнений и их влияние на колебания ротора являются практически неисследованной областью.

Щёточное уплотнение состоит, как правило, из щёточного пакета и защитного и упорного колец, образующих обойму. Пакет уплотнения составлен из большого числа тонких, металлических или неметаллических волокон, расположенных под углом в окружном направлении, которые либо скреплены между собой с помощью обруча (механическое крепление), либо соединены с использованием сварки. Два указанных метода сборки щёточного пакета являются единственными методами, получившими распространение.

Две стандартные конструктивные схемы щёточных уплотнений показаны на рис. 2.11 с главным отличием в способе изготовления щёточного пакета. Щёточный пакет представляет собой статический элемент уплотнительного узла. Однако также известны специальные случаи установки щёточного пакета на вращающемся роторе.

Практическое описание технологии щёточных уплотнений приве-

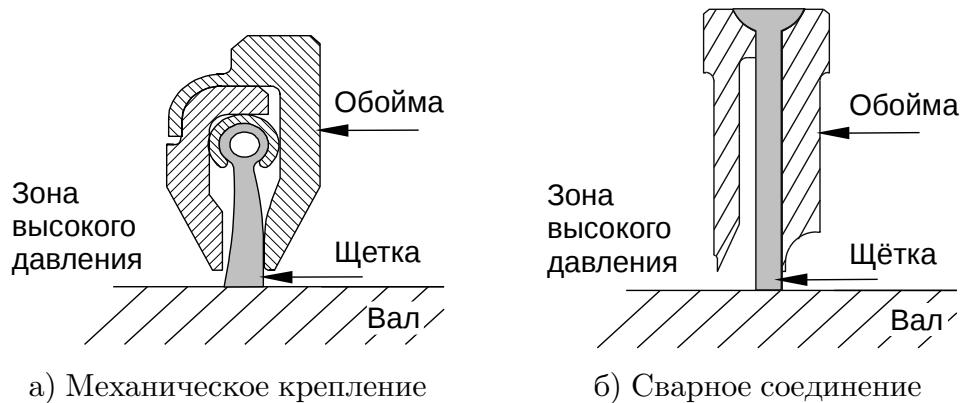


Рис. 2.11. Типовые схемы щёточных уплотнений

дено в [391, раздел 7.3]. Информация по щёточным уплотнениям от фирм-производителей может быть найдена в соответствующих проспектах (см., например, [130; 155; 182; 368]).

Диапазоны типичных геометрических и рабочих параметров щёточных уплотнений, изготовленных из металлического или из синтетического волокна, приведены в табл. 2.2. Также было предложено изготовление щёточных пакетов из углеродных или керамических волокон для использования в высокотемпературных условиях.

Выбором проволоки малого или большого диаметров можно контролировать жёсткость щёточного пакета. Плотность упаковки определяется из диаметра проволоки и толщины пакета в осевом направлении. Значение параметра плотности упаковки представляет собой число волокон в пакете на миллиметр в окружном направлении.

Волокна в щёточном пакете устанавливаются под углом в окружном направлении для предотвращения потери устойчивости и поломок при контакте с ротором. В этой связи стандартные щёточные уплотнения не могут работать в реверсивном режиме, когда вал вращается в противоположную сторону.

Сборка узла с щёточным уплотнением может осуществляться с положительным радиальным зазором, с нулевым зазором, а также с отрицательным зазором (внахлёт, в натяг). Щёточное уплотнение имеет податливые элементы (волокна), поэтому реальная величина остаточного зазора при эксплуатации зависит от рабочих параметров, в первую

Таблица 2.2. Типичные геометрические и рабочие параметры ЩУ

	Металлическая проволока (Наунес 25)	Синтетическое волокно (Кевлар)
Диаметр проволоки [мкм]	50 – 200	12 – 150
Угол наклона [°]	20 – 60	10 – 60
Номинальный радиальный зазор [мкм]	положительный, нулевой, внахлест	
Плотность упаковки [шт/мм]	50 – 200	до 7000
Диаметр уплотнения [мм]	10 – 3000	20 – 600
Макс. перепад давления [МПа]	3.5	2.0
Макс. линейная скорость вала [м/с]	500	150
Макс. температура [°С]	815	250

очередь от давления. Положительный номинальный зазор позволяет избежать контактного взаимодействия или уменьшить силы при контакте волокон с поверхностью вала, т. е. уменьшить износ, но может привести к повышению расхода. Щёточные уплотнения с положительным номинальным зазором используются в турбомашинах с увеличенными интервалами между инспекциями, например, в паровых турбинах.

Вследствие меньшего диаметра проволоки и более плотной упаковки щёточные пакеты из синтетического волокна демонстрируют улучшенные расходные характеристики по сравнению с металлическими пакетами. Главными ограничениями в использовании синтетических волокон являются деградация материала уже при умеренных температурах среды, а также низкая механическая жёсткость. Это объясняет значительно более узкие диапазоны рабочих параметров, при которых могут быть использованы синтетические щёточные пакеты.

Металлическая проволока может изготавливаться из жаропрочных сплавов на основе кобальта, никеля, хрома и вольфрама. Широкое распространение получил коммерческий сплав Наунес 25 [196], химическая формула которого приведена в табл. 2.3.

В качестве синтетического волокна используются арамиды, которые, однако, имеют относительно узкий диапазон рабочих температур. Наиболее распространённым синтетическим материалом, применяемом для изготовления пакетов щёточных уплотнений, является Кевлар.

В табл. 2.2 представлены экстремальные границы диапазона рабочих параметров щёточных уплотнений. Реальные границы применения зависят от конкретного приложения (авиационные двигатели, стационарные газовые турбины, паровые турбины), места установки уплотнения, а также компоновки уплотняемого узла.

В приложениях с увеличенными интервалами инспекции щёточные уплотнения часто применяются совместно с различными лабиринтными конфигурациями. Гребешки в таких комбинациях служат в качестве резерва на случай выхода из строя щёточного уплотнения, но также могут использоваться для предохранения щёточного уплотнения и контроля за локальным перепадом давления через щёточный пакет.

Комбинации щёточных и лабиринтных уплотнений часто используются в паровых турбинах и стационарных газотурбинных установках. Фотографии таких уплотнений приведены в качестве примера на рис. 2.12. Также для защиты волокон перед щёточным пакетом на поверхности вала могут устанавливаться дефлекторы.

**Преимущества** щёточных уплотнений над стандартными лабиринтными уплотнениями приведены ниже.

**Значительно более высокая герметичность.** Большое число волокон в щёточном пакете создаёт дополнительные местные потери в канале уплотнения, что приводит к значительному уменьшению утечек по сравнению с лабиринтными уплотнениями.

**Эффект закрытия зазора.** Щёточные уплотнения характеризуются изменяемым (адаптивным) радиальным зазором между поверхностью вала и кончиками волокон. Под действием перепада давления через щёточный пакет с номинальным положительным зазором волок-

Таблица 2.3. Химическая формула сплава Inconel 25 [196]

Co	Ni	Cr	W	Fe	Mn	Si	C
51%	10%	20%	15%	3%	1.5%	0.4%	0.1%

на уплотнения могут опускаться на поверхность вала, уменьшая или закрывая полностью свободный радиальный зазор и снижая тем самым расход. Волокна могут также несимметрично опускаться на поверхность вала при его эксцентричном положении или прецессии.

**Меньшие размеры в осевом направлении.** Осевая длина щёточного пакета в сборке с защитным и опорным кольцами значительно меньше длины самых коротких лабиринтных уплотнений с тремя гребешками (осевая длина пакета обычно не превышает 2 мм). Из-за лучшей расходной характеристики щёточных уплотнений пропадает необходимость использования многогребешковых лабиринтных уплотнений, что приводит к уменьшению осевых размеров и к снижению веса турбомашин. Однако, как отмечалось выше, в некоторых приложениях щёточные уплотнения устанавливаются вместе с лабиринтом, который выполняет страховую функцию. Но и в этом случае длина уплотнительного узла либо остаётся постоянной, либо уменьшается.

**Способность воспринимать колебания вала при малых зазорах.** Податливость элементов щёточного пакета, расположенных под углом к поверхности вала, позволяет воспринимать определённый уровень вибраций без потери работоспособности. Также допускаются монтажные и эксплуатационные смещения вала вследствие, например, несоосности и температурной деформации. Возникновение контакта в лабиринтном

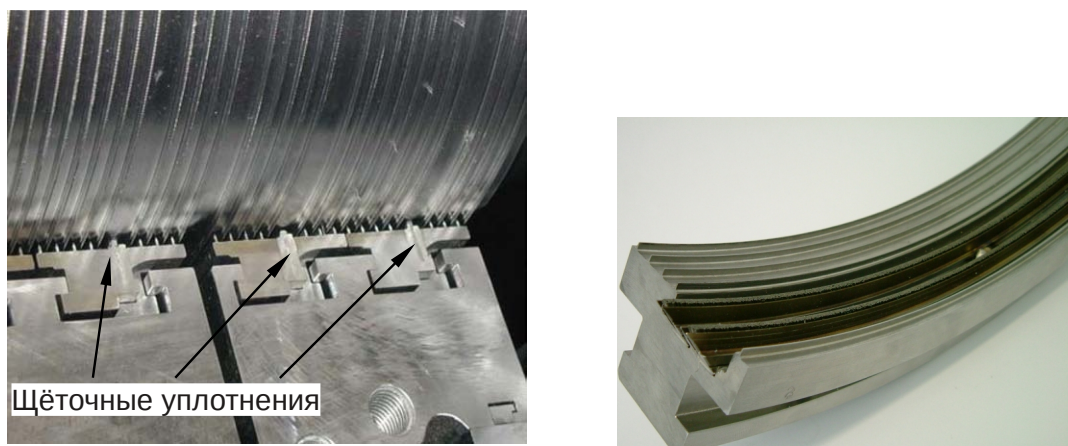


Рис. 2.12. Фотографии щёточно-лабиринтных уплотнений [228; 389]



уплотнении часто приводит к необратимой деформации или поломке гребешков, что имеет результатом увеличение радиального зазора, а, следовательно, и расхода.

**Всплытие щёточного пакета** При вращении вала возникают аэродинамические силы в зазоре между щёточным пакетом и валом, под действием которых волокна могут также всплывать. Данное явление рассматривается в качестве положительного эффекта, который приводит к уменьшению износа кончиков волокон, однако при значительном всплытии эффект может быть и отрицательным из-за увеличения расхода вследствие увеличения свободного радиального зазора.

К недостаткам щёточных уплотнений можно отнести нижеследующие положения.

**Относительно узкий диапазон рабочих параметров.** При эксплуатации щёточных уплотнений волокна могут находиться в постоянном контакте с поверхностью вала, что ограничивает допустимые скорости вращения вала и температуры по сравнению с бесконтактными уплотнениями. Наличие подвижных элементов также ограничивает допустимый перепад давления через щёточный пакет.

**Эффект гистерезиса и повышение жёсткости пакета.** В процессе работы при номинальном и переходном режимах щёточное уплотнение может демонстрировать эффект гистерезиса и повышения жёсткости пакета. Эффект гистерезиса объясняется силами трения, возникающими в пакете. Одним из проявлений эффекта гистерезиса является зависимость расхода ЩУ от истории нагружения. Сжатие щёточного пакета в осевом направлении при увеличении перепада давления приводит к повышению механической жёсткости уплотнения, что может иметь отрицательный эффект при эксплуатации.

**Осевая деформация волокон и открытие зазора.** Превышение максимально допустимого перепада давления приводит к перегружен-

ности щёточного уплотнения, что проявляется в осевой деформации волокон на кромке опорного кольца, приводящей к открытию свободного зазора между щёточным пакетом и поверхностью вала.

**Возможность неустойчивой работы и повышенного износа.** В некоторых исследованиях указывалось на возникновение возможных проблем, связанных с неустойчивым поведением щёточных уплотнений, а также с отсутствием воспроизводимости рабочих характеристик. Это может приводить к повышенному износу уплотнительного узла. Также можно отметить проблемы с использованием многоступенчатых конструкций с щёточными уплотнениями, в которых может наблюдаться нежелательное несимметричное распределение нагрузки между отдельными ступенями. Данный пункт говорит о недостаточной информации по динамическому поведению щёточных уплотнений и малому опыту использования таких уплотнений.

**Увеличенные размеры в радиальном направлении.** По сравнению с лабиринтными уплотнениями щёточный пакет вместе с обоймой требует увеличенного пространства в радиальном направлении.

**Сложность конструкции и повышенная стоимость.** По сравнению с лабиринтными уплотнениями щёточные уплотнения являются более сложными в изготовлении и дорогостоящими из-за наличия щёточного пакета и используемых материалов. С другой стороны, щёточное уплотнение представляет собой отдельную деталь машины, тогда как лабиринтное уплотнение часто является одной из составляющих крупной детали. Поэтому, например, при ремонте двигателя замена щёточного уплотнения может быть выполнена быстрее и с меньшими затратами, чем замена элементов лабиринтного уплотнения.

#### 2.4.2. Параметры щёточных уплотнений

Конструктивные особенности щёточных уплотнений можно обобщённо разделить на параметры изготовления щёточного пакета и на

геометрию обоймы уплотнительного узла, т. е. опорных и упорных колец. Конструктивные параметры дополняются эксплуатационными требованиями по необходимости использования абразивного покрытия.

Упаковка волокон в щёточный пакет характеризуется параметром пористости пакета, который представляет собой отношение объема пустот между волокнами к объему всего пакета. Для вычисления пористости используется допущение об идеальном расположении цилиндрических волокон в шахматном порядке (см. рис. 2.13).

Из геометрических соображений можно показать, что пористость щёточного пакета толщиной в осевом направлении  $b_b$ , собранного из волокон диаметра  $d$ , расположенных под углом  $\varphi$  к валу, упакованных с плотностью  $N$  штук на единицу длины в окружном направлении, определяется как:

$$\varepsilon = 1 - \frac{V_b}{V} = 1 - \frac{\pi d^2 N}{4b_b \cos \varphi}, \quad (2.7)$$

где  $V_b$  – объём, занимаемый волокнами пакета.

**Метод изготовления щёточного пакета.** Технология изготовления пакета ЩУ может влиять на характеристики узла.

Механический способ соединения отдельных волокон в набор не влияет на характеристики материала проволоки, тогда как при использовании сварки свойства материала в зоне, близкой к сварному шву, могут изменяться. В связи с этим длина волокон в сварном пакете обычно превышает длину волокон в пакете, изготовленном чисто механическим способом.

В коммерчески доступных щёточных уплотнениях влияние технологии изготовления пакета на расходные характеристики можно оценить как незначительные по сравнению с другими конструктивными параметрами.

**Диаметр проволоки и материал.** Диаметр проволоки имеет неоднозначный эффект на характеристики щёточного уплотнения. Волокна малого диаметра позволяют добиться более плотной упаковки, т. е. более низкой пористости, что приводит к уменьшению утечек через щё-

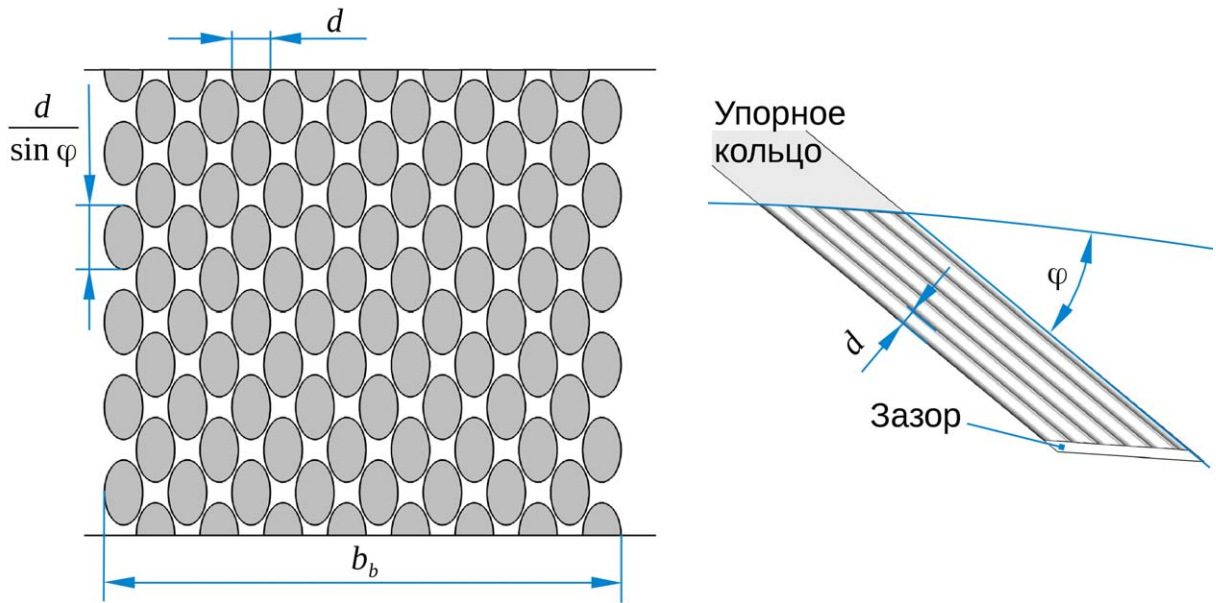


Рис. 2.13. Идеализированная упаковка щёточного пакета

точный пакет. С другой стороны, волокна малого диаметра имеют меньшую жёсткость, и пакет может демонстрировать более выраженное проявление эффекта гистерезиса.

Как уже отмечалось выше, волокна изготавливаются из стали, в качестве которой обычно используют сплав на кобальтовой основе, или из синтетического волокна. Некоторые свойства данных материалов приведены для сравнения в табл. 2.4. Результаты по изменениям механических характеристик арамидного волокна в зависимости от температуры и времени могут быть найдены в [272].

Диаметр стальной проволоки в коммерчески доступных щёточных уплотнениях имеет три типоразмера [112]: 70 мкм (плотность упаковки 100 или 200 шт/мм), 100 мкм (плотность упаковки 140 шт/мм) и 150 мкм

Таблица 2.4. Свойства материалов щёточных пакетов

Параметр*	Метал. микропроволока	Синтет. волокно
	Haynes 25 [196]	Kevlar [270]
Плотность [кг/м <sup>3</sup> ]	9130.0	1384.0
Модуль Юнга [Па]	$225.0 \times 10^9$	$82.7 \times 10^9$
Предел прочности на разрыв [Па]	$1005.0 \times 10^6$	$1101.4 \times 10^6$

\*Приведены значения при комнатной температуре

(плотность упаковки 50 шт/мм).

Синтетическое микроволокно может быть изготовлено значительно меньшего диаметра, что позволяет более плотно упаковать пакет и дополнительно уменьшить величину расхода через уплотнение. Щёточные уплотнения с синтетическими волокнами ещё не нашли широкое применение, в литературе может быть найдена лишь очень ограниченная информация по таким уплотнениям. Поэтому сделать заключение о влиянии материала на расходную характеристику уплотнения при одинаковом диаметре проволоки является затруднительным. Для синтетической проволоки типовой диаметр волокна составляет 12 мкм с плотностью упаковки 4000 или 6350 шт/мм [112].

**Плотность упаковки и осевая толщина пакета.** Осевая толщина пакета  $b_b$  является одним из двух параметров, которые могут изменяться в процессе работы. При наличии перепада давления через пакет начальная упаковка сжимается за счёт уменьшения осевых зазоров между отдельными волокнами. При неизменной плотности упаковки сжатие пакета в осевом направлении приводит к уменьшению пористости, а следовательно и утечек.

Из комбинации двух параметров ( $d$  и  $b_b$ ) или ( $d$  и  $N$ ) можно получить оценку третьего параметра ( $N$  или  $b_b$ , соответственно). Допущение об идеальной упаковке волокон в пакете также позволяет из геометрических соображений рассчитать теоретическое значение минимальной толщины щёточного пакета [390]:

$$b_b^{\min} = d + \frac{\sqrt{3}d}{2} \left( \frac{dN}{\cos \varphi} - 1 \right). \quad (2.8)$$

Также встречается другая формула для определения минимальной толщины пакета, выдающая немного более высокие значения по сравнению с ур. (2.8) [123; 243; 381]:

$$b_b^{\min,2} = \frac{d}{2} \left( \sqrt{3} \frac{dN}{\sin \varphi} + 1 \right). \quad (2.9)$$

Минимальная толщина пакета зависит лишь от диаметра проволоки, плотности упаковки и угла наклона волокон. Для двух типоразме-

ров параметр  $b_b^{\min}$  принимает следующие значения (угол наклона  $45^\circ$ ):

$$\begin{aligned} b_b^{\min} &= 1.21 \text{ мм}, & d &= 70 \text{ мкм}, & N &= 200 \text{ шт/мм}, \\ b_b^{\min} &= 1.40 \text{ мм}, & d &= 150 \text{ мкм}, & N &= 50 \text{ шт/мм}. \end{aligned}$$

**Длина волокон.** Длина волокон влияет в первую очередь на упругие характеристики щёточного пакета, т. е. на опускание волокон к поверхности вала при возникновении радиального перепада давления. Также длина волокон влияет на контактную жёсткость при взаимодействии волокон с поверхностью вала.

**Угол наклона волокон.** Угол наклона волокон также может изменяться в зависимости от деформации щёточного пакета под действием давления. Увеличение угла наклона при прочих постоянных параметрах приводит к увеличению пористости.

**Номинальный зазор.** Наряду с осевой толщиной пакета, радиальный зазор является вторым основным параметром щёточного уплотнения, который изменяется в процессе работы.

Полный расход щёточного уплотнения складывается из расхода через щёточный пакет и утечек через зазор между кончиками волокон и поверхностью вала. Уплотнения с нулевым зазором или с установкой внахлёт, в которых отсутствует второе слагаемое полного расхода, демонстрируют наименьшие утечки. Однако в таких конфигурациях могут проявляться отрицательные эффекты, связанные с непрерывным контактом щётки и вала (высокие контактные силы, повышенный износ, нежелательное тепловыделение в зоне контакта, возможность отрыва отдельных волокон при чрезмерных колебаниях вала).

Предпочтительным вариантом конфигурации щёточного уплотнения является установка с положительным номинальным зазором, который полностью закрывается на рабочем режиме при подаче давления. Это требует правильного выбора параметров щёточного пакета, ответственных за эффект опускания щётки. Неполное закрытие зазора на номинальных режимах работы будет иметь результатом более высокий

расход. Исследования показали, что расходная характеристика щёточных уплотнений с положительным зазором может быть сопоставима на рабочих режимах с расходом через уплотнения с нулевым зазором.

Как уже отмечалось, положительный номинальный зазор в щёточном уплотнении часто устанавливается в машинах с увеличенным интервалом обслуживания. Однако известны примеры, когда и в паровых турбинах использовались щёточные уплотнения с нулевым зазором.

**Геометрия и зазоры защитного и упорного колец.** Обойма щёточного уплотнения может также оказывать значительное влияние на его характеристики.

Защитное кольцо, устанавливаемое перед щёточным пакетом, закрывает большую часть пакета от набегающего потока газа. Также известны конструкции, практически не имеющие защитного кольца, что приводит к уменьшению осевых размеров уплотнения и удешевлению изготовления. В комбинации с лабиринтными уплотнениями гребешки, установленные перед щёткой, могут выполнять защитную функцию.

Наличие опорного кольца препятствует повышенной деформации волокон в осевом направлении. Опорное кольцо в значительной степени влияет на жёсткость щёточного пакета, а значит и на эффект опускания щётки, и на расход. Торцовая поверхность, которая находится в непосредственном контакте с крайним рядом волокон, может выполняться не сплошной, а быть профилированной или иметь систему камер. Это делается для уменьшения осевых контактных сил, действующих в пакете, и для контроля за локальным перепадом давления в пакете.

Радиальный зазор защитных и опорных колец также является важным параметром. Он определяет длину открытой щётки. Зазор кольца может быть выбран из соображений, используемых при проектировании лабиринтных уплотнений. Слишком большой зазор опорного кольца может привести к увеличению нежелательного осевого изгиба волокон.

**Обработка контактирующих поверхностей.** Податливые волокна щёточных уплотнений могут вступать в контакт с валом. Поэтому для создания благоприятных условий контактирования на поверхность

вала в возможной зоне контакта могут наноситься специальные покрытия. В качестве покрытия может быть использован карбид хрома [248].

## 2.5. Пальчиковые и листовые уплотнения

В настоящее время параллельно с щёточными уплотнениями разрабатываются и другие технологии уплотнений с податливыми элементами, которые, однако, ещё не получили распространение.

Технология **пальчиковых уплотнений** развивается как более дешёвая альтернатива щёточным уплотнениям. Стоимость изготовления пальчиковых уплотнений заметно ниже по сравнению со стоимостью изготовления щёточных уплотнений [292].

Пальчиковое уплотнение состоит из двух рядов пальцев (лепестков), которые, по аналогии с волокнами в щёточном уплотнении, располагаются радиально под углом в окружном направлении. Пальцы устанавливаются таким образом, чтобы первый ряд пальцев высокого давления перекрывал окружные зазоры второго ряда пальцев низкого давления. Число пальцев в уплотнении значительно меньше числа волокон в щёточном уплотнении. Пальцы имеют более высокую осевую и радиальную жёсткость.

Направлением развития технологии пальчиковых уплотнений являются бесконтактные пальчиковые уплотнения, в которых пальцы высокого давления имеют немного увеличенный радиальный зазор, а пальцы низкого давления включают в себя подушки (подъёмные площадки) с малым или нулевым зазором, всплывающие на рабочих режимах (см. рис. 2.14 и рис. 2.15).

Одним из направлений исследования пальчиковых уплотнений является выбор профиля подушки, определяющего рабочий зазор в уплотнении (см., например, [56]). Наряду с постоянным зазором предлагаются конфузорные в осевом направлении зазоры, а также подушки со ступенчатым профилем в окружном направлении (карманы Рэлея). Бесконтактное пальчиковое уплотнение, показанное на рис. 2.15, имеет 81 лепесток в каждом из двух рядов при диаметре вала 73 мм [129]. Зазор между лепестками в осевом направлении составляет 0.4 мм. Назна-



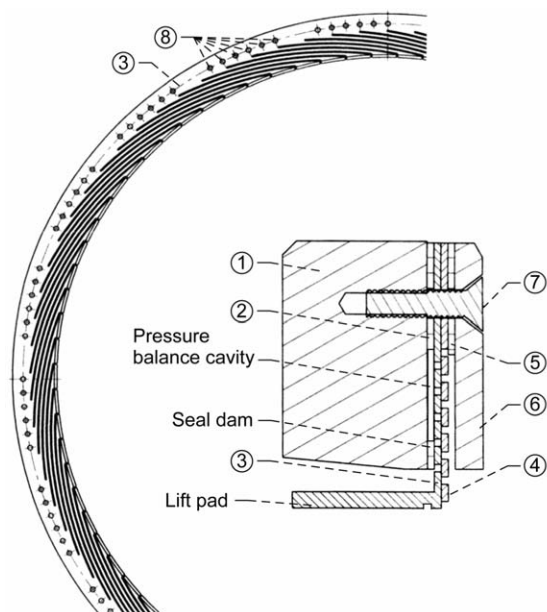


Рис. 2.14. Бесконтактное пальчиковое уплотнение [291]

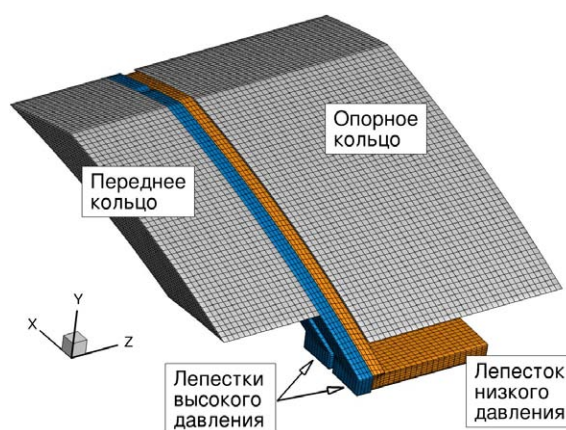


Рис. 2.15. Модель сегмента пальчикового уплотнения

ченные максимальный и минимальный радиальный зазоры составляют 20 мкм и 2 мкм соответственно. Скорость вала на рабочем режиме составляет 20 000 об/мин.

По сравнению с щёточными уплотнениями пальчиковые уплотнения характеризуются относительно небольшим числом податливых элементов, что увеличивает вероятность более интенсивного контактного взаимодействия с валом. Поэтому при проектировании пальчиковых уплотнений важной задачей является правильный учёт за податливостью и самоустанавливающимся действием пальцев в зависимости от давления и скорости вращения вала.

Основное отличие конструкции **листового уплотнения** от щёточного уплотнения заключается в том, что вместо волокон малого диаметра пакет уплотнения собирается из большого количества металлических пластин малой толщины (листов). Фотография и схема действия листового уплотнения показаны на рис. 2.16.

Увеличенная опорная поверхность отдельного листа приводит к более ярко выраженному эффекту всплывания, что позволяет классифицировать листовые уплотнения как «менее контактные» по сравнению с

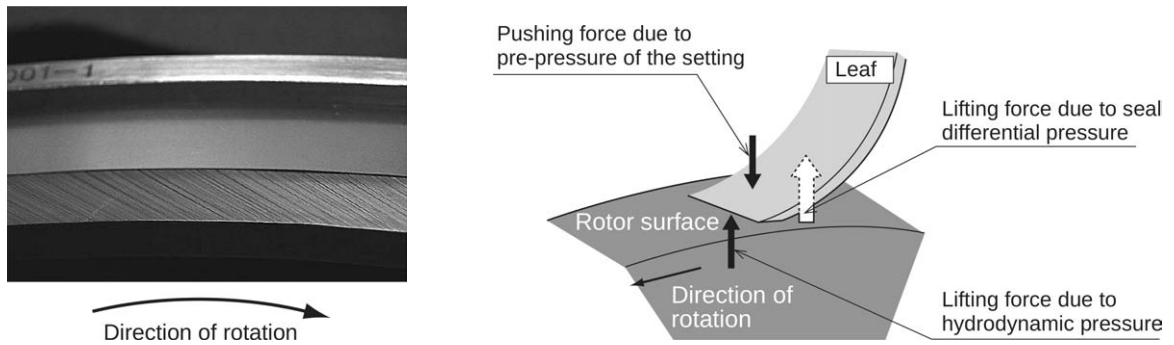


Рис. 2.16. Фотография листового уплотнения и принцип действия [147]

щёточными уплотнениями с установкой внахлёт или с нулевым номинальным зазором. Всплытие пластин, которое происходит по действием аэродинамической реакции, приводит к образованию малого радиального зазора, что может значительно уменьшить вероятность износа, позволяя при этом поддерживать хорошие характеристики герметичности. Снижение контактных сил также приводит к уменьшению тепловыделения и тормозящего крутящего момента в узле.

В известных конструкциях листовых уплотнений (см. [348]) пластины пакета имели ширину (длину в осевом направлении) от 5 мм до 10 мм, толщину 70 мкм, наклон  $37.5^\circ$ , окружной зазор между пластинами 8 мкм, при всплытии радиальный зазор составлял до 10 мкм. Типичные параметры листовых уплотнений сведены в табл. 2.5.

На характеристики листовых уплотнений также большое влияние оказывают геометрия и размеры защитных и опорных колец. По сравнению с щёточными уплотнениями появляется дополнительный параметр, значительно влияющий на работоспособность, а именно осевой

Таблица 2.5. Типичные параметры листовых уплотнений

	Диапазон значений
Толщина пластин [мм]	0.05 – 0.5
Осевая длина [мм]	5.0 – 10.0
Зазор между пластинами [мкм]	8.0
Длина пластин [мм]	20.0 – 30.0
Угол наклона [°]	30 – 70
Номинальный радиальный зазор [мкм]	положительный, нулевой, внахлёт

зазор между пластинами и кольцами уплотнения.

Листовые уплотнения могут уменьшать утечки на 70% по сравнению с лабиринтными уплотнениями. По сравнению с щёточными уплотнениями, листовые уплотнения могут работать на более высоких перепадах давления, т. к. пластины имеют более высокую жёсткость в осевом направлении.

Технология листовых уплотнений в настоящий момент практически выведена на коммерческий уровень, но является все ещё малоизвестной опцией с ограниченной информацией о характеристиках и опыте эксплуатации. На рис. 2.17 показан пример замены щёточного уплотнения в зоне между компрессором и турбиной в стационарной газотурбиной установке фирмы *Mitsubishi Heavy Industries* на листовое уплотнение с нулевым зазором, используемое в паре с абразивным покрытием.

Как уже отмечалось в главе 1, в настоящее время также разрабатываются модифицированные листовые уплотнения и уплотнения с лепестками, ориентированными в осевом направлении. Принципы функционирования таких уплотнений напоминают работу описанных выше листовых и пальчиковых уплотнений.

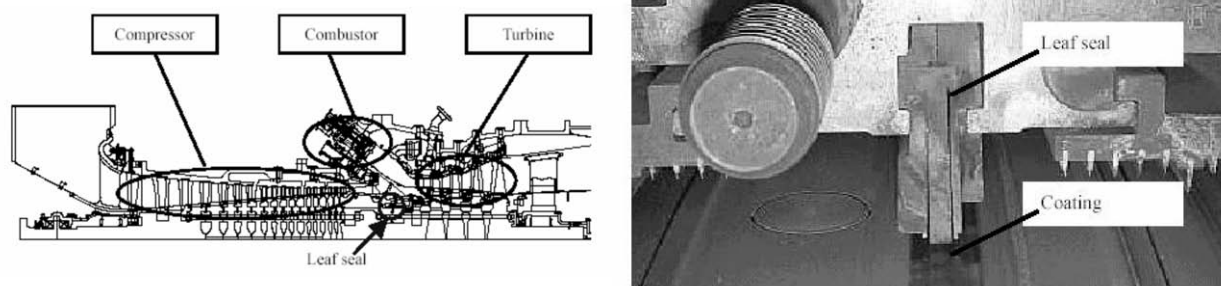


Рис. 2.17. Листовое уплотнение в газовой турбине МНІ М501G [359]

## 2.6. Уплотнительные узлы в авиационных двигателях

### 2.6.1. Типы уплотнений в авиационных двигателях

В авиационных двигателях применяются различные типы уплотнений. При этом уплотнения выполняют не только функцию минимизации паразитных утечек, но и играют важную роль в системе внутреннего воздухообеспечения двигателя (обеспечение охлаждения деталей, отбор газа из проточной части для различных целей).

В конструкции типичного газотурбинного двигателя летательного аппарата можно выделить следующие основные позиции уплотнительных узлов [326]: надбандажные уплотнения вентиляторов и компрессоров, межкаскадные и концевые уплотнения компрессоров, статические уплотнения камер сгорания, уплотнения разгрузочных устройств, уплотнения подшипниковых узлов, надбандажные уплотнения и уплотнения венцовых камер в турбинах, уплотнения элементов статора.

Для уплотнения подшипниковых камер в авиационных двигателях распространение получили три типа уплотнений [51; 285]: контактные графитовые уплотнительные кольца, графитовые торцовые уплотнения и многоступенчатые лабиринтные уплотнения. Степень герметичности уплотнения во многом определяет величину прокачки масла через опору двигателя. Использование лабиринтных уплотнений в данном случае в первую очередь обусловлено высокими скоростями вращения валов. Однако расход в лабиринтных уплотнениях значительно превышает расход двух других типов. Также лабиринтные уплотнения проигрывают по размеру и весу. Поэтому применение щёточных уплотнений для уплотнения подшипниковых камер представляется целесообразным направлением.

Контактные уплотнения используются в проточной части авиационных двигателей для герметизации элементов ротора и статора от утечек охлаждающего воздуха [25]. При уплотнении значительных зазоров используются конусные упругие кольца, а также различные металлические ленты как отдельно, так и в комбинации с тканевыми уплот-

нениями. Гофрированные W-образные (или E-образные), O-образные, C-образные кольца используются для уплотнения стыков между деталями статора или для уплотнения стыков с возможным небольшим перемещением. Наиболее часто используемые E-образные уплотнения изготавливаются, как правило, из металла. Также на многих позициях можно встретить сальниковые уплотнения (графитовые, керамические, из стекловолокна, из специальных сплавов).

Торцовые уплотнения используются в двигателях летательных аппаратов в подшипниковых узлах и редукторах для контроля за проникновением газа из горячего газоздушного тракта в камеру подшипника, для предотвращения утечки масла в проточную часть и воздушную систему кабины летательного аппарата (функция наддува и суфлирования масляных полостей [14]), а также для защиты от посторонних предметов. Также торцовые уплотнения используются для герметизации агрегатов автоматики. Применение торцовых газодинамических уплотнений в авиационных двигателях анализируется в [10; 40].

Прирабатываемые (абразивные) покрытия элементов статора широко используются в авиационных двигателях при уплотнении вентиляторных лопаток, сопловых лопаток и венцов рабочих лопаток компрессоров и турбин. Прирабатываемые покрытия, являясь довольно простой и дешёвой технологией, позволяют получать наименьшие значения рабочих зазоров в проточной части, достижение которых конструктивными особенностями является сложной технологической задачей. Принцип получения минимальных зазоров основан на нанесении на стенку статора специального покрытия, к которому прирабатываются сопряжённые вращающиеся элементы во время эксплуатации путём контролируемого износа или деформации покрытия.

На рис. 2.18 приведены три варианта применения прирабатываемых покрытий для уплотнения рабочих лопаток по внешнему диаметру.

В первом варианте (а) (см. рис. 2.18) в качестве прирабатываемого покрытия используется пористый металлический материал, который наносится в виде порошка либо газотермическим напылением, либо путём спекания. В процессе работы нанесенный материал истирается. Эффективность такого покрытия оценивается отношением износа матери-

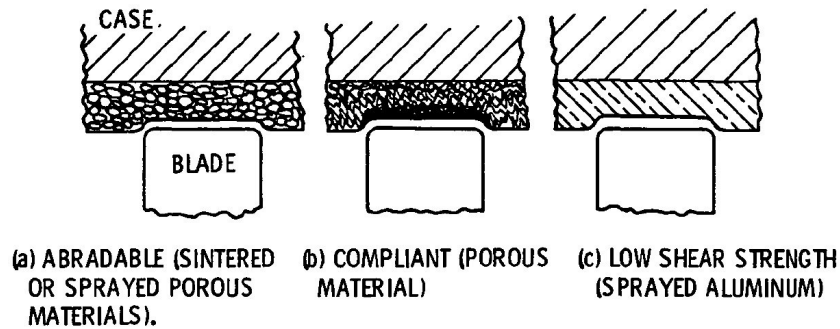


Рис. 2.18. Типы прирабатываемых покрытий [246]

ала покрытия к износу лопатки (пропорция 10:1 может считаться хорошей характеристикой истираемости [246]). Примерами прирабатываемых покрытий являются графито-алюминиевые и графито-тальковые покрытия, соты, керамические покрытия.

В варианте (b) (см. рис. 2.18) также используется пористый материал, но не в качестве истираемого материала, а в качестве податливого слоя, который подвергается пластической деформации во время эксплуатации.

В третьем варианте (c) (см. рис. 2.18) применяется материал без пор, обладающий низким сопротивлением сдвигу (например, слой напылённого алюминия). В процессе работы венец лопатки вырезает в легко деформируемом материале канавку, не подвергаясь при этом излишнему износу. В данном случае проблему могут представлять обрезки покрытия, не покинувшие проточную часть.

Основной задачей при работе с прирабатываемыми покрытиями является выбор правильного материала покрытия в зависимости от рабочей температуры и окружных скоростей сопряжённых поверхностей. Использование материалов с низкой прочностью повышает вероятность нежелательной эрозии. В условиях высокой температуры может возникнуть окисление материала покрытия.

Как уже отмечалось выше, сотовые уплотнения также могут быть отнесены к типу абразивных уплотнений, так как гребень лабиринта во время работы может вырезать себе канал в более мягком материале элементов сот. Разработка метода проектирования сотовых лабиринтных уплотнений описывается в [77; 78].

Лабиринтные уплотнения широко используются в газотурбинных двигателях (ГТД) на различных позициях (например, концевые и межступенчатые уплотнения, межразрезные вставки над рабочими лопатками, уплотнения под сопловыми аппаратами, в системе охлаждения). Распространёнными конфигурациями являются сквозной, ступенчатый и конфузорный/диффузорный лабиринты (см. рис. 2.7).

Лабиринтные уплотнения обычно устанавливаются в комбинации с абразивными уплотнениями (прирабатываемые покрытия для высокотемпературных позиций, сотовые уплотнения). В этом случае гребешки располагаются на роторе, образуя так называемый вращающийся лабиринт. Например, конфигурация ступенчатого лабиринта с тремя гребешками характерна для уплотнения надбандажных полок лопаток.

Из-за постоянного стремления к повышению рабочих параметров авиационных двигателей увеличиваются требования и к параметрам работоспособности уплотнительных узлов. В [306] были указаны следующие значения рабочих параметров:

- максимальный перепад давления около 2.1 МПа,
- максимальная температура около 1090 К,
- линейная скорость до 460 м/с.

### 2.6.2. Щёточные уплотнения в авиационных двигателях

Развитие технологии щёточных уплотнений было первоначально связано с авиационными двигателями. К настоящему времени известен ряд примеров внедрения щёточных уплотнений за рубежом в двигателях как гражданской, так и военной авиации. Общий обзор конструкций иностранных авиационных двигателей и программ по их развитию может быть найден в [26].

Первые известные попытки использования щёточных уплотнений в авиационных двигателях за рубежом перечислены в [122].

Фирмой *GE* в 1955 г. впервые была предпринята попытка установки щёточного уплотнения на турбореактивном двигателе J47 (TG-190), оказавшаяся безуспешной.

В 1980-х годах фирма *Rolls-Royce* успешно протестировала щёточные уплотнения на ряде демонстрационных образцов, а в 1987 г. на серийном турбореактивном двухконтурном (турбовентиляторном) двигателе Turbo-Union RB199, который использовался в боевом реактивном самолёте Panavia Tornado.

Фирма *Allison Engine Company* (приобретённая фирмой *Rolls Royce* в 1995 г.) успешно протестировала щёточные уплотнения на турбовальных двигателях LHTEC T800 (щёточное уплотнение в разгрузочной полости свободной турбины) и T406 Plus (13 щёточных уплотнений между каскадами компрессора и 6 щёточных уплотнений в горячем тракте).

Фирма *Pratt & Whitney* проводила широкие исследования по внедрению щёточных уплотнений в газотурбинных двигателях для гражданской и военной авиации. В [253] было указано на планы по использованию статических и динамических щёточных уплотнений в двигателе PW5000 (F119) для истребителя F-22 Raptor, а также при модернизации двигателя F100-PW-229, используемого в истребителях F-15 и F-16.

Щёточные уплотнения также предлагались к использованию в реактивных соплах с управляемым вектором тяги для уплотнения стыков со значительными перемещениями [190].

В [122] был представлен анализ потенциальных возможностей для замены лабиринтных уплотнений на щёточные уплотнения в малоресурсных ГТД. В рамках анализа были выделены 7 позиций, показанные на рис. 2.19: две позиции в тракте компрессора и пять позиций в тракте турбины. Типичные рабочие параметры уплотнений на данных позициях сведены в табл. 2.6. В качестве наиболее перспективных позиций для замены в [122] были выделены следующие две позиции: выход из компрессора (позиция В на рис. 2.19) и вход в турбину (позиция С). Данные позиции характеризуются средними температурами и высокими перепадами давлений.

Сравнение эффективности лабиринтных и щёточных уплотнений в приложении к двигателю Д-27 анализируется в [37].

В [391] также представлены потенциальные позиции в авиационных двигателях, на которых могут быть использованы щёточные уплотнения, включающие в себя камеры подшипников, межкаскадные уплотне-



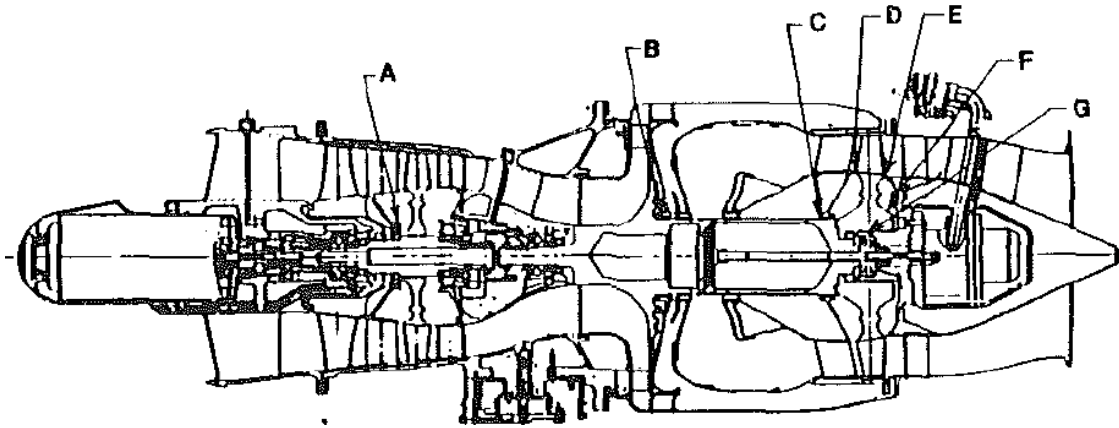


Рис. 2.19. Схема АД с положениями уплотнительных узлов [122; 124]

Таблица 2.6. Типичные рабочие параметры уплотнительных узлов в авиационных двигателях (переработано из [122; 124], см. рис. 2.19)

Параметр	A	B	C	D	E	F	G
$T_0$ [°C]	152	254...493	260...649	349...677	638	682	638
$T_m$ [°C]	152	288...493	279...660	482...788	649	699	643
$p_0$ [кПа]	407	552...2068	558...2620	241...2344	2241	1896	2241
$\Delta p$ [кПа]	131	241...1000	290...1069	3...379	331	689	2137
$V_r$ [м/с]	219	174...279	174...279	361...576	239	361	152
$\dot{m}$ [г/с]	min	29...64	18...354	18...354	333	333	69

$V_r$ : Линейная скорость вала,  $T_m$ : Температура материала уплотнения.

ния в компрессорах и турбинах, надбандажные уплотнения компрессоров и турбин низкого давления и др.

Из-за относительно коротких интервалов обслуживания для авиационных двигателей по сравнению со стационарными газовыми и паровыми турбоагрегатами щёточные уплотнения в первых устанавливаются, как правило, внахлест или с нулевым радиальным зазором.

Список летательных аппаратов, в которых используются двигатели с щёточными уплотнениями, приведён в табл. 2.7. Можно отметить, что список покрывает широкий спектр летательных аппаратов. Двигатели из серии PW1000G также предполагаются к использованию (помимо Bombardier CSeries) на следующих самолётах: Airbus A320neo, Embraer E-Jets Gen2, Irkut MS-21, Mitsubishi Regional Jet MRJ [305].

Таблица 2.7. Летательные аппараты, использующие двигатели с щёточными уплотнениями

Летательный аппарат	Ссылка	Двигатель	Тип двигателя	Фирма-изготовитель
Airbus A318	[262]	PW6000	ТРДД с высокой степенью двухкон- турности	<i>Pratt &amp; Whitney</i>
Airbus A330	[248]	PW4168	ТРДД	<i>Pratt &amp; Whitney</i>
Airbus A400M	[262]	TP400-D6	Турбовинтовой	<i>Europrop International</i>
Bell Boeing V-22 Osprey	[326]	AE-1107C-Liberty (Rolls-Royce T406)	ТВад	<i>Allison Engine Company</i>
Boeing 777	[326]	GE90	ТРДД	<i>General Electric</i>
Boeing 777	[248]	PW4084	ТРДД	<i>Pratt &amp; Whitney</i>
Bombardier CSeries	[305]	PW1500G	ТРДД с редукторным приводом вен- тилятора	<i>Pratt &amp; Whitney</i>
Cessna Citation X	[326]	AE-3007	ТРДД	<i>Allison Engine Company</i>
Eurofighter Typhoon	[112]	Eurojet EJ200	ТРДД	<i>EuroJet Turbo GmbH</i>
Panavia Tornado	[112; 122]	RB199	ТРДД (ТВРД)	<i>Rolls-Royce</i>
Saab 2000	[326]	AE-2100	ТВД	<i>Allison Engine Company</i>

Таблица 2.8. Примеры использования щёточных уплотнений в авиационных двигателях

Двигатель	Положение	Конфигурация	Параметры	Ссылка
GE90	Разгрузочное устройство			[326]
GE T-700	Разгрузочная полость компрессора	Пакет из 2 ЩУ	∅71 мм, 43000 об/мин, 160 м/с, 1.0 МПа, 680 К	[306]
	Бандаж СТ	Одиночное ЩУ	∅322.3 мм, до 20000 об/мин, 335 м/с, 0.007 МПа, 620 °С	[217]
EJ200	Камеры ПК	Одиночные ЩУ		[112]
IAE V2500	КВД, Камера ПК			[122]
Прототип JTAGG II	Выход из КВД	Пакет из 2 ЩУ с номинальным зазором	∅105 мм, 50000 об/мин, перепад давления 1207 кПа, 649 °С	[89]
PW4084, PW4168	Зона диффузора и вход в ТВД	Пакет из 3 ЩУ	см. табл. 2.9	[248]
PW1000G	Последние ступени КВД	3–4 позиции одиночных ЩУ		[305]
RB199	Вал турбины	Одиночное ЩУ	6.9 бар, 550 °С, 170 м/с	[112; 262]

КВД: Компрессор высокого давления,

ПК: Подшипник качения,

СТ: Свободная турбина,

ТВД: Турбина высокого давления.

В табл. 2.8 сведена найденная информация об известных примерах использования щёточных уплотнений в узлах авиационных двигателей. Некоторые примеры использования рассмотрены более подробно ниже.

**Серия двигателей PW4000.** Щёточные уплотнения были успешно внедрены в двигателях серии PW4000 компании *Pratt & Whitney* в зоне высокого давления. Рабочие параметры ЩУ для двух модификаций двигателя сведены в табл. 2.9. Положения ЩУ в зоне диффузора и турбины высокого давления двигателя PW4084 показаны на рис. 2.20.

Щёточные уплотнения были установлены на выходе из компрессора высокого давления (*HPC Exit Seal*), во внутренних полостях роторов компрессора высокого давления и турбины высокого давления (внутренние уплотнения *HPC Inner Seal* и *HPT Inner Seal* соответственно), а также на входе в турбину высокого давления (внешнее уплотнение *HPT Outer Seal*, двигатель PW4084). Четыре указанные положения ЩУ предназначены для контроля за утечками охлаждающего воздуха.

Опыт авиакомпании *United Airlines* по использованию двигателей PW4000 с щёточными уплотнениями на самолётах Boeing 777 представлен в [334]. Первоначально на указанных положениях в двигателе устанавливалось двойное щёточное уплотнение, которое позднее было заменено на конфигурацию из трёх щёточных пакетов. По состоянию на 1998 год было отмечено, что работа щёточных уплотнений не всегда соответствовала заявленным характеристикам. Осмотр семи двигателей после 10 000 часов работы (ожидаемое время между ремонтом составляло 20 000 часов) показал необходимость замены всех щёточных уплотнений на входе в ТВД по внешнему диаметру. Также в неудовлетворительном состоянии оказались некоторые ЩУ на других положениях.

**Двигатели RB199 и EJ200.** Известными примерами использования щёточных уплотнений в двигателях военной авиации являются двигатели RB199 и EJ200.

Для двигателя RB199 в 90-х годах прошлого столетия была произведена модернизация, в результате которой четырёхступенчатое лабиринтное уплотнение с семью гребешками было заменено на одиночное

Таблица 2.9. Рабочие параметры ЩУ в двигателях серии PW4000 [248]

Позиция	Диаметр [мм]		Линейная скорость [м/с]		$\Delta p$ [кПа]	
	PW4168	PW4084	PW4168	PW4084	PW4168	PW4084
Выход из КВД	488	488	262	274	1310	965
Ротор КВД	241	241	130	137	593	1276
Ротор ТВД	295	371	158	213	1055	1103
Вход в ТВД	—	620	—	351	—	379

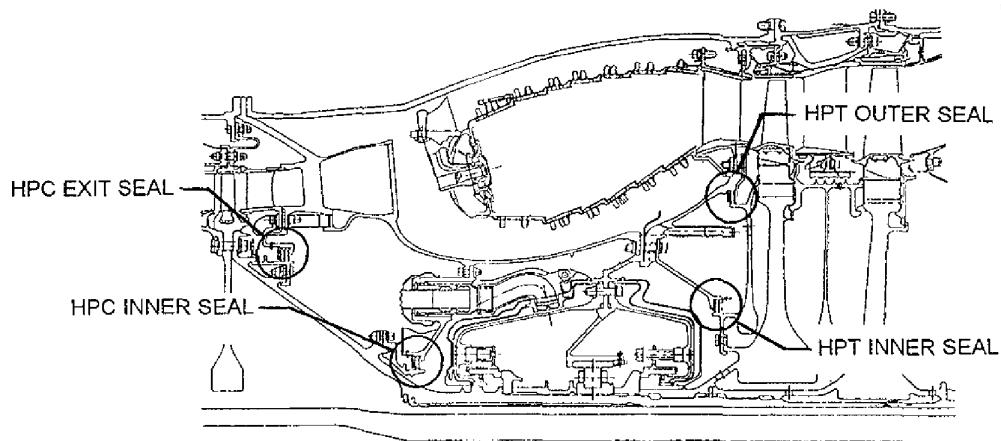


Рис. 2.20. Щёточные уплотнения в двигателе PW4084 [248]

щёточное уплотнение (см. рис 2.21).

В двигателе EJ200 были установлены шесть одиночных щёточных уплотнений в системе внутреннего воздухообеспечения (вторичного воздуха) и камерах подшипников (см. рис. 2.22).

**Прототип двигателя JTAGG II.** Проект JTAGG II (*Joint Turbine Advanced Gas Generator Phase 2*) фирмы *AlliedSignal Engines* был посвящён разработке перспективного газогенератора прототипа турбовального двигателя по заказу правительства США.

В рамках этого проекта пакет из двух щёточных уплотнений был установлен на выходе из компрессора высокого давления. Схема зоны уплотнительного узла показана на рис. 2.23. Щёточное уплотнение разделяет заднюю полость в горячей части КВД от относительно холодной полости перед графитовым уплотнением опорного узла. Рабочие параметры, приведённые в табл. 2.8, соответствуют средней номинальной

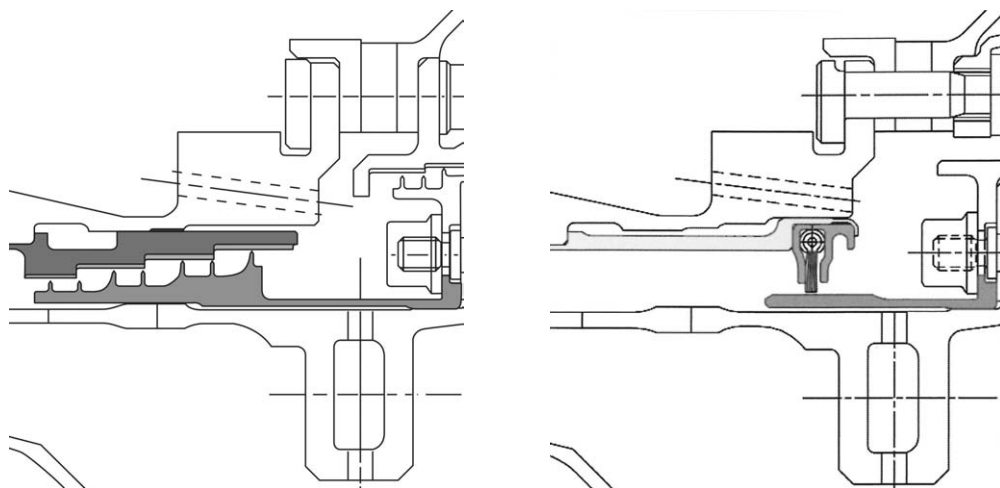


Рис. 2.21. Замена лабиринта на ЩУ в двигателе RB199 [112]

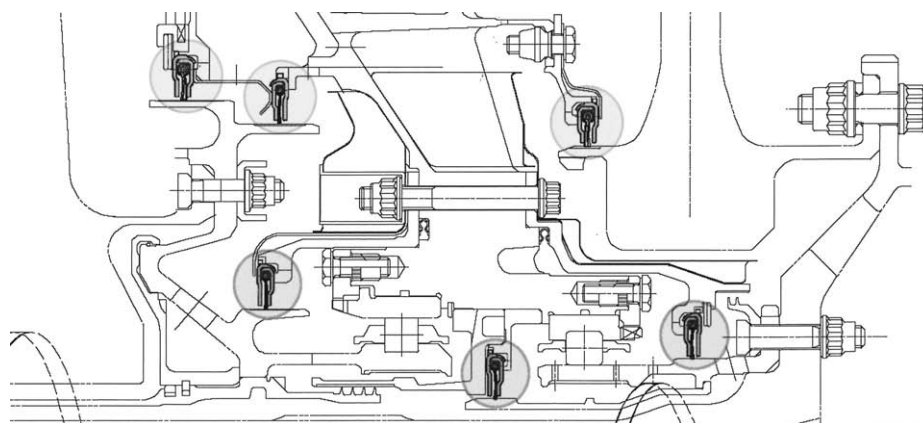


Рис. 2.22. Положиции щётчных уплотнений в двигателе EJ200 [112]

мощности газогенератора. Выполненные тесты подтвердили выполнение заложенных требований [89].

**Двигатель GE T-700.** Схема замены лабиринтного уплотнения на щёточное в разгрузочной полости компрессора для прототипа двигателя GE YТ-700 показана на рис. 2.24. Лабиринтное уплотнение имеет номинальный диаметр 71 мм и включает в себя сегмент с наклонёнными вперёд гребешками. Данный сегмент был заменён на щёточный пакет, состоящий из двух уплотнений со следующими параметрами: диаметр проволоки 0.071 мм, угол наклона волокон  $43^\circ \dots 50^\circ$ , плотность упаковки 98.4 волокон на миллиметр в окружном направлении, величина нахлёста 0.127 мм [306].

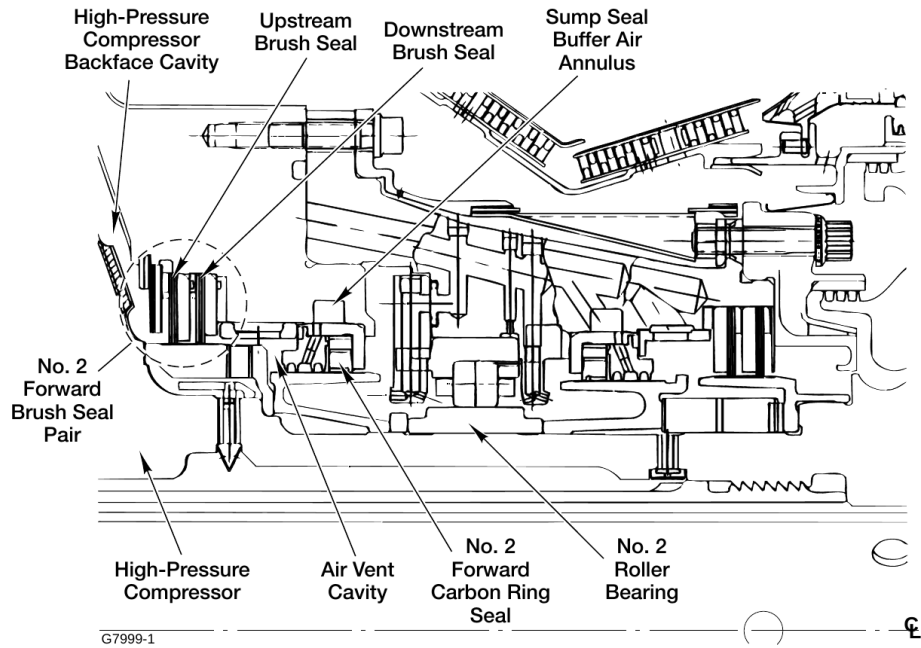


Рис. 2.23. Компоновка щётчного уплотнения в двигателе JTAGG II [89]

Тестирование показало, что установка двойного щётчного уплотнения привело к уменьшению удельного расхода топлива на 3% и на 5% при высоком и заниженном значении давления за компрессором соответственно [306].

Также в двигателе GE YТ-700 была произведена замена одного гребешка надбандажного лабиринтного уплотнения в одной из ступеней свободной турбины на щётчное уплотнение [217]. В исходном варианте компоновки лабиринтное уплотнение устанавливалось совместно с сотовым уплотнением, тогда как в модифицированном варианте трение волокон щётчного уплотнения, установленного внахлёт величиной около 0.25 мм, происходило непосредственно с необработанной конической поверхностью бандажа (см. рис. 2.25).

Двигатель Т-700 с щётчными уплотнениями также выпускается в турбовинтовом варианте в приложении к вертолётам (в частности, для многоцелевого вертолёта Sikorsky УН-60).

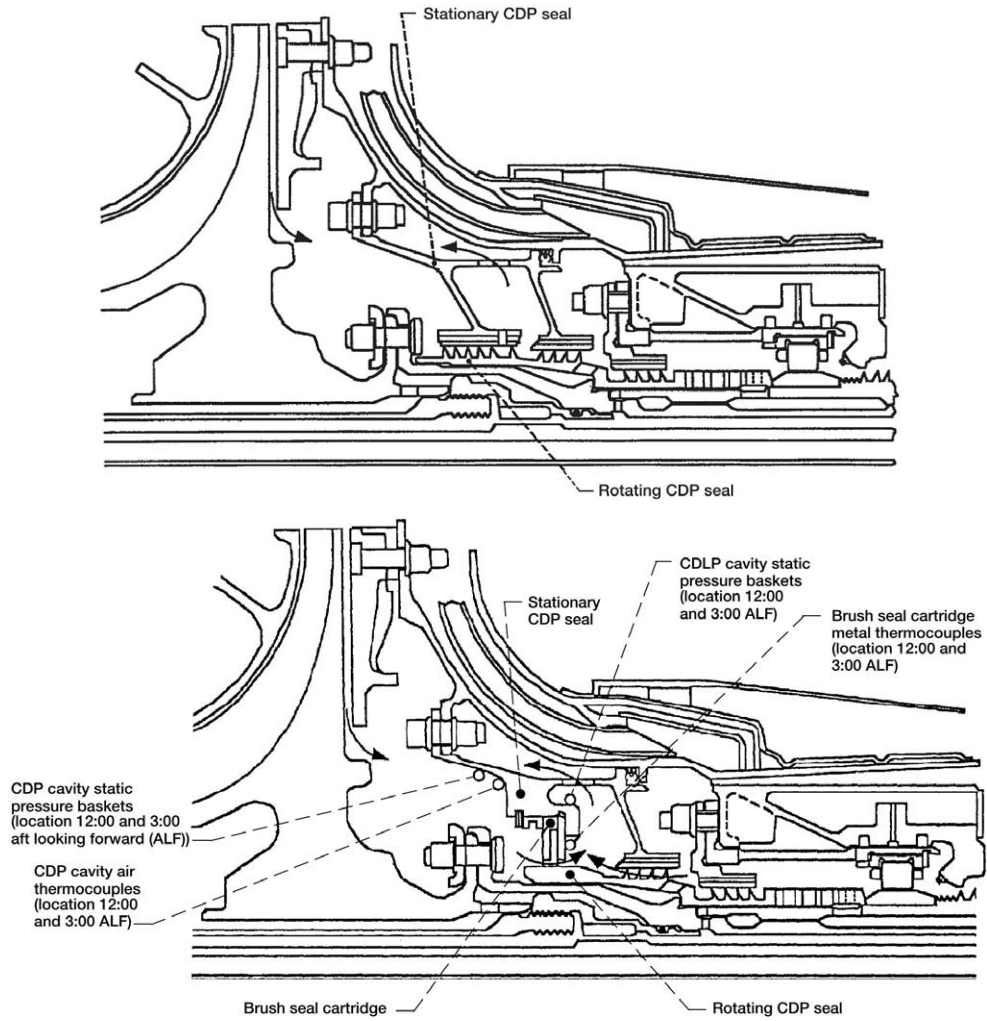


Рис. 2.24. Замена лабиринта на ЩУ в компрессоре ГТД GE T-700 [306]

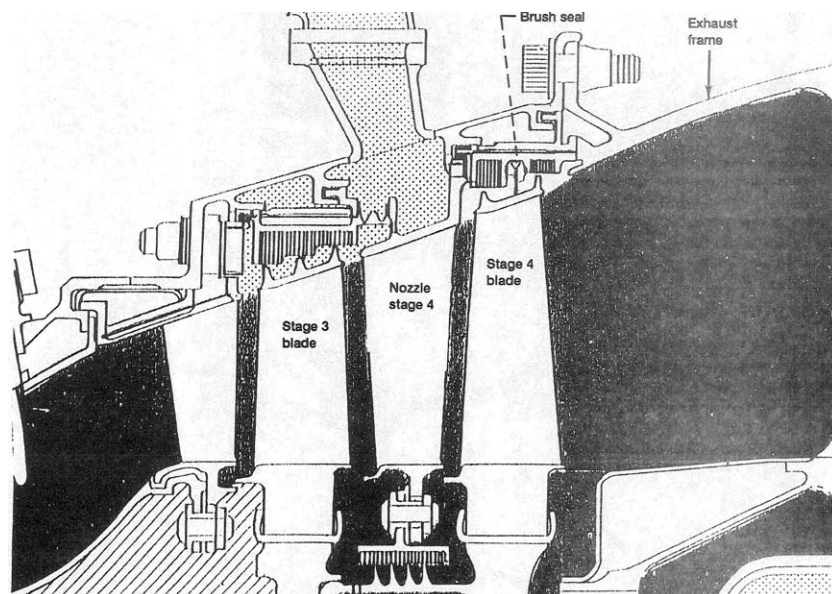


Рис. 2.25. ЩУ на бандаже свободной турбины в ГТД GE T-700 [217]



## 2.7. Конфигурации исследуемых уплотнений

В разделе приведено описание конфигураций уплотнительных узлов, которые изучались в рамках данной работы теоретически и экспериментально. Представлены лабиринтные, щёточно-лабиринтные и щёточные уплотнения.

### 2.7.1. Короткие лабиринтные уплотнения

Схема короткого лабиринтного уплотнения показана на рис. 2.26. Уплотнение состоит из трёх гребешков на статоре (используется обозначение SSS). Под вторым гребешком на валу располагается ступень (бандажное кольцо). Такая конфигурация характерна для надбандажных уплотнений турбин. В авиационных двигателях, однако, часто используется аналогичная конфигурация, но с гребешками на роторе.

Геометрические параметры различных конструкций короткого лабиринтного уплотнения приведены в табл. 2.10. Диаметр статора составляет 192 мм. Длина уплотнения составляет 60 мм. Длина камеры уплотнения составляет 14 мм. Ступенька на валу имеет высоту 3 мм и длину 6 мм. Ширина гребешков составляет 1 мм у основания и 0.3 мм на конце. Сужение гребешка на конце составляет  $75^\circ$ .

В работе рассматриваются три конфигурации короткого лабиринтного уплотнения, которые незначительно отличаются друг от друга диаметром вала. Главным отличием является радиальный зазор под гребешками.

Трёхгребешковое ступенчатое лабиринтное уплотнение SSS служит основной для сравнения и оценки характеристик щёточных и щёточно-лабиринтных уплотнений. Как видно на рис. 2.26, уплотнение имеет модульную конструкцию и собирается из ряда колец, которые могут быть заменены, например, на щёточный элемент.

Также в работе рассматриваются короткое уплотнение с наклонёнными гребешками, трёхгребешковое уплотнение с гребнями на роторе, трёхгребешковый сквозной лабиринт, а также сквозное лабиринтное уплотнение, состоящий из 20 гребней.

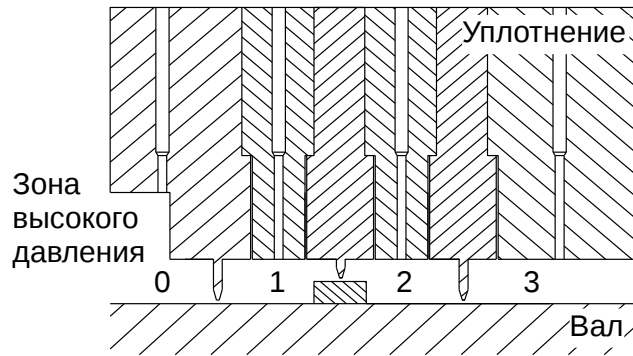


Рис. 2.26. Короткое лабиринтное уплотнение SSS

Таблица 2.10. Геометрические параметры короткого лабиринта

Обозначение	SSS-1	SSS-2	SSS-3
Диаметр вала [мм]	180.05	179.98	179.86
Радиальный зазор гребешков [мм]	0.27	0.31	0.5

### 2.7.2. Щёточные уплотнения

В работе рассматриваются различные щёточные уплотнения, наглядные схемы которых приведены на рис. 2.27.

Четыре конфигурации щёточных уплотнений (В-1, В-2, В-3, В-4) отличаются геометрией обоймы. Защитные и упорные кольца также имеют разный радиальный зазор. Щёточное уплотнение В-1 представляет собой стандартную конструкцию коммерчески доступного уплотнения с механическим соединением волокон. Данное щёточное уплотнение также показано на рис. 2.28 в конфигурации с лабиринтом.

В щёточном уплотнении В-2 защитное кольцо фактически отсутствует. Сам же щёточный пакет является стандартным узлом, изготовленным по принципу механического соединения волокон. Щёточное уплотнение В-3 представляет собой коммерчески доступные конфигурации, в которых волокна собраны в пакет с помощью сварного соединения. Щёточное уплотнение В-4 с механическим соединением выполнено как альтернативная конфигурация к уплотнению В-3.

В представленных конфигурациях уплотнений В-1, В-2 и В-3 предполагается, что щёточный пакет прилегает к упорному кольцу по всей длине. В уплотнении В-4 имеется небольшая полость между щёточным

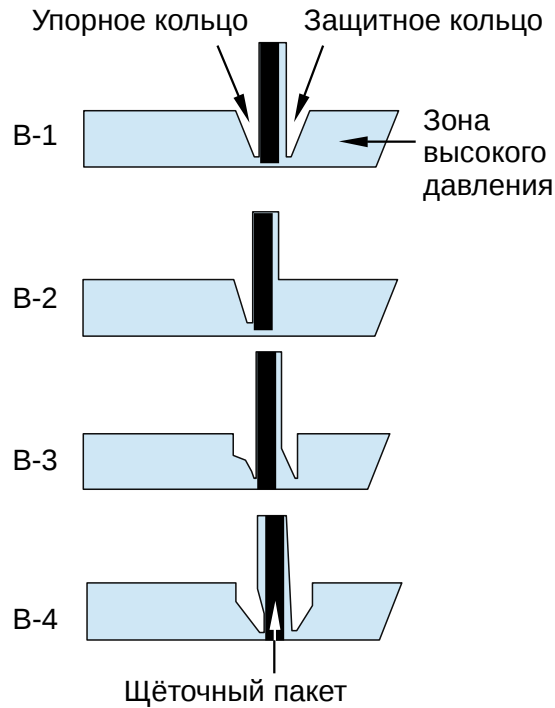


Рис. 2.27. Схемы рассматриваемых щёточных уплотнений

пакетом и упорным кольцом.

Параметры щёточных пакетов приведены в табл. 2.11. Рассматриваются семь щёточных пакетов (В-1, В-2А, В-2В, В-2С, В-3, В-4 и В-5). Щёточное уплотнение В-5 предназначено для тестирования на экспериментальном стенде МАИ, разработанном и изготовленном в рамках данной работы (см. главу 7).

Волокна в наборе закрепляются либо с помощью механического соединения (пакеты В-1, В-2А, В-2В, В-2С и В-4), либо с помощью сварного соединения (пакеты В-3 и В-5). Пакеты В-3, В-4 и В-5 имеют нулевой номинальный радиальный зазор, другие пакеты собираются с положительным зазором. Пакеты В-2В, В-3 и В-4 набраны из толстой проволоки с меньшей плотностью упаковки. Единственным отличием пакетов В-1 и В-2А является геометрия защитного кольца.

В работе также рассматривается сегментированное уплотнение В-3.

Таблица 2.11. Параметры рассматриваемых щёточных пакетов

	В-1	В-2А	В-2В	В-2С	В-3	В-4	В-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 [штг/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

### 2.7.3. Щёточно-лабиринтные уплотнения

Схемы коротких щёточно-лабиринтных уплотнений показаны на рис. 2.28. Уплотнение состоит из двух гребешков на статоре и одного щёточного пакета, установленного либо за гребешками (конфигурация SSB), либо впереди гребешков (конфигурация BSS).

Конфигурации SSB и BSS получаются с помощью замены одного из колец базовой конфигурации трёхгребешкового лабиринта SSS на щёточное уплотнение.

В щёточно-лабиринтных узлах используются различные щёточные уплотнения В-1, В-2, В-3 и В-4. В конфигурациях SSB-1, BSS-1 радиальный зазор в лабиринте составляет 0.27 мм (уплотнение SSS-1). В конфигурациях SSB-2 и BSS-2 радиальный зазор в лабиринте составляет 0.31 мм (уплотнение SSS-2). В конфигурациях SSB-3 и SSB-4 радиальный зазор в лабиринте составляет 0.5 мм (уплотнение SSS-3).

Основные размеры конфигурации SSB-1 приведены на рис. 2.29, где показано сечение геометрии канала уплотнения, используемой в расчётной модели. Щёточный пакет показан как более затемненная область. Выбор геометрии и размеров входной и выходной областей уплотнения обсуждается в главе 3.

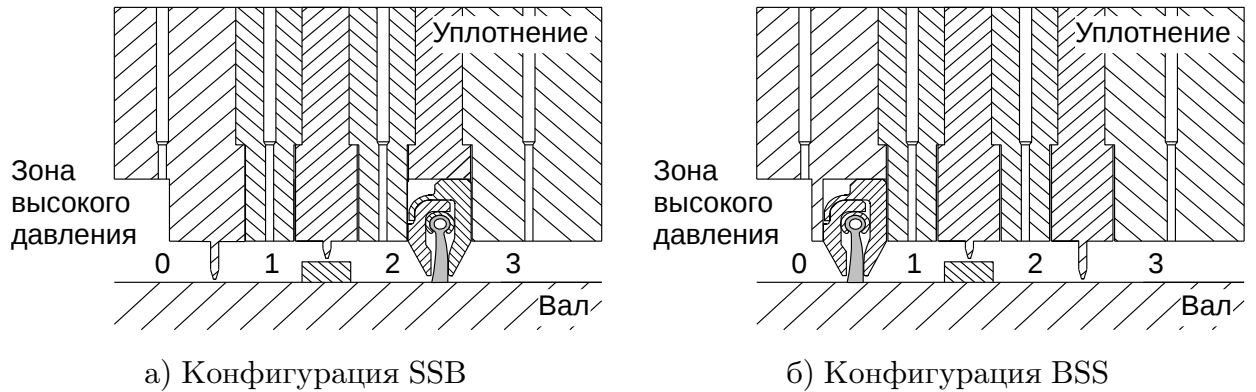


Рис. 2.28. Короткие щёточно-лабиринтные уплотнения

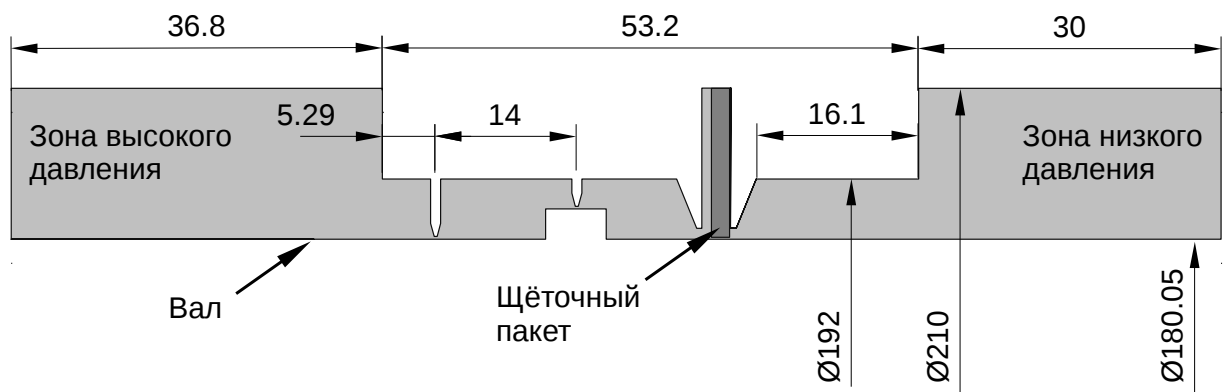


Рис. 2.29. Схема уплотнения SSB-1 (все размеры в мм)

#### 2.7.4. Узел с тремя щёточными уплотнениями

На рис. 2.30 показана схема уплотнительного узла ВВВ, состоящего из трёх идентичных щёточных уплотнений типа В-1 (см. табл. 2.11) без ступени на роторе и без гребешков. Основные размеры уплотнительного узла приведены на рис. 2.31, где показано сечение геометрии, используемой в расчётной модели. Щёточные пакеты показаны тёмно-серыми областями.

Геометрия и размеры входной и выходной областей отличаются от схемы на рис. 2.29. Как было указано выше, подробная информация о выборе расчётной схемы содержится в главе 3.

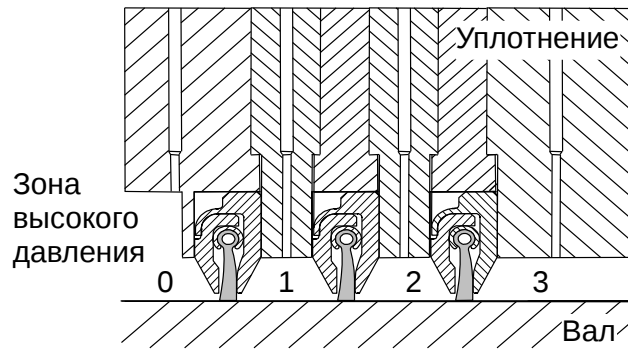


Рис. 2.30. Узел с тремя щёточными уплотнениями (ВВВ)

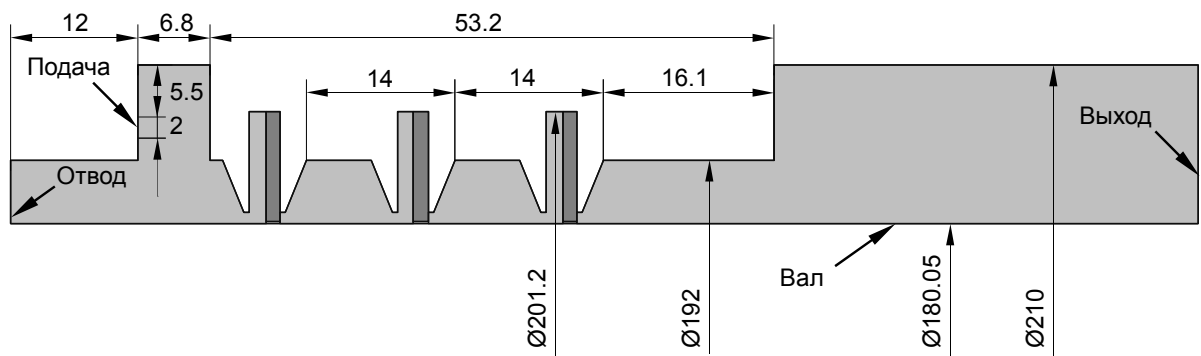


Рис. 2.31. Схема уплотнительного узла ВВВ (все размеры в мм)

## 2.8. Выводы по главе 2

Уплотнительные узлы в турбомашиностроении демонстрируют потенциал для увеличения КПД всей машины, улучшения её экономических и экологических показателей. Направлениями работы для достижения этих целей являются как дальнейшее развитие хорошо зарекомендовавших себя типов уплотнений, так и разработка новых уплотнительных технологий.

К технологиям, позволяющим значительно уменьшить утечки между вращающимися и неподвижными частями, относятся лабиринтные уплотнения сложной геометрии, используемые с абразивными покрытиями или сотами, а также перспективные уплотнения с податливыми элементами.

Щёточные уплотнения представляют собой уже применяемую тех-

нологию, которая, однако, ещё ожидает широкого внедрения. Различные исследования подтверждают значительно лучшие расходные характеристики щёточных уплотнений по сравнению с традиционными лабиринтными уплотнениями. Однако, недостаточность опыта и знаний о функционировании щёточных уплотнений накладывает ограничения на их применение, не позволяющие полностью использовать потенциал щёточных уплотнений.

В авиационных двигателях применяется широкий спектр уплотнительных узлов, выполняющих различные функции. Использование щёточных уплотнений в АД позволяет не только значительно сократить утечки, но и уменьшить осевые размеры силовой установки. Несмотря на ряд проблем, технология щёточных уплотнений уже активно применяется за рубежом как в авиационных двигателях, так и в стационарных газовых и паровых турбоагрегатах. Авиационные двигатели с использованием технологии щёточных уплотнений устанавливаются как на военную, так и на гражданскую авиацию.

Щёточные уплотнения довольно сложны в изготовлении. Рынок предложений щёточных уплотнений очень мал. Во всем мире известны четыре крупных поставщика таких уплотнений. Коммерчески доступные щёточные уплотнения выполняются по двум схемам крепления волокон в пакете и могут изготавливаться с различными конструктивными особенностями для широкого диапазона посадочных диаметров. В качестве материала волокон используется тонкая проволока из сплава на основе кобальта. Также доступны щёточные пакеты, изготовленные из синтетического или углеродного волокна.

Активно ведутся детальные научные и прикладные исследования для лучшего понимания процессов, происходящих в щёточных уплотнениях, для изучения влияния конструктивных параметров на их характеристики, а также для решения наблюдаемых проблем. В России ряд попыток использования щёточных уплотнений не увенчался успехом, что говорит об острой необходимости дальнейшей работы над внедрением и распространением данной перспективной технологии.

## Глава 3

# Моделирование щёточных уплотнений

*В главе рассматриваются подходы к расчёту уплотнительных узлов. Приведена общая аэродинамическая модель бесконтактного уплотнения на основе полной системы уравнений Навье-Стокса. В базовой модели щёточного уплотнения пакет рассматривается как пористая среда. Также описывается аэродинамическая модель с учётом дискретной структуры щёточного пакета. Рассматриваются подходы к структурному расчёту податливых элементов.*

### 3.1. Подходы к расчёту уплотнений

#### 3.1.1. Требования к моделям уплотнений

Расчёт бесконтактных газовых уплотнений турбомашин представляет собой важную и сложную научно-техническую проблему. Для выполнения функции дросселирования потока уплотняемой среды в бесконтактных уплотнениях должны возникать достаточные местные потери на трение, что достигается размещением препятствий в газовом канале. Это приводит к крайне сложной структуре течения, характеризующейся высокими градиентами скоростей, давления и плотности потока. Поэтому построение точных математических моделей бесконтактных уплотнений, а также работа с ними нередко связаны со значительными временными и вычислительными затратами.

Характеристики уплотнений являются функциями рабочих параметров, поэтому расчёты необходимо проводить с варьированием таких граничных условий, как: перепад давления через уплотнение, уровень давления за уплотнением, величина закрутки входного потока газа, скорость вращения вала и его положение относительно центра уплотнения. Также в расчётах необходимо учитывать тепловое состояние уплотняемой среды и элементов уплотнительного узла.



Основными задачами, возникающими при исследовании уплотнений, являются нижеследующие.

- Определение расходной характеристики уплотнения.
- Определение аэродинамических и механических силовых факторов, которые возникают в уплотнительном узле.
- Исследование теплового и напряжённо-деформированного состояний элементов уплотнения.
- Оценка влияния уплотнительного узла на динамику роторной системы (в первую очередь, определение жесткостных и демпфирующих характеристик уплотнения).
- Оценка износа элементов уплотнения и вала, а также прогнозирование ресурса уплотнения.

Для оценки расходных характеристик уплотнений существуют, как правило, упрощённые формулы, основанные на аналитическом анализе или экспериментальных данных.

В общем случае расход определяется из аэродинамического расчёта картины течения газа в канале уплотнения. Аэродинамические силовые факторы и тепловое состояние уплотняемой среды также могут быть определены из аэродинамического расчёта.

Для уточнённого расчёта переноса тепла в элементы ротора и статора соответствующие компоненты могут быть включены в аэродинамическую модель в качестве твердотельных областей для проведения связанного теплового расчёта.

Определение жесткостных и демпфирующих характеристик уплотнения требует, как правило, выполнение дополнительных аэродинамических расчётов, моделирующих динамику ротора.

Определение механических характеристик уплотнения вследствие контактных взаимодействий или деформации элементов под действием давления представляет собой более сложную задачу, требующую объединения различных моделей и проведения связанных расчётов.

Существуют различные подходы к аэродинамическому моделированию бесконтактных уплотнений. Использование двумерного уравнения Рейнольдса из теории гидродинамической смазки в большинстве случаев является неадекватным из-за нарушений различных допущений данной теории. Поэтому подход, подобный широко применяемому для расчёта гидродинамических подшипников скольжения с осевой подачей смазки, может быть использован лишь в частных случаях, например, при моделировании щелевых уплотнений с относительно малыми зазорами.

В большинстве случаев для аэродинамического расчёта бесконтактных газовых уплотнений используются модели, основанные на численном решении упрощённой или полной системы уравнений Навье-Стокса.

Широкое распространение при моделировании различных щелевых и лабиринтных уплотнений получил подход, основанный на использовании так называемой теории (метода) интегральных характеристик Хирса, в рамках которого решаются упрощённые уравнения Навье-Стокса для упрощённой геометрии уплотнения [118]. Например, в классическом методе интегральных характеристик камера лабиринтного уплотнения рассматривается как одна ячейка, в которой осевая и окружная компоненты скорости газа описываются осреднёнными значениями, а радиальной компонентой скорости пренебрегают.

Главным недостатком метода интегральных характеристик является сильная зависимость метода от полуэмпирических констант, необходимых для описания турбулентной природы потока газа, а также входных граничных условий. Необходимые константы, однако, могут быть определены не только из эксперимента, но и с помощью более детальных расчётов. Преимуществом метода интегральных характеристик является скорость выполнения расчётов.

Анализ работ, посвящённых приложению теории интегральных характеристик к уплотнениям, показывает, что метод может с успехом применяться для моделирования бесконтактных уплотнений, однако не является общим, т. к. может выдавать неадекватные результаты для модифицированных конфигураций уплотнений.

Теоретические подходы, основанные на использовании методов вы-

числительной гидродинамики (ВГД), являются наиболее общими и, в то же время, сложными подходами к моделированию бесконтактных уплотнений. Вычислительная гидродинамика представляет собой раздел науки, рассматривающий решение различных задач аэро- и гидромеханики численными методами. Основной составляющей таких задач является система уравнений Навье-Стокса. Для моделирования течения сжимаемого газа система уравнений состоит из уравнения непрерывности, трёх уравнений количества движения, уравнения энергии, а также уравнений модели турбулентности. Данный подход выбран в качестве базового для моделирования лабиринтных и щёточных уплотнений.

Моделирование щёточных уплотнений включает в себя дополнительные сложности, связанные с конструкцией щёточного пакета, состоящего из большого числа отдельных волокон. Как отмечалось в главе 2, щёточные уплотнения как уплотнения с податливыми элементами относятся к промежуточному классу, который находится между классами контактных и бесконтактных уплотнений. В щёточных уплотнениях возможен непосредственный контакт между валом и элементами щёточного пакета, но также возможно и разделение сопряжённых поверхностей (всплытие волокон). Контактная зона в щёточных уплотнениях характеризуется незамкнутостью и зависимостью от рабочих параметров. Основная сложность построения как аэродинамических, так и механических моделей щёточных уплотнений заключается в описании поведения большого числа податливых элементов.

### 3.1.2. Оценка расхода через уплотнение

Для ориентировочных расчётов расходной характеристики бесконтактных (щелевых и лабиринтных) уплотнений применяется целый ряд упрощённых формул, часто имеющих полуэмпирическую природу [397].

Большое разнообразие инженерных формул известно для оценки расхода через лабиринтные уплотнения. При выборе формулы для оценки расхода необходимо также учитывать, работает ли уплотнение в критическом ( $Ma_{max} = 1$ ) или докритическом ( $Ma_{max} < 1$ ) режиме.

Для оценки утечки в лабиринтном уплотнении при докритическом

режиме можно воспользоваться формулой Стодолы [394, С. 156]:

$$\dot{m}^* = A \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{p_0 \nu_0 n}}, \quad (3.1)$$

где  $A$  – площадь сечения зазора под гребешком,  $n$  – число дросселирующих элементов.

Формула Стодолы была получена для полного лабиринта при идеальных условиях с допущением, что перепад давления между соседними камерами мал, а также незначительно отличается по значению при переходе от камеры к камере. Это допущение выполняется при достаточном большом числе дросселирующих элементов.

В случае критического режима одна из простейших формул была предложена в [251] для уплотнения с полным лабиринтом:

$$\dot{m}^* = A \sqrt{\frac{p_0}{\nu_0 n + \ln(p_0/p_1)} \frac{1 - (p_1/p_0)^2}{p_0}} = \frac{A p_0}{\sqrt{R_s T_0}} \sqrt{\frac{1 - (p_1/p_0)^2}{n - \ln(p_1/p_0)}}. \quad (3.2)$$

Формула Стодолы для критического режима принимает следующий вид [394, С. 157]:

$$\dot{m}^* = A \sqrt{\frac{1}{n + 1.5} \frac{p_0}{\nu_0}}. \quad (3.3)$$

При выводе вышеуказанных формул предполагалось, что кинетическая энергия газа при выходе из щели полностью диссипирует в камере лабиринта. Так как в реальности этого не происходит, в первую очередь для сквозных лабиринтов были предложены различные уточняющие коэффициенты  $\mu_{\dot{m}}$ , имеющие полуэмпирический характер. Формула для оценки расхода при этом принимает следующий вид:

$$\dot{m} = \mu_{\dot{m}} \dot{m}^*. \quad (3.4)$$

Для **щёточных уплотнений** общей методики, позволяющей провести оценку расхода, не существует. Это связано с конструкцией щёточного уплотнения и с более сложными закономерностями его работы.

Простейшим подходом для оценки расходной характеристики щёточного уплотнения, который может быть применён, например, в общей

модели двигателя, является замена щёточного уплотнения в модели эквивалентным лабиринтным уплотнением.

При расчётах пакет щёточного уплотнения часто рассматривается как пористая среда. Такое представление может быть использовано для построения подходов к определению расхода через контактные ЩУ, устанавливаемые с нулевым номинальным зазором или внахлёт.

В [123; 150] был представлен полуэмпирический подход для оценки расхода через контактные щёточные уплотнения с помощью итеративного расчёта, основанного на определении параметра эффективной толщины щёточного пакета.

В [7], посвящённой материалу «металлорезина», приводится простая полуэмпирическая методика оценки расхода через пористый материал, которая также может быть применена к щёточным уплотнениям. Выражения для расхода выводятся из следующего уравнения для перепада давления в пористой среде:

$$\frac{\Delta p}{\Delta L} = \frac{76.5(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3 d^2} \mu V + \frac{0.71(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3 d} \rho V^2, \quad (3.5)$$

где  $V$  – среднерасходная скорость,  $\varepsilon$  – пористость.

Ур. (3.5) является известной зависимостью Кармана-Козени для проницаемости в пористой среде [224], в котором значения коэффициентов проницаемости немного отличаются от хорошо известных выражений Эргуна [160] и других пористых моделей.

В приложении к контактным щёточным уплотнениям с нулевым номинальным зазором массовый расход  $\dot{m} = \rho AV$  через пористый материал может быть рассчитан в зависимости от режима течения нижеследующим способом.

- При ламинарном режиме:

$$\dot{m} = \frac{\varepsilon^3 \rho \Delta p A d^2}{76.5 \mu b_b (1-\varepsilon)^2}. \quad (3.6)$$

- При турбулентном режиме:

$$\dot{m} = A \sqrt{\frac{\rho \varepsilon^3 \Delta p d}{0.71 b_b (1-\varepsilon)}}, \quad (3.7)$$

где  $A$  – площадь сечения с открытой щёткой (площадь сечения между валом и внутренним диаметром упорного кольца).

В [7] было сделано допущение, что при ламинарном режиме течения доминирует вязкостное сопротивление, тогда как в турбулентном режиме доминирует инерционное. Основная трудность в использовании приведённых формул заключается в определении реального значения толщины щёточного пакета  $b_b$ , которое зависит от перепада давления через уплотнение. В соответствующем разделе диссертации приведены результаты применения данной формулы для оценки расхода через щёточное уплотнение.

Также известно о существовании ряда прикладных программных инструментов для выполнения быстрой оценки расхода ЩУ (например, от фирмы *PerkinElmer Fluid Sciences*<sup>1</sup>), для которых, однако, отсутствует информация о заложенных методиках определения расхода.

Инженерная методика оценки расхода через щёточное уплотнение, предложенная в рамках данной работы, представлена в главе 7.

## 3.2. Моделирование течения в каналах уплотнений методами вычислительной гидродинамики

### 3.2.1. Система уравнений движения сжимаемой среды

Вычислительная гидродинамика (ВГД) является прикладной наукой, в которой рассматриваются вопросы численного решения задач аэро- и гидромеханики, а также смежных с ними задач (см., например, [98]). ВГД возникла на стыке двух направлений — гидромеханики и вычислительной математики. Из гидромеханики ВГД берет задачу для решения (теоретические основы механики жидкости и газа), из вычислительной математики — метод решения задачи. Дополнительно можно выделить третью важную составляющую, в которой специалист по ВГД должен иметь определённый опыт — программирование и теория вычислительных машин и систем. Эта третья составляющая определяет

<sup>1</sup> *Sealing Technology November 2004, p. 3*

инструмент (компьютер и программные средства к нему) для решения задач ВГД.

Как следует из термина, одной из характеристик ВГД является интенсивное использование вычислительных машин. Появление и развитие ВГД обязано прогрессу в разработке высокоскоростных вычислительных ресурсов, скорость и возможности которых постоянно улучшаются, а затраты и стоимость уменьшаются.

Основу задачи ВГД составляет система уравнений движения среды, которую часто называют системой уравнений Навье-Стокса. В компактной форме система уравнений движения сжимаемой среды может быть записана в нижеследующем виде [32].

1. Уравнение непрерывности:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \bar{v}) = 0. \quad (3.8)$$

2. Три уравнения динамики:

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + (\bar{v} \operatorname{grad}) \bar{v} \right) = \rho \bar{f}_V - \operatorname{grad} \left( p + \frac{2}{3} \mu \operatorname{div} \bar{v} \right) + 2 \operatorname{div}(\mu \operatorname{def} \bar{v}). \quad (3.9)$$

3. Уравнение энергий:

$$\rho \frac{\partial e}{\partial t} + \rho (\bar{v} \operatorname{grad}) e + p \operatorname{div} \bar{v} = \frac{\partial Q}{\partial t} + \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) - \operatorname{div} \tau_{ij} \cdot \bar{v} + \operatorname{div}(\tau_{ij} \bar{v}). \quad (3.10)$$

Компоненты тензора вязких напряжений для ньютоновской жидкости определяются как:

$$\tau_{ij} = -\frac{2}{3} \mu \operatorname{div} \bar{v} \delta_{ij} + 2 \mu \operatorname{def} \bar{v}, \quad (3.11)$$

где  $\delta_{ij}$  — символ Кронекера ( $\delta_{ij} = 1$  при  $i = j$  и  $\delta_{ij} = 0$  при  $i \neq j$ ).

Полная система состоит из пяти уравнений и семи неизвестных:  $\rho$ ,  $p$ ,  $u$ ,  $v$ ,  $w$ ,  $T$ ,  $e$ . Система замыкается уравнениями состояния и зависимостями теплофизических свойств среды.

В случае течения сжимаемого газа для замыкания системы часто используется модель идеального газа:

$$\begin{cases} p = \rho RT, \\ e = c_v T. \end{cases} \quad (3.12)$$

Динамическая вязкость газа задаётся постоянной или описывается с помощью формулы Сазерленда:

$$\mu = A_s \frac{T^{3/2}}{T + T_s} \quad \text{или} \quad \mu = \mu_0 \frac{T_{ref} + S}{T + S} \left( \frac{T}{T_{ref}} \right)^{3/2}. \quad (3.13)$$

Для воздуха коэффициенты в ур. (3.13) имеют следующие значения:  $A_s = 1.4792 \times 10^{-6}$  Па·с,  $T_s = 116$  К,  $\mu_0 = 1.826 \times 10^{-5}$  Па·с,  $S = 120$  К,  $T_{ref} = 291.15$  К.

Теплофизические свойства также могут задаваться в качестве аппроксимационных функций или табличных данных в зависимости от температуры и давления.

### 3.2.2. Моделирование турбулентности

Течение газа в бесконтактных уплотнениях имеет, как правило, ярко выраженный турбулентный характер. Расчёт турбулентных структур в каналах уплотнений непосредственно с помощью уравнений Навье-Стокса (прямое численное моделирование DNS<sup>2</sup>) остаётся непрактичным из-за высоких вычислительных затрат, связанных с требованиями по размеру ячеек расчётной сетки. Для моделирования турбулентности существует целый ряд подходов различной степени сложности (например, LES, DES, SAS, RANS), которые, в свою очередь, содержат разнообразные модели турбулентности.

В методе крупных вихрей LES<sup>3</sup> большие масштабы турбулентности рассчитываются напрямую, а для описания более мелких вихрей используются специальные правила замыкания. Использование метода LES для моделирования лабиринтных уплотнений рассматривается

<sup>2</sup> *Direct numerical simulation*

<sup>3</sup> *Large eddy simulation*



в [357]. Метод крупных вихрей остаётся слишком затратным для практических расчётов уплотнений. Результаты применения немного более экономичного масштабно-адаптируемого подхода SAS<sup>4</sup> для моделирования течения в камере лабиринтного уплотнения SSS приведены в [304].

В стандартных моделях ВГД турбулентность описывается с помощью осреднённых уравнений Навье-Стокса с использованием процедуры осреднения по Рейнольдсу или по Фавру (подход RANS<sup>5</sup>). При осреднении в исходных уравнениях возникают новые неизвестные, для определения которых были предложены различные модели замыкания.

Для замыкания системы осреднённых уравнений Навье-Стокса широкое распространение получили различные двухпараметрические инженерные модели турбулентности, основанные на гипотезе Буссинеска и параметре турбулентной вязкости. Согласно гипотезе Буссинеска тензор турбулентных напряжений имеет следующую форму:

$$\tau_{ji}^{turb} = \overline{\rho u'_i u'_j} = -\mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) - \delta_{ij} \bar{\rho} k. \quad (3.14)$$

В настоящее время в качестве стандартной двухпараметрической модели турбулентной вязкости можно назвать модель турбулентности SST<sup>6</sup> [254], которая является комбинацией классических моделей ( $k - \varepsilon$ ) и ( $k - \omega$ ). В двухпараметрических моделях система Навье-Стокса замыкается двумя дифференциальными уравнениями переноса турбулентных величин. Многие исследования показали эффективность модели SST в различных инженерных приложениях.

Два уравнения переноса модели турбулентности SST имеют следующий вид (символ осреднённых компонент скорости опущен) [85; 254]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta^* \rho k \omega, \quad (3.15)$$

<sup>4</sup> *Scale-adaptive simulation*

<sup>5</sup> *Reynolds-averaged Navier-Stokes*

<sup>6</sup> *Shear-stress-transport*

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha_3 \frac{\rho}{\mu_t} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 + \frac{(1 - F_1) 2\rho}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \quad (3.16)$$

где  $P_k$  представляет собой член для учёта генерации турбулентности.

Турбулентная вязкость определяется в модели SST как:

$$\mu_t = \rho \frac{0.31k}{\max(0.31\omega, SF_2)}, \quad (3.17)$$

где  $S$  — абсолютное значение завихрённости.

Коэффициенты модели SST определяются как линейная комбинация коэффициентов моделей  $(k - \varepsilon)$  и  $(k - \omega)$  с помощью следующего выражения:

$$\varphi_3 = F_1 \varphi_1 + (1 - F_1) \varphi_2, \quad (3.18)$$

где  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  соответствуют коэффициентам моделей  $(k - \varepsilon)$  (2) и  $(k - \omega)$  (1). Значения коэффициентов моделей турбулентности  $(k - \varepsilon)$  и  $(k - \omega)$  сведены в табл. 3.1.

Определение стыковочных функций  $F_1$  и  $F_2$  (т. е. переключение между моделями), значения которых лежат в пределах  $0 \dots 1$ , основано на информации о расстоянии от текущей ячейки расчётной сетки до стенки [85].

Одним из недостатков классических двухпараметрических моделей является их изотропичность, т. е. нечувствительность к вращению и кривизне линий тока. Течение в бесконтактном уплотнении может быть значительно закручено из-за начальной закрутки газа, а также из-за вращения ротора. Поэтому данные эффекты должны быть учтены при описании турбулентности в каналах уплотнений.

Таблица 3.1. Коэффициенты стандартных двухпараметрических моделей турбулентности

	$\alpha_1$	$\beta^*$	$\beta_1$	$\sigma_{k1}$	$\sigma_{\omega 1}$
Модель $(k - \omega)$	5/9	0.09	0.075	2.0	2.0
Модель $(k - \varepsilon)$	0.44	0.09	0.0828	1.0	1 / 0.856

Модификация модели  $(k - \varepsilon)$  для учёта анизотропии турбулентности в приложении к лабиринтным уплотнениям была предложена и протестирована в [226]. Было отмечено, что стандартная модель  $(k - \varepsilon)$  неудовлетворительно предсказывает величину закрутки потока в камерах лабиринта. Предложенная же модификация улучшила расчётные результаты. Модель турбулентности SST также была модифицирована для возможности учёта анизотропичности турбулентности путём включения специальной коррекции [333; 338].

Для ряда задач турбомашиностроения также хорошо зарекомендовала себя более простая модель Спаларта-Аллмараса [337].

К более сложным моделям турбулентности для осреднённых уравнений Навье-Стокса относятся модели рейнольдсовых напряжений, в которых для каждой компоненты симметричной матрицы турбулентных напряжений решается дополнительное транспортное дифференциальное уравнение. Данный класс моделей не основывается на гипотезе Буссинеска, поэтому считается, что модели рейнольдсовых напряжений должны демонстрировать более «реалистичные» результаты по сравнению с упрощёнными двухпараметрическими моделями. Однако это не подтверждается для общего случая. В частных случаях модели рейнольдсовых напряжений могут привести к сложностям при достижении установившегося решения в связи с появлением нестационарных эффектов, которые не возникают при расчёте с двухпараметрическими моделями. Использование моделей рейнольдсовых напряжений также заметно повышает вычислительные затраты.

Особое внимание при моделировании турбулентности должно быть уделено пристеночным зонам расчётной области, в которых могут возникать высокие градиенты компонент скорости.

Типичный профиль скорости потока в пристеночной зоне приведён на рис. 3.1 в терминах безразмерной средней скорости  $u^+$  и безразмерного расстояния от стенки по нормали  $y^+$ , которые выражаются следующим образом:

$$y^+ = \frac{u_\tau}{\nu} y, \quad u^+ = \frac{u}{u_\tau}, \quad (3.19)$$

где  $u_\tau$  – скорость трения у стенки,  $\nu$  – кинематическая вязкость.

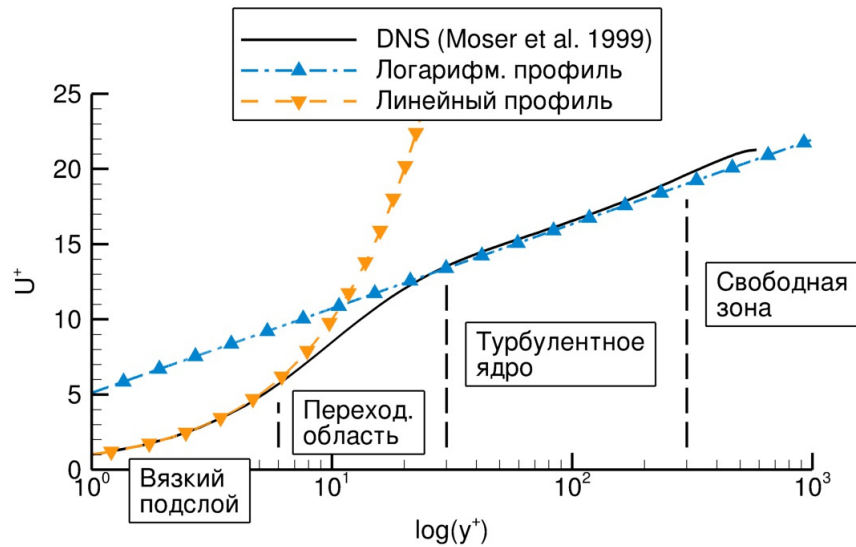


Рис. 3.1. Схема пристеночной турбулентности

На рис. 3.1 приведены результаты прямого численного моделирования турбулентного течения без применения модели турбулентности (подход DNS<sup>7</sup>), взятые из [261]<sup>8</sup>.

Также на рис. 3.1 показаны две пристеночные функции. Из сравнения с результатами DNS видно, что в зоне вязкого подслоя приемлемой аппроксимацией является линейный профиль скорости:

$$u^+ = y^+, \quad (3.20)$$

а в зоне турбулентного ядра – логарифмический профиль

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln y^+ + A. \quad (3.21)$$

При работе с осреднёнными уравнениями Навье-Стокса существуют два подхода к описанию пристеночной турбулентности: приемлемое разрешение численной сетки у стенки и использование специальных модификаций моделей турбулентности для малых чисел Рейнольдса, или использование пристеночных функций, приведённых выше.

При использовании пристеночных функций уравнения Навье-Стокса в пристеночной зоне не решаются, а указанные полуэмпирические

<sup>7</sup> Direct numerical simulation

<sup>8</sup> Данные доступны по: <http://torroja.dmt.upm.es/turbdata/agard/chapter5/PCH10/>

зависимости используются напрямую для определения скорости потока. Решение осреднённых уравнений Навье-Стокса с соответствующей моделью турбулентности используется в свободной зоне с развитой турбулентностью.

### 3.2.3. Граничные и начальные условия

Система с определяющими уравнениями в задачах вычислительной гидродинамики должна быть дополнена необходимыми граничными и начальными условиями.

Основными видами границ расчётной области являются входные и выходные кромки, а также стенки. Для каждого типа граничного условия существуют несколько вариантов определения значений переменных величин на границе. Важно использовать согласующиеся граничные условия для входного и выходного сечения уплотнения. Некорректные комбинации граничных условий отрицательно влияют на процесс сходимости численного решения.

На входной кромке граничные условия должны быть определены для всех неизвестных в задаче. Значения компонент скорости на входе в уплотнение, как правило, неизвестны. При моделировании уплотнений на входной кромке задают полное или статическое давление среды перед уплотнением, направление входящего потока и значения переменных в модели турбулентности. Для уравнения энергий задаётся температура входящего потока газа. На выходной кромке задаётся значение статического давления за уплотнением и направление вытекающего потока. Уравнение энергий не требует граничных условий на выходной кромке. Другие возможные комбинации граничных условий могут использоваться в специальных случаях.

Важным типом граничного условия является смешанная входная/выходная (открытая) кромка, через которую среда может как поступать в расчётную область, так и покидать её. Данный тип граничного условия используется, когда граница расчётной области проходит в зоне возможной рециркуляции потока. В уплотнениях входные и выходные поверхности могут значительно отличаться по площади с сечением в зоне

наименьшего радиального зазора. К тому же осевые размеры входных и выходных камер уплотнения могут ограничиваться формулировкой поставленной задачи. Эти два фактора часто приводят к возникновению рециркуляционных зон на границах расчётной области.

Для открытой кромки должны быть заданы все граничные условия, как для случая входной кромки. При расчёте, в зависимости от направления вектора скорости потока для ячеек на границе, будут использоваться либо выходные, либо входные граничные условия. При использовании лишь выходных граничных условий, в случае возникновения на выходе зоны рециркуляции, стандартной процедурой является создание искусственной стенки для предотвращения поступления среды обратно в расчётную область.

На стенках статора и ротора компоненты скорости потока либо приравниваются к компонентам скорости стенки (условие прилипания, которое является стандартным), либо никак не ограничиваются в направлении вдоль стенки.

Для уравнения энергии на стенке могут задаваться различные граничные условия (адиабатическое условие, температура внутренней поверхности стенки, температура внешней поверхности стенки и коэффициент теплопередачи, тепловой поток через стенку).

При работе с сегментом уплотнения (а не использования полноохватной геометрии) на кромках сегмента должны быть заданы периодические граничные условия. В ряде случаев модель уплотнения состоит из нескольких расчётных областей. При этом на общих границах областей должны быть определены условия перехода от одной области к другой. В общем случае расчётные сетки соединяемых областей могут не соответствовать друг другу на общей границе.

Исходная система уравнений Навье-Стокса является нелинейной, решение которой осуществляется с помощью итерационного процесса. Поэтому даже для стационарных задач должны быть заданы начальные условия для всех неизвестных величин во всей расчётной области. Начальные условия могут определяться из граничных условий, либо задаваться напрямую.

### 3.2.4. Модель лабиринтного уплотнения

В данном разделе представлена базовая модель короткого трёхгребешкового лабиринтного уплотнения со ступенью на валу (конфигурация SSS). Модели конфигураций с щёточными уплотнениями, представленные в последующих разделах, основаны на данной модели.

Описание короткого ступенчатого лабиринтного уплотнения SSS приведено в разделе 2.7.1. Схема модели уплотнения с основными размерами показана на рис. 3.2. Ступень на валу имеет высоту 3 мм и длину 6 мм. Радиальный зазор под гребешками составляет в данном случае 0.5 мм (конфигурация SSS-3). Также были исследованы уплотнения с другими значениями радиального зазора (см. табл. 2.10).

Конфигурация модели короткого ступенчатого лабиринта SSS показана на рис. 3.3, на котором также приведены фрагменты расчётной сетки и типичные распределения давления на поверхности вала и скорости газа в одном из сечений уплотнения. Модель представляет собой полноохватное уплотнение с эксцентрично расположенным ротором.

Модель уплотнения состоит из входной камеры, канала уплотнения и выходной области. Поверхности статора и вала представляют собой стенки с адиабатическими условиями.

Конфигурация входной камеры задаётся в соответствии с геометрией входной камеры экспериментального стенда. Входная камера включает в себя две газовые границы, аппроксимирующие состояние газа, поступающего в камеру экспериментального стенда. Во входном сечении задаются компоненты скорости газа, значения которых оцениваются исходя из входного давления и величины начальной закрутки потока. В сечении отводного канала задается давление газа во входной камере. Такая конфигурация граничных условий позволяет достаточно точно задать состояние газа на входе в канал уплотнения.

Также были рассмотрены несколько других конфигураций входной камеры. В базовой модели входное сечение представляет собой сплошное кольцо со средним диаметром 203 мм. Реальная конфигурация кольца закрутки потока газа во входной камере на экспериментальном стенде имеет 40 каналов. На рис. 3.36 показана конфигурация входной ка-

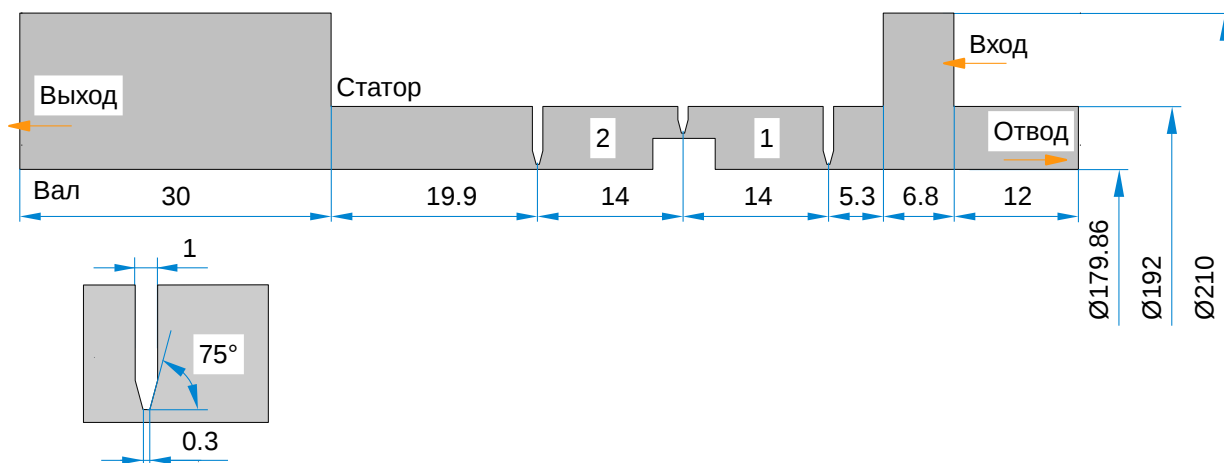
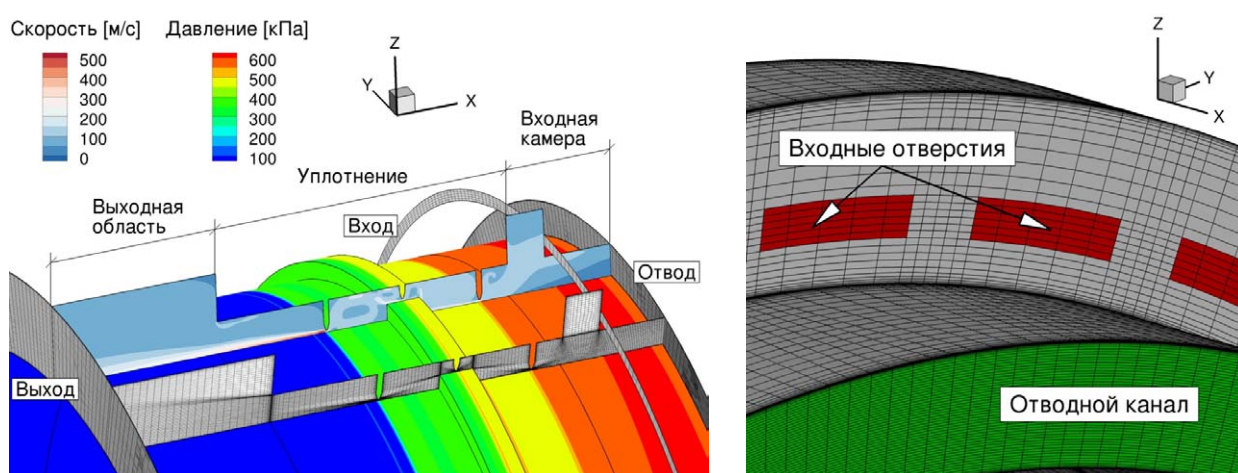


Рис. 3.2. Размеры модели короткого лабиринта SSS



а) Базовая конфигурация

б) Входное кольцо с 40 отверстиями

Рис. 3.3. Конфигурация модели короткого лабиринта SSS

меры с 40 отверстиями, которая использовалась при анализе модели лабиринтного уплотнения.

Закрутка потока газа на входе в уплотнение является важным граничным условием и может задаваться различными способами, перечисленными ниже.

- С помощью определения во входной области расчётной модели дополнительной подзоны, все элементы которой вращаются со скоростью, соответствующей начальной закрутке газа.
- С помощью вектора направления компонент скорости газа на вход-



ной кромке.

- Непосредственным заданием значений скорости на входе.

Размеры выходной области выбираются из соображений уменьшения влияния аппроксимации граничных условий в выходном сечении на поток газа в самом уплотнении. Основным граничным условием на выходе является величина статического давления, которое в данном случае является атмосферным.

Граничные условия на выходе из расчётной области и на входе в отводной канал задаются в виде смешанных условий. Значения температуры на выходе из уплотнения в случае поступления газа обратно в расчётную область приравниваются к значениям температуры газа, покидающего расчётную область.

На поверхности вала задаётся скорость вращения ротора. Элементы статора в стандартной модели являются неподвижными. Однако при выполнении расчётов в подвижной системе координат для определения динамических коэффициентов уплотнения для стенки статора также задаётся определённая скорость вращения (см. раздел 4.4.2).

Важнейшим результатом расчёта уплотнения является величина расхода. Расход через уплотнение определяется с помощью вычисления следующего интеграла по выходной поверхности:

$$\dot{m} = \int_A \rho u \, dA, \quad (3.22)$$

где  $u$  – компонента вектора скорости, перпендикулярная выходной поверхности  $A$ .

Силовые факторы, возникающие на стенках статора и ротора, вычисляются путём интегрирования давления по поверхности стенки.

### 3.3. Модель пористой среды

#### 3.3.1. Обобщённое уравнение Дарси

Пакет щёточного уплотнения представляет собой плотно упакованный набор большого числа волокон малого диаметра. В приближении

щёточный пакет может быть рассмотрен как пористая среда. Данный подход не учитывает дискретную природу отдельных волокон, тем самым значительно упрощая построение аэродинамической модели щётчного уплотнения. Несмотря на это серьёзное упрощение, использование модели пористой среды позволяет с достаточной точностью предсказывать расход и распределение давления в уплотнении. Обсуждение границ применимости данного подхода приведено в соответствующем разделе данной работы.

Схема фрагмента идеализированного пакета щётчного уплотнения приведена на рис. 3.4 (см., также, рис. 2.13). Набор одинаковых волокон круглого сечения, расположенных под наклоном, заменяется на непрерывную пористую среду, основным параметром которой является пористость, определяемая из геометрических соображений с помощью ур. (2.7).

Пакет щётчного 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.

Модель пористой среды описывает сопротивление щётчного пакета потоку газа. Используя обобщённую модель Дарси, уравнение пористой среды в терминах линейного  $a_i$  и квадратичного  $b_i$  коэффициентов сопротивления записывается для щётчного пакета как:

$$-\frac{\partial p}{\partial x_i} = a_i \mu v_i + b_i \rho |v_i| v_i, \quad i = x, y, z. \quad (3.23)$$

Ур. (3.23) описывает зависимость градиента давления в пористой среде от скорости газа, протекающего через пористую структуру, и входит в систему уравнений Навье-Стокса.

При малых числах Рейнольдса доминирует вязкостное сопротивление, при этом может быть использована линейная модель Дарси, содержащая лишь линейные коэффициенты сопротивления  $a_i$ . Для высоких скоростей в модель Дарси добавляется квадратичный член, представляющий собой инерционное сопротивление. Модель пористой среды полностью определяется выражениями для коэффициентов линейного и квадратичного сопротивления.

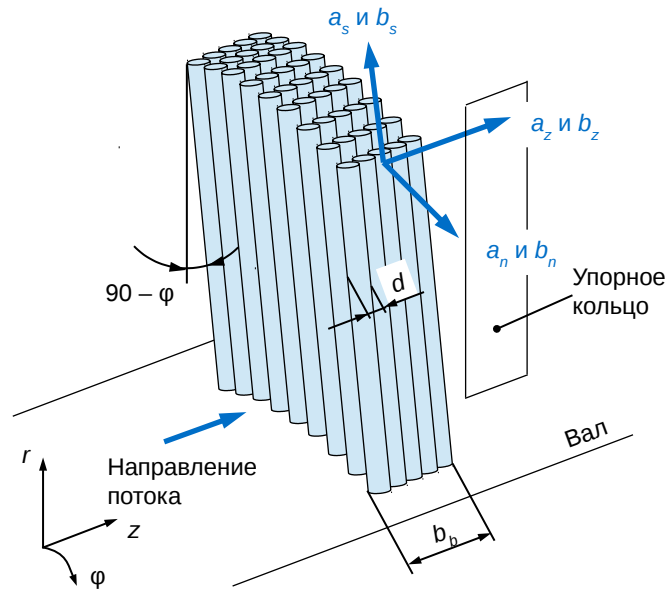


Рис. 3.4. Пакет щёточного уплотнения как пористая среда

Применимость той или иной модели пористой среды может ограничиваться значениями пористости.

### 3.3.2. Выражения для коэффициентов сопротивления

Представление набора упакованных дискретных элементов (например, цилиндров или сфер) в качестве непрерывной пористой среды является распространённым подходом в различных задачах механики.

В литературе были предложены различные выражения для коэффициентов сопротивления  $a$  и  $b$ , большинство из которых носят полуэмпирическую природу. Ниже приведены выражения, которые используются при моделировании щёточных уплотнений с помощью модели пористой среды.

Во всех нижеприведённых моделях выражения для коэффициентов сопротивления содержат величины  $C$  и  $D$ , являющиеся функциями пористости  $\varepsilon$  и диаметра волокон  $d$ :

$$C = \frac{(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3 d^2}, \quad D = \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon^3 d}. \quad (3.24)$$

### Модель Эргуна (М-0)

Линейный и квадратичный коэффициенты сопротивления в модели Эргуна [160] рассчитываются как:

$$\begin{aligned} a_{s,n,z} &= 66.7C, \\ b_{s,n,z} &= 1.17D. \end{aligned} \quad (3.25)$$

Данная изотропная модель является классической моделью пористой среды, которая широко используется в приложениях, отличных от щёточных уплотнений. Модель Эргуна, не учитывающая анизотропию щёточного пакета, послужила основой при разработке других моделей пористой среды, широко используемых при моделировании щёточных уплотнений.

### Модель, предложенная Чу с соавторами (М-1)

Линейный и квадратичный коэффициенты сопротивления в модели, предложенной Чу с соавторами [115; 116] непосредственно для моделирования щёточных уплотнений, рассчитываются как:

$$\begin{aligned} a_n &= 80C, & a_s &= 1.33C, \\ b_n &= 1.16D, & b_s &= 0. \end{aligned} \quad (3.26)$$

Данную модель пористой среды можно назвать самой распространённой моделью для расчёта щёточных уплотнений. Модель является обобщением уравнений Эргуна для учёта анизотропической природы щёточного пакета.

В модели выделены два направления: вдоль волокон  $s$  и направление, перпендикулярное волокнам,  $n$  и  $z$ . Значения коэффициентов сопротивления в направлении, параллельном волокнам, были получены на основе экспериментальных данных. Значение вязкостного сопротивления в направлении вдоль волокон значительно меньше значения для перпендикулярного направления. Инерционный коэффициент сопротивления в направлении вдоль волокон полагается равным нулю.

### Модель, предложенная Прёстлером (М-2)

Линейный и квадратичный коэффициенты сопротивления в модели, предложенной Прёстлером [390], рассчитываются как:

$$\begin{aligned} a_n &= 80C, & a_s &= 32\varepsilon C, \\ b_n &= 1.16D, & b_s &= 0. \end{aligned} \quad (3.27)$$

Данная модель также была разработана специально для щёточных уплотнений и представляет собой дополнительную модификацию предыдущей модели М-1. В частности, был изменён вязкостный коэффициент сопротивления  $a_s$  в направлении, параллельном волокнам.

### Альтернативная модель пористой среды (М-3)

В данной работе также предлагаются к использованию следующие выражения для коэффициентов сопротивления пористой среды:

$$\begin{aligned} a_n &= 72\tau C, & a_s &= \frac{6}{5}\tau C, \\ b_n &= \frac{1}{2}\tau \left( \frac{3}{2} + \frac{1}{\beta^4} - \frac{5}{2\beta^2} \right) D, & b_s &= 0. \end{aligned} \quad (3.28)$$

Выражения для коэффициентов сопротивления в ур. (3.28) для перпендикулярных направлений  $z$  и  $n$  взяты из [369], где представлена модель пористой среды общего назначения.

В процессе адаптации модели пористой среды из [369] к щёточным уплотнениям был использован подход по аналогии с моделью М-1 из [115; 116]. Выражение для линейного коэффициента для направления вдоль волокон было получено путём уменьшения коэффициента  $a_{n,z}$ .

Параметр извилистости  $\tau$  и коэффициент относительной заполненности  $\beta$  рассчитываются по следующим формулам [369]:

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{1}{2}\sqrt{1-\varepsilon} + \beta\sqrt{1-\varepsilon} \sqrt{\left( \frac{1}{\sqrt{1-\varepsilon}} - 1 \right)^2 + \frac{1}{4}} \right), \\ \beta &= \frac{1}{1 - \sqrt{1-\varepsilon}}. \end{aligned} \quad (3.29)$$

### 3.3.3. Калибровка модели пористой среды

Основным недостатком модели пористой среды является её полуэмпирическая природа. Приведённые в предыдущем разделе выражения для коэффициентов сопротивления были получены с использованием экспериментальных данных. Поэтому модель пористой среды для конкретного щётчного уплотнения должна, как правило, быть откалибрована для одного или более наборов рабочих параметров.

Необходимость проведения процедуры калибровки означает, что в распоряжении должны быть экспериментальные данные по расходу как минимум для одной рабочей точки (перепада давления).

Альтернативным вариантом выполнения калибровки модели пористой среды является использование теоретических результатов или приближенных зависимостей, полученных ранее при моделировании похожих щётчных уплотнений. Также для оценки неизвестных параметров модели пористой среды могут использоваться теоретические результаты, полученные с учётом дискретной структуры пакета волокон.

Процесс калибровки модели пористой среды заключается в последовательном изменении выбранного параметра модели до тех пор, пока расчётное значение выбранной характеристики не будет совпадать с заданной точностью с эталонным значением. Из этого следует, что процесс калибровки включает в себя выполнение ряда последовательных расчётов. Следует отметить, что процесс калибровки может быть полностью автоматизирован.

При выполнении калибровки могут быть использованы различные методы, среди которых: изменение неизвестной рабочей толщины щётчного пакета  $b_b$ ; изменение неизвестного остаточного радиального зазора щётчного уплотнения (при наличии номинального радиального зазора); непосредственное изменение коэффициентов  $a$  и  $b$  в уравнении обобщённой модели Дарси; выделение нескольких зон в пакете с различными коэффициентами сопротивления (например, зона в обойме, зона в свободном зазоре между кольцами и валом).

Для проверки процесса калибровки чаще всего используются значения расхода через щётчное уплотнение. Также могут быть использо-

ваны реальные значения для распределения давления в щёточном пакете или значения перепада давления через щёточное уплотнение (при использовании ЩУ в комбинации с другими уплотнениями).

После выбора набора выражений для коэффициентов сопротивления в модели пористой среды остаётся лишь один неизвестный параметр — толщина щёточного пакета в осевом направлении. Изменениями в угле наклона волокон при их опускании в данном случае пренебрегаем. Значения толщины пакета могут изменяться при возникновении перепада давления через уплотнение, тем самым значительно изменяя значения коэффициентов сопротивления. Поэтому представляется целесообразным выполнять калибровку, изменяя толщину пакета.

При работе с щёточными уплотнениями, имеющими номинальный радиальный зазор, процесс калибровки усложняется из-за увеличения количества неопределённых параметров. Величина остаточного радиального зазора не влияет на параметры модели пористой среды, но изменяет размеры пористой зоны. Поэтому подход, основанный на варьировании значения зазора, может быть использован в процессе калибровки для распределения величины утечек между щёточным пакетом и свободной зоной между волокнами и поверхностью вала.

Изменения в значениях свободного зазора и толщины пакета могут происходить одновременно, что делает сложным разделение этих двух эффектов. Рекомендуемым методом здесь является использование аппроксимационных функций радиального зазора в зависимости от перепада давления. Данные зависимости могут быть выведены из экспериментальных данных, полученных с помощью оптических методов, или из теоретических моделей, в которых выполняется расчёт изгиба волокон в пакете щёточного уплотнения.

## 3.4. Модели щёточного уплотнения

### 3.4.1. Модель сегмента щёточного уплотнения

Простейшей моделью для определения расхода и перепада давления в камерах уплотнения методами ВГД является двумерная модель,

в которой рассматривается лишь осевое сечение уплотнения. Двумерная модель может быть построена как для лабиринтных, так и для щёточных уплотнений. В данной работе в качестве базовой модели используется модель трёхмерного сегмента щёточного уплотнения.

Схема модели сегмента щёточного уплотнения показана на рис. 3.5. Модель включает в себя щёточный пакет, который описывается как пористая среда, две камеры перед и за щёточным пакетом, а также входную и выходную области. При этом предполагается, что вал находится в концентричном положении. Общие размеры модели (диаметр вала, полная длина уплотнения) соответствуют в данном случае размерам модели базового лабиринтного уплотнения SSS.

На рис. 3.5 приведены два вида трёхмерного сегмента щёточного уплотнения, вырезанного вдоль оси вала. Размер сегмента в окружном направлении составляет несколько градусов. Такие модели могут использоваться для определения расходных характеристик, распределения давления и картин течения в каналах уплотнения. Для изучения эффекта эксцентричного положения вала, а также определения компонент аэродинамической силы, возникающей в уплотнении, необходимо использовать полноохватные геометрические модели (см. ниже).

В зависимости от целей расчёта в модель могут также включаться каналы элементов, окружающих уплотнение в реальном агрегате (например, сектор с лопатками для надбандажных уплотнений, устройства гашения закрутки потока, лабиринты и т. д.), которые также могут оказывать заметное влияние на расчётные характеристики уплотнения.

Как уже отмечалось выше, входные и выходные области, включаемые в расчётную модель, необходимы для уменьшения нежелательных эффектов от идеализированных граничных условий на входе и выходе из уплотнения. Ряд работ, посвящённых моделированию лабиринтных уплотнений, показал, что размер входных и выходных областей может заметно влиять на результаты расчётов. Выбор размера данных областей является компромиссным решением, при котором учитывается общее число узлов в результирующей расчётной сетке.

Для изучения теплового состояния уплотнительного узла в модель ВГД можно включить элементы статора и ротора как твердотельные



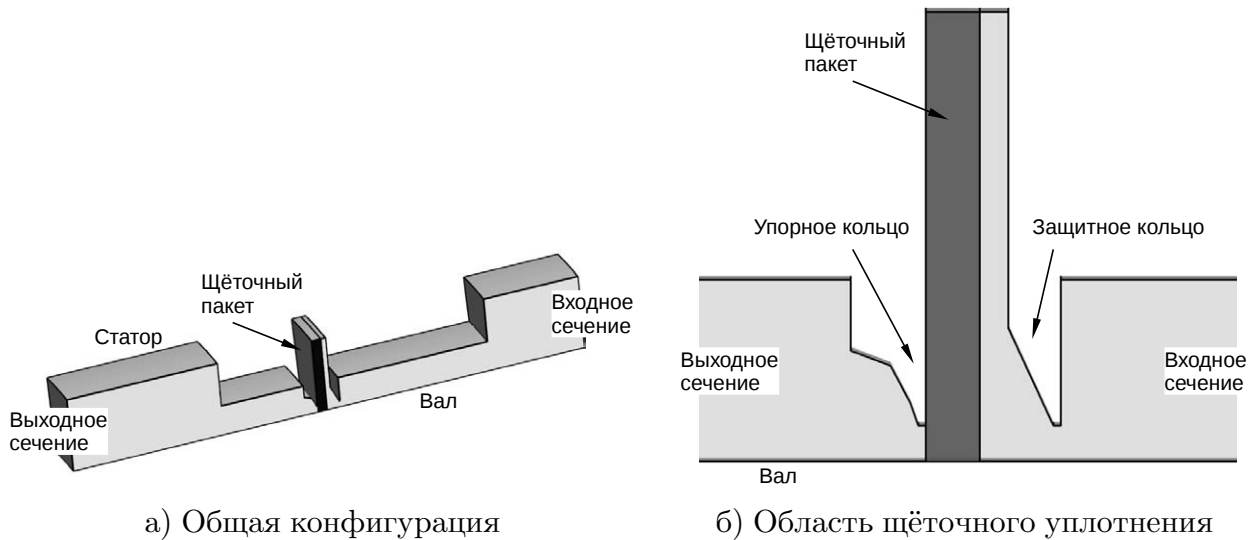


Рис. 3.5. Схема базовой модели сегмента щёточного уплотнения

тела, представляющие собой дополнительные расчётные области, для которых будет решаться связанная задача теплопроводности.

Размеры моделей исследуемых пакетов щёточных уплотнений приведены на рис. 3.6 (пористые зоны, занимаемыми пакетами, не показаны).

Размеры щёточного пакета (свободный радиальный зазор и толщина пакета) изменяются в зависимости от рабочего режима. Эти изменения расчётной области должны быть учтены в теоретической модели уплотнения. Для этого можно воспользоваться двумя подходами.

Прямой метод учёта непостоянных размеров пористой среды подразумевает регенерацию новой расчётной сетки при каждом изменении рабочих параметров, т. е. граничных условий. Преимуществом данного метода является точное воспроизведение заданных размеров области. Однако несмотря на то, что процедуры регенерации сетки и её замены в модели могут быть автоматизированы, временные и вычислительные затраты такого подхода могут оказаться значительными.

Альтернативный подход, который позволяет уменьшить затраты на подготовку отдельных расчётов, заключается в использовании одной сетки с достаточно малыми ячейками в области изменяемых границ щёточного пакета. Значения изменяющихся размеров пористой области могут фиксироваться с помощью аналитических выражений непосред-

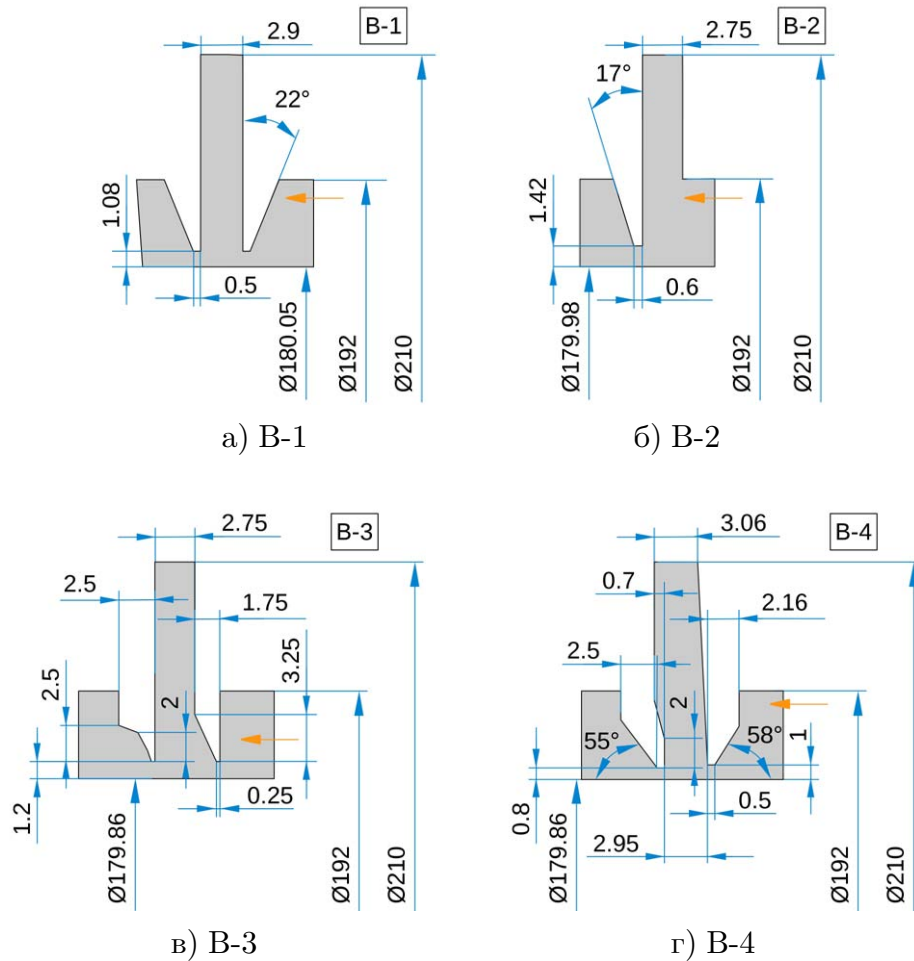


Рис. 3.6. Размеры моделей щёточных уплотнений

ственно при выполнении расчёта. Для этого в модели задаются бинарные коэффициенты, которые принимают значения 0 или 1 в зависимости от положения ячейки по отношению к пористой области. Умножение коэффициентов сопротивления модели пористой среды на данные бинарные коэффициенты приводит к аналитическому описанию новых размеров щёточного пакета. Действие бинарных коэффициентов заключается в «выключении» модели пористой среды для ячеек сетки, лежащих вне текущих размеров щёточного пакета. Недостатком данного метода является то, что изменения размеров пакета не могут быть меньше размеров соответствующих ячеек расчётной области.

Фрагмент типичной расчётной сетки в области щётки показан на рис. 3.7. Бинарный коэффициент для толщины пакета может быть за-

дан с помощью следующего условия:

$$b_{01} = \begin{cases} 0, & \text{если } (b_{bx0} + b_b - x) < 0.0, \\ 1, & \text{иначе,} \end{cases} \quad (3.30)$$

где  $b_{bx0}$  — координата по оси  $x$  точки начала щётчного пакета со стороны упорного кольца,  $b_b$  — заданное реальное значение толщины пакета,  $x$  — координата узла сетки вдоль оси вала с началом отсчёта в выходной области уплотнения (геометрия щётчного уплотнения лежит в положительной области оси  $x$ ).

Бинарный коэффициент, ограничивающий щётчный пакет в радиальном направлении и определяющий свободный зазор в уплотнении, может быть задан аналогично:

$$h_{01} = \begin{cases} 0, & \text{если } \left(0.5D_r + h - \sqrt{y^2 + z^2}\right) < 0.0, \\ 1, & \text{иначе,} \end{cases} \quad (3.31)$$

где  $D_r$  — диаметр вала,  $h$  — заданная реальная величина свободного радиального зазора,  $y$  и  $z$  координаты узлов сетки в канале уплотнения.

Коэффициенты сопротивления в модели пористой среды вычисляются для реального значения толщины пакета  $b_b$  и умножаются на приведённые бинарные коэффициенты:

$$a'_i = b_{01} h_{01} a_i, \quad b'_i = b_{01} h_{01} b_i, \quad i = s, n, z. \quad (3.32)$$

Основным граничным условием в базовой модели щётчного уплотнения является перепад давления между входным и выходным сечениями. Также для входного сечения задаются направление потока газа, степень турбулентности и температура уплотняемой среды. Поверхности статора и ротора представляют собой стенки с условием прилипания. Все стенки являются адиабатическими в базовой модели. Для поверхности ротора задаётся скорость вращения. На гранях трёхмерного сегмента уплотнения задаются периодические граничные условия.

В качестве примера на рис. 3.8 показана расчётная сетка для базовой модели трёхмерного сегмента щётчного уплотнения В-3. Размер сегмента в окружном направлении составляет 6 градусов. Базовая структурированная гексагональная сетка состоит из 380 970 узлов.

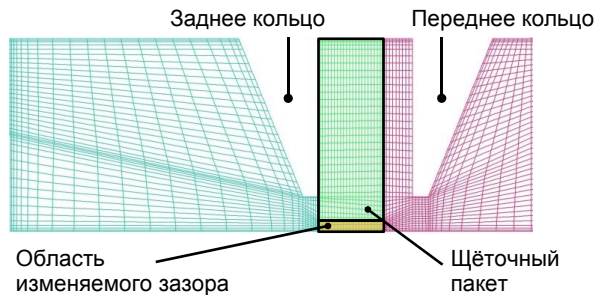


Рис. 3.7. Фрагмент расчётной сетки в области щёточного пакета

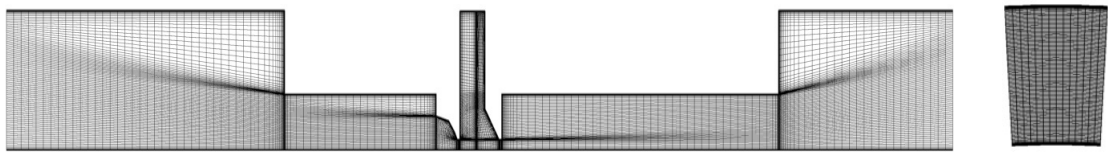


Рис. 3.8. Расчётная сетка трёхмерного сегмента щёточного уплотнения

Модели трёхмерных сегментов также строятся для исследуемых щёточного-лабиринтных уплотнений с различным расположением щёточного пакета относительно гребешков (конфигурации SSB и BSS). Схема расчётной модели уплотнения типа SSB-3 показана на рис. 3.9. Входная и выходная области имеют длину 30 мм и диаметр 210 мм. В окружном направлении сегмент имеет длину  $2^\circ$ .

Размер и параметры качества типичных сеток, используемых в расчётах, сведены в табл. 3.2. Значение минимального угла элемента обуславливается геометрией колец щёточного уплотнения. Максимальное значение коэффициента формы ячеек (отношение сторон ячейки) является немного высоким, которое при необходимости можно легко уменьшить, увеличив число узлов в соответствующем направлении.

В целом можно отметить, что качество сеток отвечает необходимым требованиям для выполнения аэродинамических расчётов методами ВГД. Подробное описание и анализ параметров качества расчётной сетки приведены в соответствующем разделе главы 5.

### 3.4.2. Полноохватная модель щёточного уплотнения

Анализ влияния эксцентриситета вала на расходную характеристику уплотнения, а также расчёт аэродинамических силовых факторов и

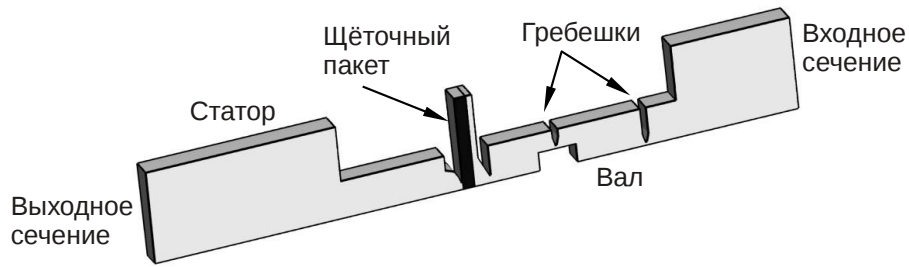


Рис. 3.9. Расчётная схема щёточно-лабиринтного уплотнения

Таблица 3.2. Расчётные сетки сегментов щётчных уплотнений

		B-3	SSB-3
Число ячеек		347 550	451 360
Число узлов		380 970	507 309
Параметры качества сетки	Детерминант (мин.)	0.826	0.837
	Угол (мин.)	35.64°	40.86°
	Отношение сторон (макс.)	178.0	24.1
	Изменение объёма (макс.)	2.77	2.68

динамических коэффициентов уплотнения требует рассмотрения полноохватной трёхмерной модели с эксцентрично расположенным валом.

Единственное отличие от модели сегмента щётчного уплотнения, описанного в предыдущем разделе, заключается в использовании полной геометрии всего уплотнительного узла. Вал располагается эксцентрично по отношению к обойме уплотнения. В остальном используются идентичные граничные условия.

В работе рассматриваются полноохватные модели как отдельных щётчных уплотнений, так и комбинаций щётчных уплотнений с гребешками лабиринта.

Типичный размер структурированной расчётной сетки для модели полноохватного щёточно-лабиринтного уплотнения SSB с двумя гребешками и с эксцентриситетом вала 0.1 мм составляет около 12.5 млн. узлов. В табл. 3.3 приведены параметры качества используемых гексагональных сеток. Более высокие значения эксцентриситета требуют большего количества ячеек для достижения аналогичных значений для

указанных параметров качества.

Полноохватная модель уплотнения также может быть использована для исследования эффектов нерегулярной структуры щёточного пакета. Например, в некоторых приложениях, в которых используются сегментированные кольца уплотнений, разделение щёточных уплотнений на сегменты проводится в радиальном направлении из соображений простоты. Это может приводить к потере волокон и образованию пустот треугольной формы в зоне разреза.

В работе исследуется сегментированное щёточное уплотнение, состоящее из двух сегментов, в комбинации SSB-3. Как и при учёте изменяемой толщины щёточного пакета, пустоты в щёточном пакете, получающиеся при сегментировании, могут учитываться непосредственно при генерации сетки или при построении расчётной модели с помощью аналитических выражений.

Например, для щёточного уплотнения, состоящего из двух одинаковых сегментов, пустоты могут быть описаны с помощью следующих бинарных коэффициентов (см. рис. 3.10а):

$$c_{c1} = \begin{cases} 0, & \text{если } (y < 0) \ \& \ \left( \left[ -y - \frac{D_{bo}}{2} \right] < z < \frac{D}{2} \right), \\ 1, & \text{иначе,} \end{cases} \quad (3.33)$$

$$c_{c2} = \begin{cases} 0, & \text{если } (y > 0) \ \& \ \left( \frac{D}{2} < z < \left[ -y + \frac{D_{bo}}{2} \right] \right), \\ 1, & \text{иначе,} \end{cases} \quad (3.34)$$

Таблица 3.3. Расчётные сетки полноохватных щёточных уплотнений

	SSB-3	SSB-3
Эксцентриситет вала [мм]	0.1	0.2
Число ячеек	6 689 676	13 421 448
Число узлов	6 920 316	13 874 940
Параметры качества сетки	Детерминант (мин.)	0.765
	Угол (мин.)	38.16°
	Отношение сторон (макс.)	119.0
	Изменение объёма (макс.)	4.44
		0.607
		38.52°
		91.2
		4.37

где  $D_{b0}$  — радиус вершин волокон в зоне крепления.

Коэффициенты в ур. (3.33)-(3.33) приведены для горизонтального расположения плоскости разреза. Выражения для вертикального разреза записываются по аналогии.

Выражения в ур. (3.32) для расчёта коэффициентов сопротивления в модели пористой среды щётчного уплотнения дополняются новыми бинарными коэффициентами, описывающими сегментирование щётчного пакета. На рис. 3.106 приведена иллюстрация аналитического метода определения границ пористой зоны.

При рассмотрении полноохватной модели с эксцентричным валом в щётчном пакете может возникать несимметричная структура, при которой функции толщины пакета в осевом направлении и свободного радиального зазора могут зависеть от окружной координаты. Проявление данных эффектов осложняет процедуру калибровки модели пористой среды. Изменения размеров пористой зоны в окружном направлении также могут быть учтены с помощью соответствующих коэффициентов. Однако для определения значений таких коэффициентов необходимы дополнительные экспериментальные или численные исследования.

### 3.4.3. Модель многоступенчатого щётчного уплотнения

В работе также рассмотрен уплотнительный узел, включающий в себя три щётчных уплотнения в конфигурациях ВВВ-1 (см. рис. 2.31).

Как и в описанных выше моделях, каждый из элементов многоступенчатого щётчного уплотнения представлен в расчётной модели двумя областями: идеализированным щётчным пакетом (который рассматривается как пористая среда) и, при наличии, свободным зазором между волокнами и поверхностью вала.

Для конфигурации ВВВ-1 генерируются отдельные расчётные сетки для каждого перепада давлений. Однако в случае, когда свободный радиальный зазор принимает значение ниже 0.2 мм используется описанное выше аналитическое выражение. Это позволяет избежать появления элементов плохого качества при эксцентричном положении вала.

При моделировании многоступенчатых щётчных уплотнений чис-

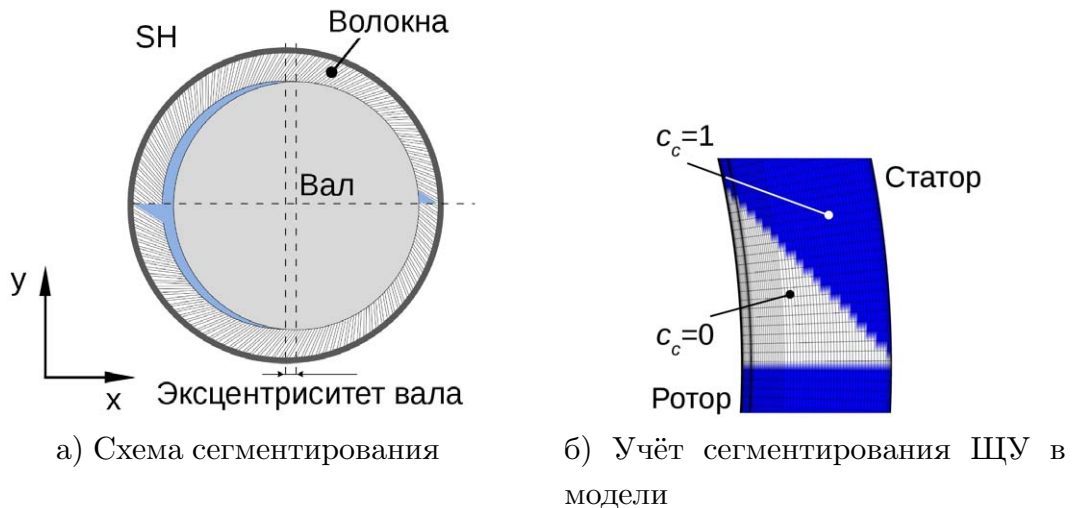


Рис. 3.10. Модель сегментированного щётчного уплотнения

ло параметров, которые зависят от граничных условий, увеличивается с каждым щётчным уплотнением. Это значительно усложняет процедуру калибровки щётчных пакетов. Например, при использовании простой калибровки по расходу эталонное значение может быть получено с различными комбинациями параметров отдельных щётчных пакетов. Поэтому для калибровки многоступенчатых щётчных уплотнений требуется дополнительная информация.

Одновременная калибровка трёх щётчных пакетов В-1 уплотнения ВВВ-1 проводилась с использованием результатов, полученных для узла с одним щётчным уплотнением. Также использовалась информация о локальном перепаде давления через каждую ступень. В зависимости от перепада давления для каждого щётчного пакета задавались толщина пористой области и свободный зазор (см. [299]).

Однако, как будет видно в главе 6, перепад давления для первого и второго пакетов принимает в определённых случаях значения ниже 0.1 МПа, что лежит за пределами диапазона, использованного при работе с одиночным щётчным уплотнением В-1. Данный факт усложняет процедуру калибровки.

К тому же можно утверждать, что свободный зазор и толщина щётчного пакета также зависят от закрутки входного потока. Данная зависимость не была исследована. Указанные два замечания говорят об остаточной неопределённости при задании параметров щётчных па-



кетов в многоступенчатых конфигурациях для варьируемых рабочих условий.

#### 3.4.4. Модель дискретной структуры щёточного пакета

Проведение расчётов с использованием модели, в которую включены отдельные волокна щёточного пакета, является очень трудоёмкой задачей с точки зрения вычислительных затрат. Это связано с большим числом волокон в типичных пакетах щёточных уплотнений, плотность упаковки которых лежит в диапазоне 50...200 волокон на миллиметр в окружном направлении.

В моделях с учётом дискретной структуры щёточного пакета рассматривается, как правило, идеализированная геометрия малого сегмента щёточного пакета с относительно небольшим количеством волокон. Размер трёхмерного сегмента в окружном направлении должен быть достаточно малым, чтобы результирующая сетка имела реалистичное для выполнения расчётов число узлов.

В работе построена модель малого сегмента уплотнения с дискретной структурой щёточного пакета для исследования локальных особенностей течения газа в каналах щёточного уплотнения.

В остальном модель щёточного уплотнения с учётом дискретной структуры существенно не отличается от базовой модели щёточного уплотнения, описанной выше. Используются те же самые система уравнений Навье-Стокса, модель турбулентности, граничные условия. Не используется модели пористой среды. Однако из-за особенностей течения газа между волокнами щётки, в котором может преобладать ламинарный режим, возникает вопрос о необходимости использования модели переходной турбулентности.

На рис. 3.11 представлен в качестве примера фрагмент расчётной сетки модели щёточного уплотнения с дискретной структурой пакета. Как и в случае моделей, описанных выше, используется структурированная гексагональная сетка, генерация которой является сложной задачей, сопряжённой со значительными трудностями.

Для чисто аэродинамического расчёта сетка для самих волокон (по-

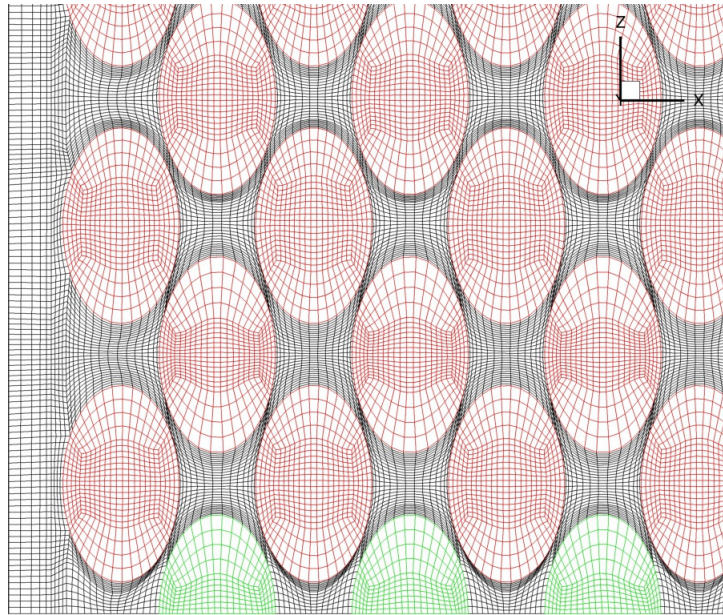


Рис. 3.11. Фрагмент расчётной сетки для модели щёточного уплотнения с учётом дискретной структуры пакета

казана на рис. 3.11 оттенками красного и зеленого) не требуется, но может быть использована при проведении связанных тепловых или механических расчётов.

В модели с дискретной структурой отсутствует пористая среда, но некоторая процедура калибровки всё равно оказывается необходимой. Во-первых, в модели должен учитываться рабочий радиальный зазор, что приводит к перестройке расчётной сетки для каждого перепада давления. Во-вторых, необходимо задавать зазор между отдельными волокнами в окружном и осевом направлениях, который меняется при сжатии щёточного пакета, что также требует перестройку расчётной сетки. Следует отметить, что контакт между волокнами приводит к вырождению сетки для аэродинамического расчёта.

В модели с дискретной структурой щётки рассматривается малый сегмент щёточно-лабиринтного уплотнения SSB с двумя различными щёточными пакетами В-1 (проволока малого диаметра) и В-3 (проволока большого диаметра). Щёточный пакет В-1 устанавливается с положительным номинальным зазором. Щёточный пакет В-3 имеет нулевой радиальный зазор.

Параметры дискретных моделей сведены в табл. 3.4.

Таблица 3.4. Параметры моделей с дискретной структурой щётки

	В-3	В-1
Число отдельных волокон	72 (12 рядов)	144 (24 ряда)
Толщина пакета [мм]	1.85	1.53
Мин. зазор между волокнами [мм]	0.01	0.004
Число ячеек расчётной сетки	20 665 260	19 771 885
Число узлов расчётной сетки	21 590 196	20 885 508

Несмотря на очень малый размер сегмента щётчного-лабиринтного уплотнения в окружном направлении, результирующие расчётные сетки имеют достаточно большие размеры.

Щёточный пакет представлен в модели 144 волокнами (24 ряда в осевом направлении) из проволоки малого диаметра и 72 волокнами (12 рядов в осевом направлении) из проволоки большого диаметра. Оценка числа волокон и рядов проводится из геометрических параметров с использованием фотографий щёточных пакетов.

На рис. 3.12 показаны фрагменты геометрии и расчётной сетки идеального щёточного пакета. Деформация волокон в данном случае не рассматривается. Фотография реального пакета показана на рис. 3.13.

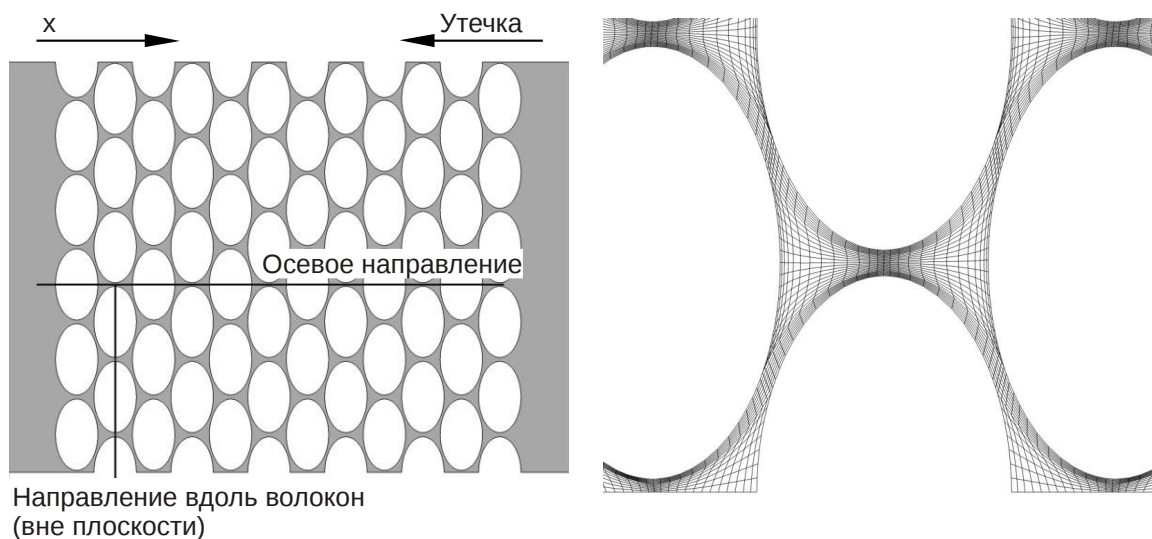


Рис. 3.12. Фрагмент модели с дискретной структурой щёточного пакета

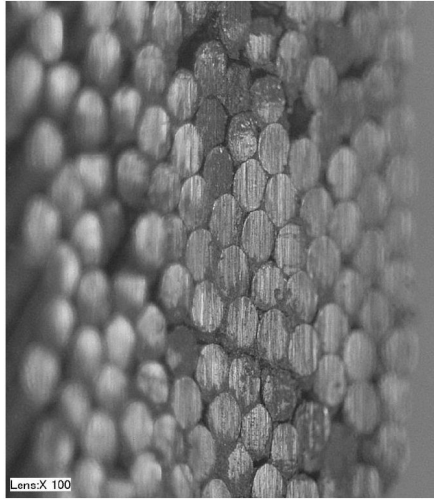


Рис. 3.13. Фотография волокон щётчного пакета

Зазор между отдельными волокнами пакета при расчётах оставался в данном случае постоянным. Значения радиального зазора щётчного уплотнения с номинальным положительным зазором изменялись в модели в зависимости от давления подачи. При этом расчётная сетка перестраивалась для каждого нового значения.

### 3.5. Механическая модель щётчного уплотнения

Расчёт напряжённо-деформированного состояния волокон щётчного уплотнения вследствие аэродинамических нагрузок или контактного взаимодействия с элементами ротора и статора является важной задачей при определении реальных зазоров, сил, жесткостных и демпфирующих характеристик, а также теплового состояния уплотнительного узла.

Описанные в предыдущих разделах данной главы газодинамические модели уплотнений позволяют определять аэродинамические силы от давления, действующие в щётчном уплотнении. Модель пористой среды щётчного пакета не учитывает возможный механический контакт волокон с поверхностью вала. Следовательно аэродинамические силы и динамические коэффициенты жёсткости и демпфирования не содержат компонент, возникающих в результате такого контактного взаимодействия.

Для анализа напряжённо-деформированного состояния волокон в пакете является необходимой разработкой механических моделей щётчного уплотнения, которые могут быть использованы как в отдельности, так и совместно с газодинамическими моделями при проведении связанных расчётов.

Простейшая механическая модель щётчного уплотнения рассматривает одиночное волокно щётчного пакета, которое подвергается изгибу под действием заданной нагрузки. При этом также делается допущение об идеализированном гомогенном щётчном пакете. Расчётная схема для одиночного волокна, представленного как балка с закреплённым концом, показана на рис. 3.14.

С использованием уравнения теории упругости для упругой линии балки при плоском изгибе, прогиб свободного конца консоли может быть выражен в следующем виде [58, С. 62]:

$$\Delta = \frac{F_b L^3}{3EI^a}, \quad (3.35)$$

где  $F_b$  — нагрузка, действующая на волокно и приведённая к его свободному окончанию. Значение угла  $\alpha$  (см. рис. 3.14) полагается близким к нулю.

Значение радиальной компоненты силы, которую необходимо приложить к свободному концу балки для изгиба волокна на заданную величину, может быть определено из следующего выражения:

$$F_r^b = \frac{F_b}{\sin \psi} = \frac{3EI^a}{L^3 \sin \psi} \Delta = \frac{3EI^a}{L^3 \sin^2 \psi} \Delta_r, \quad (3.36)$$

где  $\Delta_r$  представляет собой деформацию волокна при контакте с валом или изменение радиального зазора в щётчном уплотнении при опускании волокна вследствие нагрузки от давления.

Количественная оценка силы, необходимой для деформации полного пакета щётчного уплотнения, может быть произведена путём суммирования сил для отдельных волокон. Однако в реальности из-за трения между волокнами, а также из-за взаимодействия пакета с упорным кольцом для деформации щётчного пакета потребуется большее усилие, чем простая сумма сил, действующих на отдельные волокна.

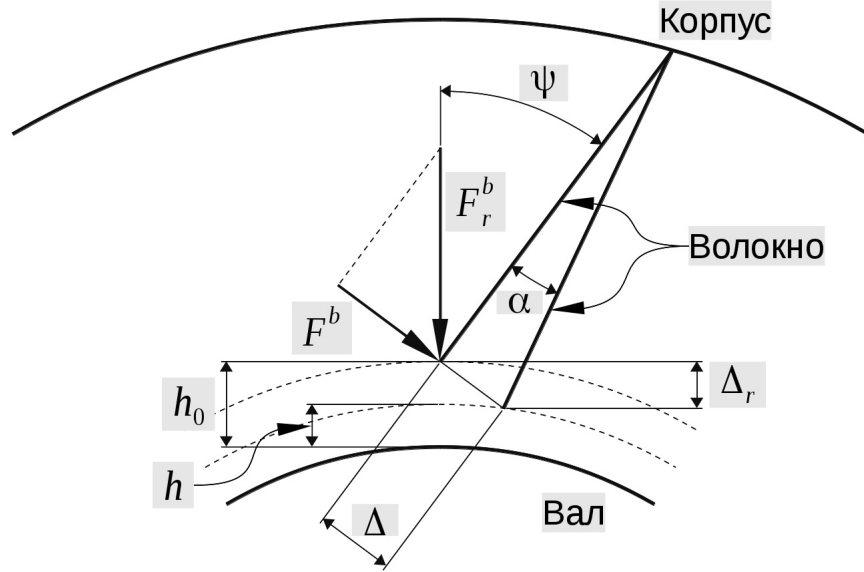


Рис. 3.14. Расчётная схема изгиба волокна щёточного уплотнения

В [139] на основе экспериментальных исследований был предложен эмпирический коэффициент  $c_f$  для учёта трения в щёточном пакете при выполнении оценки полной силы деформации:

$$F_r^t = c_f \pi D_r N F_r^b, \quad c_f = 1.17 \dots 1.72. \quad (3.37)$$

Следует отметить, что эмпирический коэффициент был выведен в [139] на основе лабораторных экспериментов, моделирующих деформацию щёточного пакета при взаимодействии с валом при атмосферном давлении.

Также в [139] обсуждался вопрос оценки сил, действующих в пакете при возникновении перепада давления через щёточное уплотнение. Так, для радиальной нагрузки, которая отвечает за опускание волокон к поверхности вала, был предложен следующий вид эмпирической зависимости на основе измерений момента в щёточном уплотнении [139]:

$$F_r^{tp} = \left( c_p \frac{\Delta p}{p_1} + 1 \right) F_r^t, \quad (3.38)$$

где  $c_p$  — эмпирический коэффициент, учитывающий увеличение жёсткости щёточного пакета за счёт сжатия при возникновении перепада давления;  $p_1$  — давление за щёточным уплотнением,  $\Delta p$  — относительное

давление перед уплотнением. В [139] не была представлена конкретная информация по значениям коэффициента  $c_p$ .

С другой стороны, для целей данной работы можно сделать предположение, что радиальная сила, опускающая волокна к поверхности вала, пропорциональна давлению перед щётчным уплотнением. Простейшая подобная зависимость может иметь следующий вид:

$$F_r^t = c_s L d \Delta p, \quad (3.39)$$

где  $c_s$  — неизвестный коэффициент пропорциональности.

Также можно предложить другие, более сложные зависимости, которые включают в себя, например, параметр пористости щётчного пакета. Однако, т. к. пакет уплотнения может сжиматься в осевом направлении, включение параметра пористости приведёт к необходимости использования данных по изменению толщины щётчного пакета в зависимости от давления.

Комбинация ур. (3.37) и ур. (3.39), а также информация об изменении рабочего радиального зазора щётчного уплотнения позволяют определить значения коэффициента пропорциональности  $c_s$  и провести анализ соотношения между механической силой и аэродинамическим нагружением для различных щётчных пакетов.

Используя ур. (3.37), также можно провести оценку прямого коэффициента механической жёсткости пакета щётчного уплотнения с помощью следующего выражения:

$$k^c = c_A \frac{F_r^t}{\Delta_r}, \quad (3.40)$$

где  $c_A$  — коэффициент, описывающий поверхность вала, находящуюся в контакте с щётчным пакетом с учётом эксцентричного положения. В зависимости от характеристики опускания и всплытия волокон щётчного пакета зона контактирования может изменяться с рабочими параметрами.

Оценка механической составляющей перекрёстного коэффициента жёсткости проводится с использованием коэффициента трения. В [140] был приведён следующий диапазон типичных значений коэффициента трения для контактной пары «волокна – поверхность вала»: 0.09... 0.28.

Простейший способ оценки механической составляющей демпфирования заключается в принятии стандартного допущения, что демпфирование пропорционально жёсткости. Таким образом определяется эквивалентное вязкостное демпфирование, которое суммируется с аэродинамической составляющей. Использование более точных подходов требует проведения дополнительных расчётов с использованием конечно-элементных механических моделей щётчного пакета.

Более сложная конечно-элементная модель щётчного уплотнения строится по аналогии с аэродинамической дискретной моделью и может быть использована как отдельно, так и в связанных аэродинамических и механических расчётах.

Механическое поведение волокон моделируется методом конечных элементов. Отдельные волокна представляются с помощью трёхмерных упругих конечных элементов. Нагрузка от давления окружающей среды определяется с помощью либо аэродинамической дискретной модели, либо пористой модели щётчного уплотнения. При этом происходит экспорт нагрузки и, при необходимости, последующая интерполяция на сетку для структурного расчёта.

Прямое моделирование контактного взаимодействия с учётом трения осуществляется на основе метода множителей Лагранжа с добавками. Контактные поверхности описывают с помощью двумерных элементов. Для всех контактных поверхностей используется постоянное значение коэффициента трения.

Выполнение нелинейного структурного расчёта с учётом контактного взаимодействия для большого количества волокон является сложной вычислительной задачей. Поэтому наряду с моделью, схема которой показана на рис. 3.11, рассмотрена упрощённая механическая модель волокон щётчного пакета, в которой пренебрегается условием периодичности. Схема упрощённой модели, включающей в себя четыре волокна, приведена на рис. 3.15.



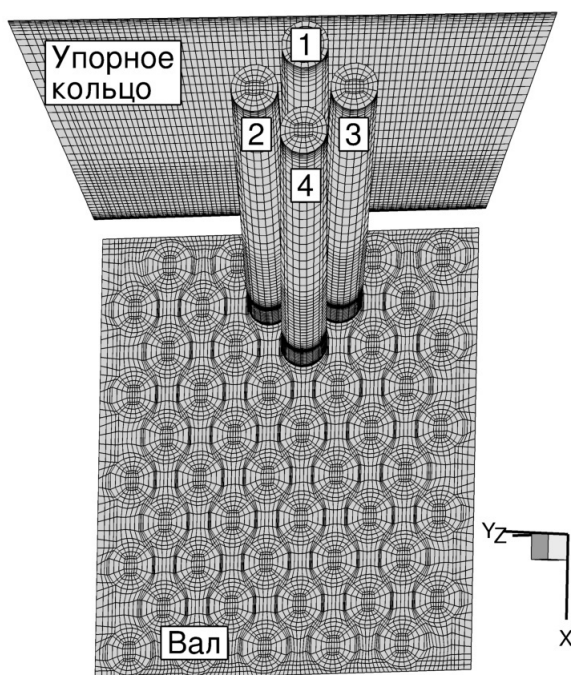


Рис. 3.15. Конечно-элементная модель волокон ЩУ

### 3.6. Выводы по главе 3

- Использование методов вычислительной гидродинамики является наиболее общим подходом для построения аэродинамических моделей уплотнений.
- Моделирование щётчных уплотнений в сравнении с моделированием лабиринтных уплотнений серьёзно усложняется из-за наличия большого числа податливых волокон.
- Расчётная область моделей может представлять собой трёхмерный сегмент уплотнительного узла или полноохватное уплотнение. Модель трёхмерного сегмента используется в первую очередь для определения расхода. Полноохватная модель применяется для изучения различных характеристик, таких как влияние эксцентриситета вала и динамических коэффициентов уплотнения.
- Широко распространённая методика моделирования пакета щётчного уплотнения заключается в использовании модели пористой среды. На основе экспериментальных данных в литературе

были предложены различные выражения для коэффициентов сопротивления в обобщённом уравнении Дарси. Главными недостатками такой методики являются пренебрежение механическими характеристиками волокон, а также необходимость калибровки коэффициентов сопротивления. Однако модели пористой среды могут быть успешно использованы для определения расходной характеристики.

- Калибровка модели пористой среды является необходимой вследствие эмпирической природы выражений для коэффициентов сопротивления и параметров щёточного пакета, которые могут изменяться в зависимости от рабочих условий. В зависимости от конфигурации уплотнения может потребоваться информация о зависимости свободного радиального зазора от давления подачи.
- Дополнительные трудности моделирования возникают при неоднородности щёточного пакета в окружном направлении. Данные изменения могут быть учтены в модели пористой среды с помощью введения дополнительных коэффициентов.
- Для исследования локальных особенностей течения газа в каналах щёточного уплотнения может быть построена модель малого сегмента уплотнения с дискретной структурой щёточного пакета.
- При возникновении контактных взаимодействий механические составляющие силовых факторов могут быть оценены с помощью как упрощённых аналитических подходов, основанных на линейной балочной теории, так и с помощью расчётов деформации волокон методом конечных элементов.

## Глава 4

# Анализ динамической системы «ротор – уплотнения»

*В главе описываются задачи динамики роторных машин. В качестве базовой модели используется конечно-элементная формулировка на основе балочного элемента Тимошенко с 10 степенями свободы. Представлен анализ динамики роторной системы турбовинтового двигателя. Рассмотрено влияние уплотнений на динамику роторной системы, а также методы определения их динамических характеристик.*

### 4.1. Задачи динамики роторов

Динамика роторов как раздел науки находится на стыке теории колебаний, теории прочности, гидро- и аэромеханики. Составляющими роторной системы являются валы, рабочие колёса, подшипники, уплотнения, демпферы, а также различные соединительные элементы. Для описания динамики полной системы также должны быть включены другие компоненты, такие как корпус, фундамент.

Динамическое поведение роторной системы может иметь сложный характер. Компоненты роторной системы совместно реагируют на различные кинематические и динамические возмущения. Выполнение полезных функций роторной системы осуществляется за счёт вращения вала с насаженными на него рабочими колёсами. Вращающийся вал является источником колебаний и одновременно элементом, который подвержен колебаниям. Различные виды базовых колебаний, присутствующих в системе, в совокупности определяют динамическое поведение роторной системы. К базовым видам колебаний относятся свободные, вынужденные, самовозбуждающиеся (автоколебания), параметрические, связанные и хаотические колебания.

Во время работы упругая линия вала совершает прецессионное дви-

жение, подвергаясь при этом изгибным колебаниям. Прецессия может быть прямой (вращение упругой линии совпадает по направлению с собственным вращением вала) и обратной (два этих направления противоположны). Помимо изгибных колебаний вал подвергается осевым и крутильным колебаниям.

Согласно одной распространённой классификации, роторные системы делятся на докритические (рабочая скорость вращения вала лежит ниже его первой критической скорости, жёсткий ротор) и закритические (рабочая скорость вращения вала лежит выше первой критической скорости, гибкий ротор).

Действующие на ротор нагрузки можно разделить на независимые и зависящие от движения ротора. К первой группе относятся постоянные по величине и направлению нагрузки (силы тяжести, аэрогидродинамические силы на рабочем режиме и т. д.), а также различные внешние силы (силы от маневрирования, колебание фундамента и пр.). Вторую группу составляют силы от неуравновешенности вращающегося вала; неконсервативные аэрогидродинамические силы, возникающие в различных щелевых зазорах (в том числе в зазорах уплотнений); реакции опор, демпферов и контактных уплотнений; силы в муфтах и зубчатых зацеплениях; силы электромагнитного происхождения и др. Вращение вала приводит к возникновению в динамической системе силы Кориолиса.

К основным задачам динамики роторов относятся нижеследующие.

- Определение собственных частот и форм свободных колебаний вала с учетом демпфирования.
- Определение отклика роторной системы на постоянное и гармоническое возбуждение.
- Анализ самовозбуждающихся колебаний.
- Анализ несинхронных колебаний и переходных процессов.
- Определение напряженно-деформированного состояния роторной системы (статические и динамические напряжения).

- Задача вибрационной устойчивости и надёжности.
- Задачи оптимизации роторной системы и её отдельных компонент.

Модальный анализ, т. е. определение свободных колебаний ротора, является базовой задачей динамики роторов. Различают определение недемпфированных и демпфированных собственных частот поперечных, крутильных и осевых колебаний вала. Критические частоты могут быть определены с помощью построения диаграммы Кэмпбелла, на которой собственные частоты системы наносятся в зависимости от скорости вращения ротора и кратным ей частот. Определением собственных частот при варьировании динамических характеристик опор строятся карты критических частот.

Проведение модального анализа сводится к решению задач на собственные значения. По полученным собственным значениям и собственным векторам можно судить о характере колебаний (твердотельная или изгибная форма, прямая или обратная прецессия) и об устойчивости каждой формы.

Выполнение гармонического анализа является второй базовой задачей динамики роторов. Важнейшей проблемой является определение отклика системы на дисбаланс вала в зависимости от частоты вращения. Получаемая при этом амплитудно-частотная характеристика содержит информацию о максимальных амплитудах, а также критических скоростях ротора.

Определение устойчивости роторной системы может выполняться различными способами. С одной стороны, модальный анализ предоставляет информацию об устойчивости собственных форм ротора. С другой стороны, может решаться задача устойчивости одним из методов теории колебаний. Также ответ об устойчивости системы может быть дан после непосредственного решения уравнений движения вращающегося вала методом прямого численного интегрирования (метод траекторий).

Анализ специальных видов колебаний, таких как самовозбуждающиеся, несинхронные, хаотические колебания, а также другие переходные процессы, требует выполнения прямого численного решения уравнений движения вала во времени.

Не менее важной задачей динамики роторов является определение напряженно-деформированного состояния роторной системы в работе. Статический анализ проводится для определения изгибных, крутильных и эквивалентных напряжений, возникающих в материале вала. Динамические нагрузки учитываются при определении динамических напряжений и решении задач на малоцикловую и многоцикловую усталостную прочность.

В процессе эксплуатации должна выполняться диагностика состояния роторных систем для обеспечения их вибрационной надёжности. При этом используются различные нормы по контролю за вибрациями в системе (см., например, [13; 28]).

Оптимизационные расчёты могут применяться для улучшения или синтеза компонент роторной системы или всей системы в целом и включают в себя, в зависимости от поставленных целевых функций и ограничений, многократное выполнение различных, из перечисленных выше, типов анализа, включённых в итеративный процесс выбранного метода оптимизации (см. [294; 345]).

## **4.2. Конечно-элементные модели роторной системы**

### **4.2.1. Подходы к моделированию динамики роторов**

Для исследования динамики роторных систем существует целый ряд теоретических подходов различной степени сложности. Вывод уравнений движения в рамках различных подходов базируется на определённых допущениях. Выбор того или иного подхода делается исходя из конфигурации роторной системы, вида колебаний в системе и задач расчёта. Базовым отличием различных подходов является число степеней свободы в модели.

Необходимое число степеней модели определяется в зависимости от конфигурации системы (симметричный или несимметричный вал, жёсткий или гибкий вал, многоопорный ротор, многовальная система) и от исследуемых колебаний (изгибные, крутильные и осевые).

Решение уравнений движения многоопорного ротора с распреде-

лѐнными параметрами в общем виде, являясь трудоемкой задачей, выполняется для частных случаев, например, при анализе самовозбуждающихся колебаний или переходных процессов для сложных роторных систем. Зачастую анализ динамического поведения роторной системы заключается в рассмотрении упрощѐнных моделей. При этом вывод уравнений движения вала может осуществляться как непосредственно из второго закона Ньютона, так и с использованием вариационных принципов.

Простая одномассовая модель симметричного несбалансированного жѐсткого ротора, опирающегося на подшипники скольжения, основана на следующих допущениях: 1) ротор представляет собой невесомый вал, в центре которого эксцентрично расположен диск заданной массы, 2) вал опирается на своих концах на два одинаковых подшипника скольжения, 3) вал не подвержен изгибным и крутильным колебаниям, 4) возможна только цилиндрическая прецессия вала как твердого тела. Схема такой простой модели плоского движения цапфы вала в зазоре подшипников показана на рис. 4.1а.

Другой, широко распространѐнной простой моделью симметричного гибкого ротора, опирающегося на подшипники качения, является модель Джеффкотта с двумя степенями свободы (см., например, [371]). Схема модели Джеффкотта показана на рис. 4.1б.

Рассмотрим типичную роторную систему. Сечение вала показано на рис. 4.2. Определим неподвижную систему координат  $Ox_1x_2x_3$ , ось  $Ox_3$  которой совпадает с геометрическим центром всех недеформированных сечений вала, а также с осью подшипников.

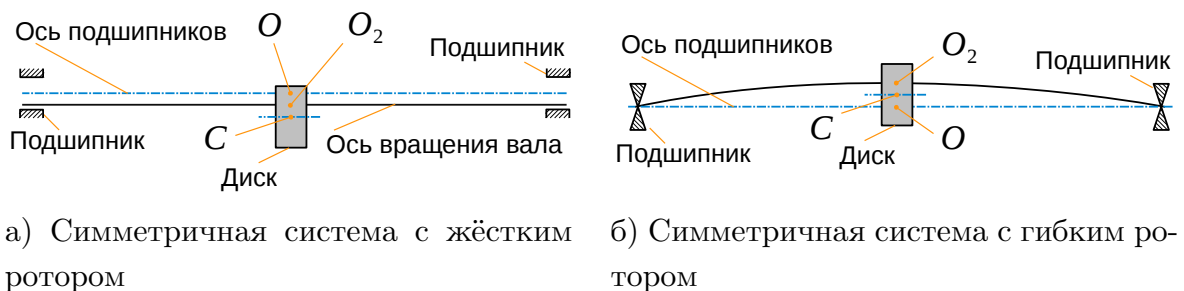


Рис. 4.1. Схемы простых моделей роторной системы

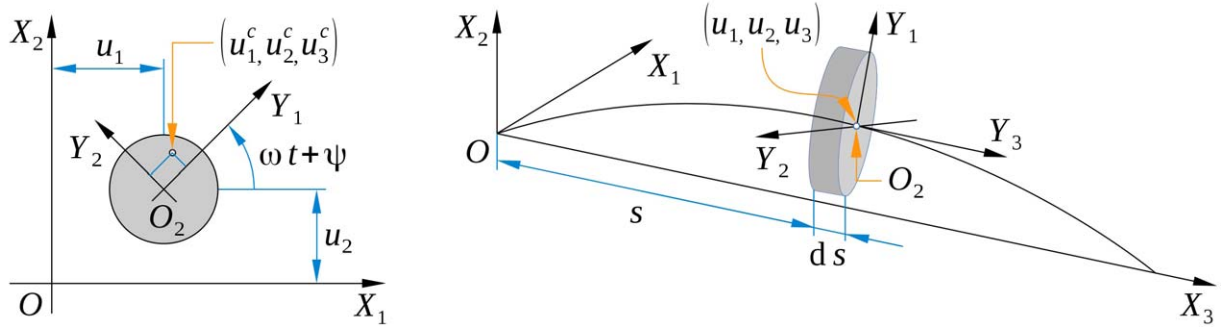


Рис. 4.2. Элементарное сечение вала

Определим вторую систему координат  $O_2Y_1Y_2Y_3$ , которая вращается вместе в валом. Центр второй системы координат совпадает с геометрическим центром сечения вала. Ось  $O_2Y_3$  ориентирована перпендикулярно деформированному сечению вала.

Деформация упругой линии вала в элементарном сечении описывается в системе координат  $O_1X_1X_2X_3$  переменными  $u_1, u_2, u_3$ , а центр тяжести сечения определяется точкой  $(u_1^c, u_2^c, u_3^c)$ .

Положим, что скорость вращения вала  $\omega$  имеет постоянное значение. Кинематическую связь между центром масс и геометрическим центром сечения вала можно представить в следующем виде:

$$\begin{cases} u_1^c = u_1 + [e_1 \cos(\omega t + \psi) - e_2 \sin(\omega t + \psi)], \\ u_2^c = u_2 + [e_1 \sin(\omega t + \psi) + e_2 \cos(\omega t + \psi)], \end{cases} \quad (4.1)$$

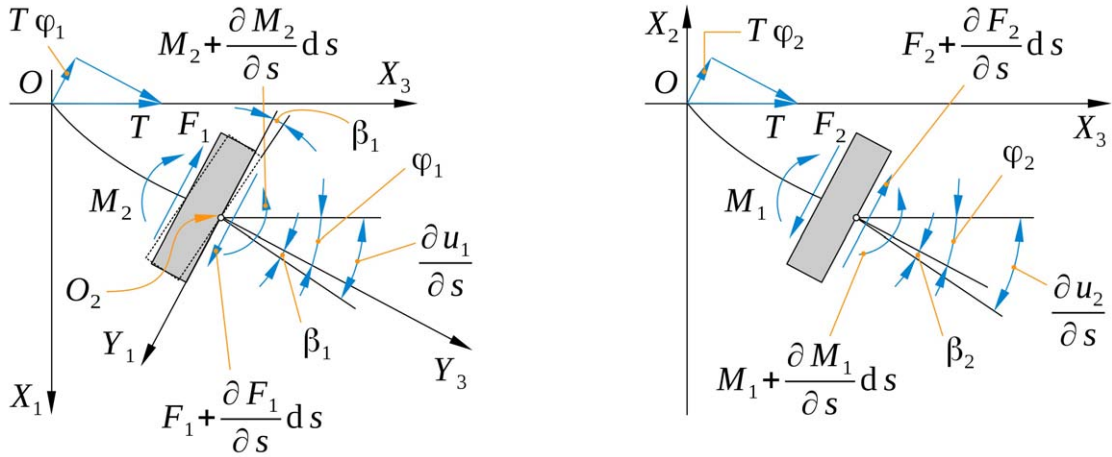
где  $e_1$  и  $e_2$  – компоненты вектора геометрического дисбаланса.

При рассмотрении вала как системы с распределёнными параметрами и в зависимости от поставленной задачи исходные уравнения, описывающие движение деформированной упругой линии вала, могут выводиться с учётом различных эффектов (поперечный сдвиг, гироскопический момент, неравножёсткость сечений и др.).

Поворот сечения вала при изгибе описывается углами отклонения  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  (см. рис. 4.3). Угол поворота  $\varphi_1$ , показанный на рис. 4.3а, является углом между осью  $OX_3$  и проекцией оси  $O_2Y_3$  на плоскость  $X_2 = 0$ . Вторым углом поворота  $\varphi_2$ , показанный на рис. 4.3б, является углом между осью  $OX_3$  и проекцией оси  $O_2Y_3$  на плоскость  $X_1 = 0$ .

Величины  $\partial u_1 / \partial s$  и  $\partial u_2 / \partial s$  представляют собой поворот упругой





а) Схема силовых факторов в плоскости  $X_1X_3$

б) Схема силовых факторов в плоскости  $X_2X_3$

Рис. 4.3. Силовые факторы в элементарном сечении вала

линии вала. Угол поперечного сдвига  $\beta_1$  определяется как угол между упругой линией вала и проекцией оси  $O_2Y_3$  на плоскость  $X_1X_3$ . Угол поперечного сдвига  $\beta_2$  определяется как угол между упругой линией вала и проекцией оси  $O_2Y_3$  на плоскость  $X_2X_3$ .

Суммарные изгибные моменты  $M_1$  и  $M_2$  являются векторами, действующими в направлении осей  $O_2Y_1$  и  $O_2Y_2$  соответственно. При наличии внешнего крутящего момента  $T$ , направленного вдоль оси  $OX_3$ , выражения для изгибных моментов записываются как (см. рис. 4.3):

$$\begin{cases} M_1 = EI_1^a \frac{\partial \varphi_2}{\partial s} + T\varphi_1, \\ M_2 = -EI_2^a \frac{\partial \varphi_1}{\partial s} + T\varphi_2, \end{cases} \quad (4.2)$$

где  $s$  – координата по оси  $OX_3$ ,  $E$  – модуль упругости материала вала,  $I^a$  – геометрический момент инерции сечения.

Из рис. 4.3 очевидно, что между углами поперечного сдвига  $\beta$  и углами поворота  $\varphi$  имеет место следующая связь:

$$\begin{cases} \varphi_1 = \frac{\partial u_1}{\partial s} - \beta_1, \\ \varphi_2 = \frac{\partial u_2}{\partial s} - \beta_2. \end{cases} \quad (4.3)$$

Используя выражения из ур. (4.3), перепишем выражения для мо-

ментов из ур. (4.2) в перемещениях:

$$\begin{cases} M_1 = EI_1^a \frac{\partial}{\partial s} \left( \frac{\partial u_2}{\partial s} - \beta_2 \right) + T \left( \frac{\partial u_1}{\partial s} - \beta_1 \right), \\ M_2 = -EI_2^a \frac{\partial}{\partial s} \left( \frac{\partial u_1}{\partial s} - \beta_1 \right) + T \left( \frac{\partial u_2}{\partial s} - \beta_2 \right). \end{cases} \quad (4.4)$$

Элементарные поперечные силы можно выразить через углы поперечного сдвига в следующем виде:

$$\begin{cases} F_1 = \kappa AG \beta_1, \\ F_2 = \kappa AG \beta_2, \end{cases} \quad (4.5)$$

где  $A$  – площадь сечения,  $\kappa$  – коэффициенты формы поперечного сечения,  $G$  – модуль сдвига материала вала.

В вектор элементарных действующих сил включаются все внешние силы, силы инерции от дисбаланса, силы демпфирования, силы возможного контактного взаимодействия и т. д.:

$$\begin{cases} W_1 = \rho A \omega^2 [e_1 \cos(\omega t + \psi) - e_2 \sin(\omega t + \psi)] - c \frac{\partial u_1}{\partial t} + \dots, \\ W_2 = \rho A \omega^2 [e_1 \sin(\omega t + \psi) + e_2 \cos(\omega t + \psi)] - c \frac{\partial u_2}{\partial t} + \dots, \end{cases} \quad (4.6)$$

где  $c$  – коэффициент вязкостного демпфирования.

После выполнения ряда преобразований, а также с использованием геометрических связей и внешних сил можно выписать уравнения движения ротора как системы с распределёнными параметрами. Уравнения движения дополняются необходимыми начальными и граничными условиями. Более подробный вывод и окончательный вид уравнений движения ротора может быть найден, например, в [165; 371]. Ниже используются уравнения движения ротора, дискретизированные с помощью метода конечных элементов.

#### 4.2.2. Балочная модель роторной системы

Для дискретизации уравнений движения роторных систем с распределёнными параметрами широкое распространение получил метод

конечных элементов (МКЭ). В рамках данного метода исходные дифференциальные уравнения в частных производных аппроксимируются на конечном элементе с использованием различных формулировок (например, с использованием вариационных методов или метода взвешенных невязок в комбинации с методом Галёркина).

Результатом пространственной дискретизации исходных уравнений движения ротора является система обыкновенных дифференциальных уравнений (ОДУ) второго порядка, которая в матричной форме может быть записана в виде (см., например, [230; 268; 371]):

$$\mathbf{M}\ddot{u} + (\mathbf{G} + \mathbf{C})\dot{u} + \mathbf{K}u = F, \quad (4.7)$$

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

В зависимости от решаемых задач общее уравнение движения (4.7) преобразуется на основе ряда допущений к специальному виду для проведения статического, модального или гармонического анализа. Модифицированные уравнения приведены в соответствующих разделах данной главы. Анализ переходных процессов осуществляется путём прямого численного интегрирования уравнений движения в общем виде.

Структура элементарных матриц, входящих в уравнение движения, зависит от используемой конечно-элементной формулировки. Выбрав тип конечного элемента и базовые функции, описывающие его поведение, можно получить выражения для элементарных матриц жёсткости, демпфирования, гироскопических эффектов и массы.

В качестве основной конечно-элементной формулировки в работе используется балочная модель вала.

### Балочный элемент

Элементарный сегмент вала в базовой модели описывается двухузловым одномерным балочным элементом с десятью степенями свободы. Схема балочного элемента показана на рис. 4.4. Осевые перемещения узлов балки не рассматриваются.

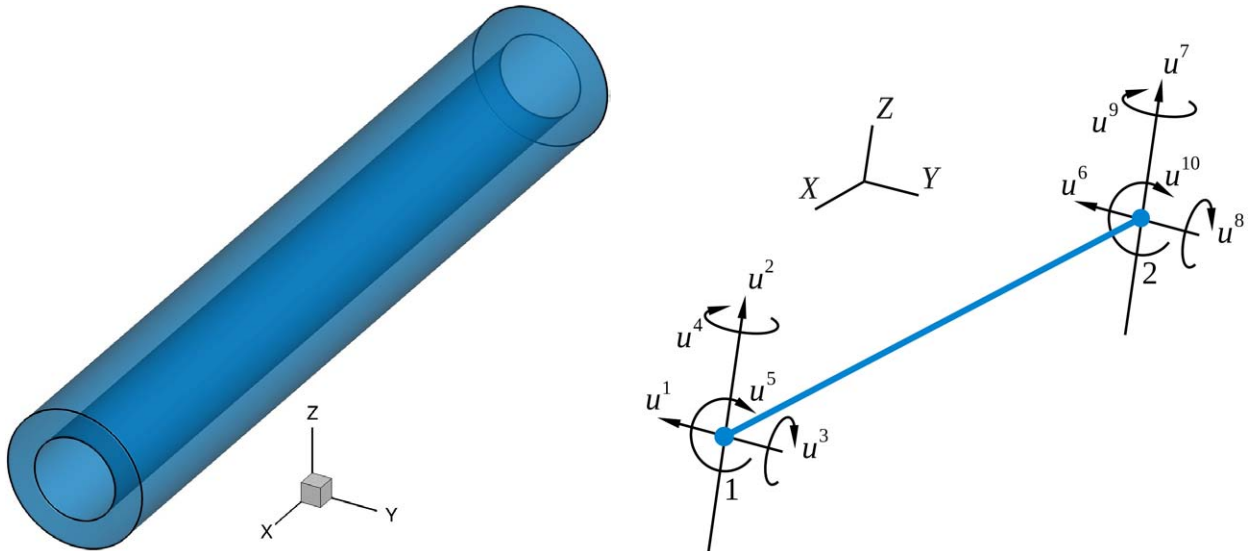


Рис. 4.4. Балочный элемент с десятью степенями свободы

Используемый балочный элемент постоянного цилиндрического сечения характеризуется длиной, внутренним и внешним диаметрами сечения, свойствами материала (плотность, модуль Юнга, коэффициент Пуассона), а также скоростью вращения.

Параметры поперечного сечения балки рассчитываются как:

$$\begin{aligned}
 A &= \pi (R_o^2 - R_i^2), \quad \mu_A = \rho A, \\
 I^a &= \frac{\pi}{4} (R_o^4 - R_i^4), \quad I^p = \frac{\mu_A}{2} (R_o^2 + R_i^2), \quad I^d = \frac{I^p}{2},
 \end{aligned}
 \tag{4.8}$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения,  $\mu_A$  – удельная масса,  $I^a$  – геометрический момент инерции сечения,  $I^p$  – момент инерции относительно оси вращения (полярный момент инерции),  $I^d$  – диаметральный (экваториальный) момент инерции.

Выражения для конечно-элементных матриц выводятся для выбранного конечного элемента с помощью балочной теории Бернулли-Эйлера или балочной теории Тимошенко [59].

Теория Тимошенко уточняет формулировку балки Бернулли-Эйлера, включая инерцию поворота сечения и поперечный сдвиг. Данные эффекты могут оказывать значительное влияние на результаты расчёта балок с большим отношением диаметра сечения к длине балки. В теории Тимошенко вводится коэффициент поперечного сдвига  $c_s$ , который

входит в матрицы жёсткости и массы (см., также, ур. (4.5)):

$$c_s = \frac{12EI^a}{L^2G\kappa A}, \quad (4.9)$$

где  $\kappa$  является коэффициентом, учитывающим форму поперечного сечения, который равен 0.89 и 0.53 для круглого и кольцевого поперечного сечения соответственно [230].

Крутильные эффекты для цилиндрической полой балки учитываются с помощью крутильной жёсткости  $K_t$  и крутильной массы  $M_t$ :

$$K_t = \frac{2I^aG}{L}, \quad M_t = \frac{2\rho I^aL}{3}. \quad (4.10)$$

Локальные конечно-элементные матрицы, выведенные для двухузлового балочного элемента с десятью степенями свободы на основе балочных теорий Бернулли-Эйлера и Тимошенко, приведены в приложении А (см. [230; 371]). Порядок компонент в векторе степеней свободы балочного элемента показан на рис. 4.4.

### Массовый элемент

Рабочие колёса в балочной модели роторной системы полагаются, как правило, абсолютно жёсткими и описываются с помощью одноузлового массового элемента 0D (точечная масса). Центр масс колеса расположен на упругой линии вала. Данный элемент характеризуется массой и моментами инерции. Локальные массовая и гироскопическая матрицы массового элемента имеют следующий вид:

$$\mathbf{m}_d^e = \begin{bmatrix} m_d & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_d & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_d & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_d & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{g}_d^e = \omega \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_d^p & 0 \\ 0 & 0 & -I_d^p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (4.11)$$

В ряде случаев, например, при значительных осевых размерах колеса, необходимо использовать двухузловой массовый элемент 1D. Данный элемент также полагается абсолютно жёстким, но имеющим длину по оси вала. Для двух узлов элемента вводятся кинематические связи,

т. е. проводится дополнительное преобразование соответствующих конечно-элементных матриц системы [230].

### Упруго-демпферный элемент

Радиальные подшипники, уплотнения, демпферы, жёсткие основания описываются с помощью упруго-демпферного элемента с двумя степенями свободы. Поведение данного элемента в общем случае характеризуется матрицами динамических коэффициентов жёсткости, демпфирования и инерции, которые задаются в двух направлениях.

Динамические коэффициенты описывают в приближённом виде реакции упруго-демпферного элемента. Концепция динамических коэффициентов более подробно описана в разделе 4.4. Конечно-элементные матрицы жёсткости и демпфирования для упруго-демпферного элемента имеют вид:

$$\mathbf{k}_b^e = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & 0 & 0 & 0 \\ K_{21} & K_{22} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{c}_b^e = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & 0 & 0 & 0 \\ C_{21} & C_{22} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (4.12)$$

### Ансамблирование матриц и граничные условия

Процесс ансамблирования заключается в сборке из локальных (элементарных) конечно-элементных матриц и векторов с внешними силами, определённых для каждого конечного элемента, глобальной системы уравнений для последующего численного решения. Коэффициенты глобальной матрицы при неизвестном значении степени свободы представляют собой сумму из соответствующих компонент локальных матриц балочных элементов, включающих данную степень свободы.

Также для каждого узла идет проверка наличия диска или опоры. При их обнаружении коэффициенты глобальных матриц дополняются соответствующими компонентами локальных матриц таких элементов.

Процесс ансамблирования глобальной системы уравнений завершается учётом оставшихся граничных условий. Простые граничные усло-

вия, полностью запрещающие определённые степени свободы соответствующих узлов, применяются для моделирования абсолютно жёстких опор (например, заделка или шарнир). При использовании в модели упруго-демпферных элементов дополнительные граничные условия в простейшем случае не требуются, т. к. поведение элемента уже напрямую включено в глобальные конечно-элементные матрицы.

Необходимые граничные условия также зависят от вида проводимого расчёта. Например, при выполнении статического расчёта с целью определения напряжений кручения в вале роторной системы необходимо запретить соответствующую степень свободы для одного узла.

### 4.2.3. Трёхмерная модель роторной системы

Исследование роторных систем также проводится с помощью трёхмерных конечно-элементных моделей.

В трёхмерном подходе, используемом для выполнения модального анализа, сегменты вала и диски моделируются с помощью трёхмерных осесимметричных конечных элементов, заданных в неподвижной системе координат. Процедура генерации модели начинается с создания контура ротора (сечение ротора в осевом направлении) с помощью двумерных областей. Затем контур разбивается на двумерные конечные элементы. После этого создаются дополнительные узлы для генерации осесимметричных трёхмерных элементов. Опоры, демпферы и уплотнения моделируются с помощью упруго-демпферного элемента, описанного выше.

Реальная геометрия роторной системы часто не является осесимметричной (например, из-за геометрии рабочих колес, которые имеют циклическую симметрию). В этом случае при использовании данного подхода необходимо создать эквивалентную трёхмерную модель роторной системы. Несимметричные диски представляются с помощью эквивалентных цилиндрических сегментов. Плотность материала и внешний радиус эквивалентных сегментов устанавливаются таким образом, чтобы иметь массово-инерционные характеристики, аналогичные реальной

геометрии. Для этого решается следующая оптимизационная задача:

$$\begin{aligned} & \text{Минимизировать } f = m_d^{ref} - m^{eqv}(\rho^{eqv}, R_o^{eqv}), \\ & \text{с ограничениями } I_d^{p,ref} = I^{p,eqv}(\rho^{eqv}, R_o^{eqv}), \\ & R_o^{eqv} > R_i^{ref}, \end{aligned} \quad (4.13)$$

где индекс  $\square^{eqv}$  соответствует эквивалентному сегменту в модели, а индекс  $\square^{ref}$  соответствует реальному диску.

Данная оптимизационная задача заключается в минимизации абсолютной разницы массы реального рабочего колеса и эквивалентного цилиндрического сегмента.

Ограничение-равенство накладывается на момент инерции, который должен быть равен значению для реального колеса.

Дополнительное ограничение-неравенство накладывается на величину внешнего радиуса эквивалентного сегмента в модели, который не может принимать значения, меньшие, чем значение посадочного радиуса (внешний радиус сегмента вала где находится рабочее колесо).

Поставленная задача представляет собой задачу математического программирования, которая может быть решена с помощью любого подходящего метода.

#### 4.2.4. Анализ динамики роторной системы

##### Статический анализ

Расчёт напряженно-деформированного состояния вала проводится на основании уравнения статического равновесия, которое представляет собой систему линейных алгебраических уравнений:

$$\mathbf{K}u = F. \quad (4.14)$$

В качестве силовых факторов задаются силы веса рабочих колёс с учётом перегрузки, максимальный крутящий момент. При исследовании роторных систем авиационных двигателей также задаются гироскопические моменты рабочих колёс, возникающие при эволюции летательного аппарата в полёте.



Напряжения в балочном элементе определяются с использованием стандартных допущений о напряженно-деформированном состоянии вала. Напряжения изгиба, напряжения кручения и эквивалентные напряжения определяются для каждого конечного элемента как:

$$\sigma_b = \frac{M_b R_o}{I_a}, \quad \tau = \frac{T R_o}{2I_a}, \quad \sigma_{\text{eqv}} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2}. \quad (4.15)$$

Элементарный изгибный момент  $M_b$  и момент кручения  $T$  определяются через локальный вектор сил  $F^e$  как (см. рис. 4.4):

$$\begin{aligned} M_b &= 0.25L (F_1^e + F_2^e + F_6^e + F_7^e) + 0.5 (F_3^e + F_4^e + F_8^e + F_9^e), \\ T &= 0.5 (F_5^e + F_{10}^e). \end{aligned} \quad (4.16)$$

Статический анализ роторной системы проводится, как правило, для максимальной скорости вращения вала, т. е. при постоянной нагрузке. Динамические напряжения, возникающие при переходе через критические скорости, в данном случае не определяются.

## Модальный анализ

Модальный анализ проводится для изучения свободных колебаний системы, т. е. собственных колебаний в отсутствие внешних сил. Полагаем, что упругая линия вала изменяется по гармоническому закону. Решение уравнений движения вала сводится к решению следующей квадратичной задачи на собственные значения:

$$p^2 \mathbf{M}y + p (\mathbf{G} + \mathbf{C})y + \mathbf{K}y = 0, \quad (4.17)$$

где  $p = (\xi + i\lambda)$  – комплексное собственное значение. Второй порядок задачи на собственные значения обусловлен наличием гироскопической матрицы и матрицы демпфирования.

Решением данной задачи являются собственные значения  $p$  и собственные вектора  $y$ . Мнимая часть комплексного собственного значения  $\lambda$  является собственной частотой системы. По знаку вещественной части можно судить об устойчивости соответствующей формы колебаний. Полагается, что форма устойчива, если вещественная часть комплексного собственного значения отрицательна. Также каждая собственная

частота имеет парную частоту с противоположным знаком. Знак парных частот говорит о направлении прецессии (прямая или обратная).

Наличие гироскопической матрицы и матрицы демпфирования делает задачу на собственные значения квадратичной, что усложняет её решение. Однако квадратичная задача на собственные значения может быть сведена к обобщенной задаче на собственные значения первого порядка, которая содержит обобщенные матрицы массы и жёсткости, следующего вида:

$$p\mathbf{M}_e z + \mathbf{K}_e z = 0, \quad z = \begin{bmatrix} py \\ y \end{bmatrix}. \quad (4.18)$$

Размер обобщенной задачи на собственные значения в два раза превышает размер исходной квадратичной задачи. Существует ряд подходов для формирования обобщенных матриц массы и жёсткости [352], которые могут быть использованы в зависимости от структуры матриц  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{G}$  и  $\mathbf{K}$ , например:

$$\mathbf{M}_e = \begin{bmatrix} 0 & \mathbf{M} \\ \mathbf{M} & \mathbf{G} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K}_e = \begin{bmatrix} -\mathbf{M} & 0 \\ 0 & \mathbf{K} \end{bmatrix}, \quad (4.19)$$

$$\mathbf{M}_e = \begin{bmatrix} \mathbf{M} & 0 \\ 0 & \mathbf{I} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K}_e = \begin{bmatrix} \mathbf{G} & \mathbf{K} \\ -\mathbf{I} & 0 \end{bmatrix}, \quad (4.20)$$

$$\mathbf{M}_e = \begin{bmatrix} -\mathbf{M} & 0 \\ 0 & \mathbf{K} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K}_e = \begin{bmatrix} -\mathbf{G} & -\mathbf{K} \\ -\mathbf{K} & 0 \end{bmatrix}. \quad (4.21)$$

где  $\mathbf{I}$  – единичная матрица, а матрица  $\mathbf{G}$  также включает в себя матрицу демпфирования.

Главным преимуществом преобразования квадратичной задачи к обобщённой заключается в возможности использования эффективных алгоритмов решения линейной задачи на собственные значения. Квадратичная задача также может быть решена напрямую.

В гироскопическую матрицу входит скорость вращения ротора, поэтому результаты модального анализа (собственные частоты) зависят в

большей или меньшей степени от значения скорости вращения. С помощью выполнения нескольких модальных расчётов для последовательности скоростей вращения, изменяемых от нуля до максимального значения, можно построить диаграмму Кэмпбелла и определить критические частоты ротора.

Диаграмма Кэмпбелла для роторной системы является графическим представлением собственных частот в зависимости от скорости вращения. Точки пересечения собственных частот со скоростью вращения вала, представленной на диаграмме прямой, выходящей из начала координат, являются критическими скоростями вала. Также на диаграмму Кэмпбелла могут наноситься другие частоты возбуждения.

Карта критических частот роторной системы является графическим представлением изменений в значениях критических частот в зависимости от жёсткости опор.

## Гармонический анализ

При проведении гармонического анализа задача сводится к нахождению отклика роторной системы на гармоническое возбуждение, представляемое в виде  $F_h e^{i\omega t}$ . Уравнения движения вала в этом случае принимают вид:

$$(-\omega^2 \mathbf{M} + i\omega \mathbf{G} + i\mathbf{C} + \mathbf{K}) y_h = F_h, \quad (4.22)$$

где  $i = \sqrt{-1}$ ,  $F_h$  – амплитуда гармонической силы (например, силы дисбаланса).

Решение данного уравнения для различных значений частоты вращения  $\omega$  приводит к определению амплитудно-частотной характеристики роторной системы. Гармоническая сила прикладывается обычно к узлу, где расположен диск, моделируя тем самым дисбаланс рабочего колеса. Как и уравнение статического анализа, уравнение гармонического анализа представляет собой систему алгебраических уравнений.

## Анализ нестационарных процессов

В случае анализа переходных процессов необходимо решать полные уравнения движения ротора. При прямом численном интегрирова-

нии система ОДУ второго порядка из ур. (4.7), как правило, преобразовывается к виду задачи Коши, т. е. к системе ОДУ первого порядка с увеличенным вдвое числом уравнений.

Проведение полного нестационарного анализа требуется для исследования следующих эффектов: непостоянство угловой скорости ротора (например, разгон и выбег системы); самовозбуждающиеся и другие несинхронные колебания; механическое контактирование между поверхностями ротора и статора; внезапные внешние силы.

Для численного решения описанной задачи Коши существует разнообразие различных методов, обладающих определёнными преимуществами и недостатками. В разработанной в рамках данной работы программе MRACE в качестве базового метода для прямого численного интегрирования уравнений движения используется метод Ньюмарка (см. раздел 5.4).

## 4.3. Результаты анализа динамики роторной системы

### 4.3.1. Роторная система турбовинтового двигателя

В данном разделе проведение анализа динамики роторной системы демонстрируется на примере малоразмерного турбовинтового двигателя (ТВД). Принципиальная схема двигателя показана на рис. 4.5. Компонировка двигателя выполнена по прямой двухвальтовой схеме.

Балочная конечно-элементная модель многоопорной, многовальной роторной системы, описанная в предыдущем разделе и используемая в качестве базовой модели, реализована в виде программы MRACE. Данная программа представляет собой набор функций, вызываемых из пакета научных и инженерных расчётов MATLAB. Программа MRACE использует эффективные функции пакета MATLAB для решения систем линейных алгебраических уравнений и задач на собственные значения.

Аналогичная балочная модель, а также описанная выше трёхмерная модель роторной системы разработаны в конечно-элементном пакете ANSYS Mechanical. Модели в ANSYS представляют собой набор скрип-

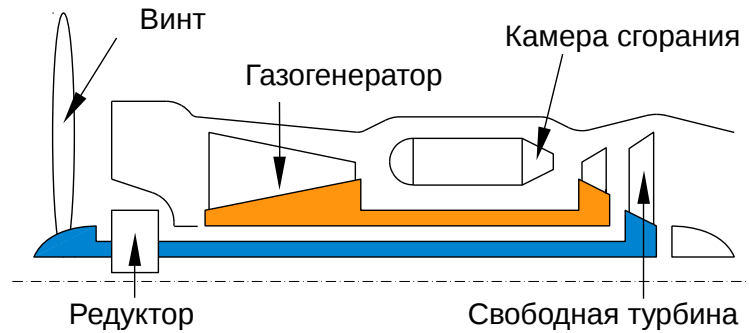


Рис. 4.5. Схема турбовинтового двигателя

тов на языке APDL под общим названием RACE.

Более подробное описание разработанных программ MRACE и RACE приведено в разделе 5.4.

В качестве наглядного примера рассмотрим часть роторной системы турбовинтового двигателя, которая показана на рис. 4.6.

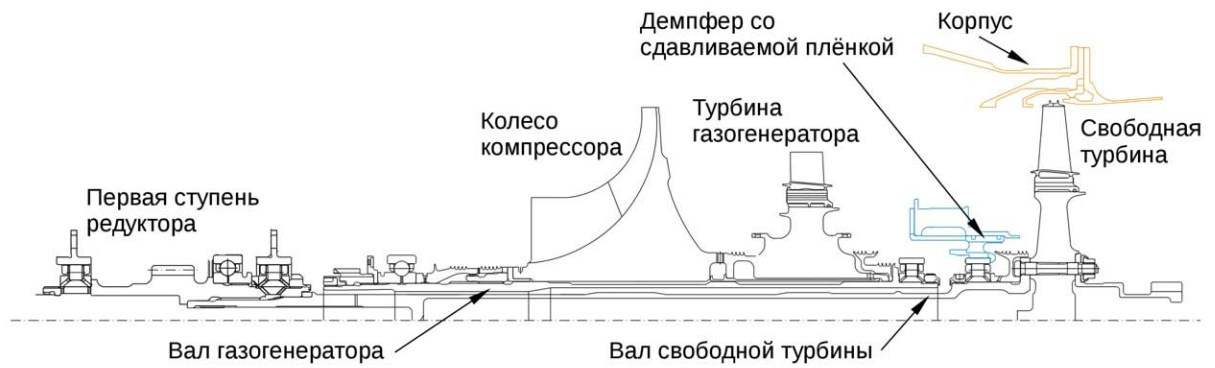
Роторная система ТВД состоит из роторной системы газогенератора и роторной системы свободной турбины.

Газогенератор включает в себя одноступенчатый радиальный компрессор и одноступенчатую осевую турбину высокого давления. Вал газогенератора опирается на два подшипника качения.

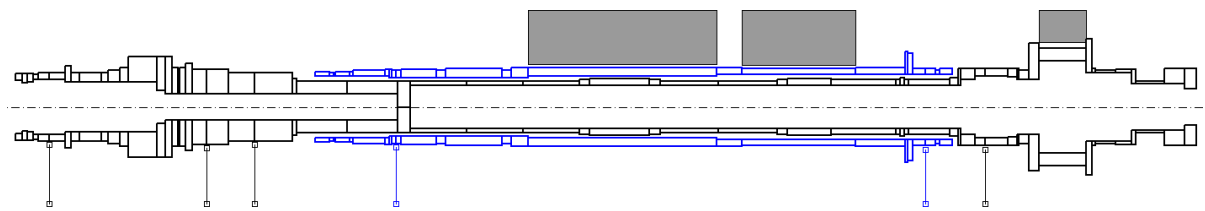
Вал свободной (силовой) одноступенчатой турбины рассматривается совместно с валом первой ступени редуктора. Это необходимо для получения адекватных результатов модального расчёта. Роторная система свободной турбины включает в себя четыре подшипника качения. Остальная часть редуктора, а также вентилятор в данном случае не рассматриваются.

Связи между валами газогенератора и свободной турбины (межвальные подшипники) отсутствуют. Наименьший зазор между валами составляет 1.5 мм. Длина вала свободной турбины с валом первой ступени редуктора составляет около 592 мм, длина вала газогенератора составляет 319 мм.

Также на рис. 4.6 показаны балочные модели валов газогенератора и свободной турбины. Вертикальные отрезки с квадратами на концах символизируют опоры, а серые четырёхугольные сегменты символизи-



а) Продольное сечение роторной системы



б) Балочная модель роторной системы

Рис. 4.6. Роторная система турбовинтового двигателя

руют диски. Вертикальные размеры серых четырёхугольников выбраны из соображений наглядности и не соответствуют реальным размерам рабочих колёс.

Параметры роторной системы турбовинтового двигателя сведены в табл. 4.1. В таблице приведены массово-инерционные характеристики рабочих колёс, максимальные нагрузки, максимальные скорости вращения, реальные жёсткости опор, а также максимально допустимые значения по напряжениям кручения и эквивалентным напряжениям.

При расчётах используются следующие свойства материала валов, которые полагаются постоянными: плотность  $\rho = 7840 \text{ кг/м}^3$ , модуль упругости  $E = 1.95 \times 10^{11} \text{ Па}$ , коэффициент Пуассона  $\nu = 0.3$ .

Сила веса диска рассчитывается с использованием коэффициента запаса величиной 4.0. Крутящий момент определяется как:

$$M_{tor} = 1.25 \frac{P}{\omega_{max}}, \quad (4.23)$$

где  $P \approx 450 \text{ кВт}$  – мощность.

Гироскопический момент рассчитывается по следующей формуле:

$$M_{gyro} = I_d^p \omega \varepsilon, \quad (4.24)$$

Таблица 4.1. Параметры роторной системы турбовинтового двигателя

		Свободная	Газогенератор		
		турбина	Компрессор	Турбина	
Колесо	Масса [кг]	3.64	3.94	3.23	
	Момент инерции [кг·м <sup>2</sup> ]	$I_x$	0.0143	0.01182	0.00815
		$I_y, I_z$	0.0072	0.0059	0.0041
Нагрузка	Крутящий момент [Н·м]	87.04	70.14		
	Гироскоп. момент [Н·м]	126.79	137.15	94.57	
	Сила веса [Н]	142.688	154.44	126.616	
	Сила от дисбаланса [кг·м]	$75 \times 10^{-7}$	$75 \times 10^{-7}$	$75 \times 10^{-7}$	
Скорость вращения [об/мин]		42356	55430		
Жёсткость подшипников [Н/м]	1	$0.5 \times 10^8$	$0.6 \times 10^7$		
	2	$0.5 \times 10^8$	$0.67 \times 10^7$		
	3	$0.5 \times 10^8$			
	4	$0.43 \times 10^7$			
Допуст. напряжение кручения [МПа]		245	245		
Допуст. эквивал. напряжение [МПа]		392	392		

где  $\varepsilon$  – ускорение при эволюции летательного аппарата в полёте.

Силы дисбаланса прикладываются для узлов вала, в которых располагаются диски. Величина гармонической силы задаётся как ориентировочное значение для анализа характера отклика роторной системы на дисбаланс.

Принятая нумерация подшипников в рассматриваемых двух роторных системах идет слева направо (см. рис. 4.6). Крайний правый подшипник вала свободной турбины, расположенный перед рабочим колесом, оснащён масляным демпфером со сдавливаемой плёнкой.

Файлы с исходными данными (включая геометрические параметры сечений) по роторным системам газогенератора и свободной турбины, предназначенные для использования совместно с программами MRACE и RACE, приведены в приложении Б.

### 4.3.2. Балочная модель

В данном разделе приводятся результаты расчётов, полученные с использованием базовой балочной модели при выполнении статического, модального и гармонического анализов. Сравнительный анализ различных формулировок балочной модели представлен в разделе 5.4.3. Крутильные собственные частоты валов в нижеприведённых результатах не представлены.

Диссипативные эффекты в роторной системе учитываются с использованием распространённого допущения о прямой пропорциональности матриц демпфирования и жёсткости. В качестве коэффициента пропорциональности для матрицы демпфирования используется величина 0.01, которая является адекватной оценкой для механических систем с небольшим демпфированием [72].

### Роторная система свободной турбины

На рис. 4.7 показана используемая при расчётах балочная модель роторной системы свободной турбины турбовинтового двигателя.

Геометрическая модель, которая включает в себя вал свободной турбины, а также вал первой ступени редуктора, состоит из 56 цилиндрических секций. Общее число степеней свободы равно 470.

В табл. 4.2 сведены результаты, полученные с помощью программы MRACE с использованием формулировки балки Тимошенко и одномерного дискового элемента.

Максимальные значения статических напряжений значительно ниже допустимых значений. Результаты расчётов демонстрируют три собственные частоты системы, находящиеся в диапазоне рабочих скоростей вращения. На рис. 4.8 показаны первые шесть собственных форм коле-

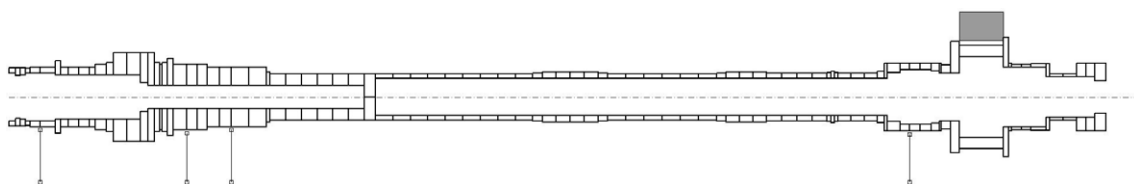


Рис. 4.7. Балочная модель свободной турбины



Таблица 4.2. Результаты анализа динамики роторной системы ТВД

	Свободная турбина		Газогенератор
$m_r$ [кг]	2.324		1.038
$\sigma_b^{\max}$ [МПа]	89.75		32.43
$\sigma_t^{\max}$ [МПа]	40.27		24.33
$\sigma_{\text{eqv}}^{\max}$ [МПа]	106.06		41.96
$\lambda$ [об/мин]	1	3431	12269
	2	9303	17472
	3	11668	38964
	4	52017	69872
	5	59833	113010
	6	96295	
$n_{cr}$ [об/мин]	1	7003	14397
	2	8287	15863
	3	14924	41404
$A_d^{\max}$ [мм]	Турбина	Компрессор	Турбина
	0.008	0.013	0.008

баний роторной системы свободной турбины. Диаграмма Кэмпбелла и амплитудно-частотные характеристики приведены ниже.

### Роторная система газогенератора

На рис. 4.9 показана балочная модель роторной системы газогенератора. Геометрическая модель вала включает в себя 25 цилиндрических секций.

В табл. 4.2 сведены результаты анализа, полученные с помощью программы MRACE и с использованием формулировки балки Тимошенко и одномерных дисковых элементов для роторной системы газогенератора. Максимальные значения статических напряжений также лежат значительно ниже допустимых значений.

По аналогии с роторной системой свободной турбины газогенератор также имеет три собственные частоты в рабочем диапазоне. На рис. 4.10 показаны первые шесть собственных форм колебаний роторной системы газогенератора. Первые три формы близки к формам жёсткого рото-

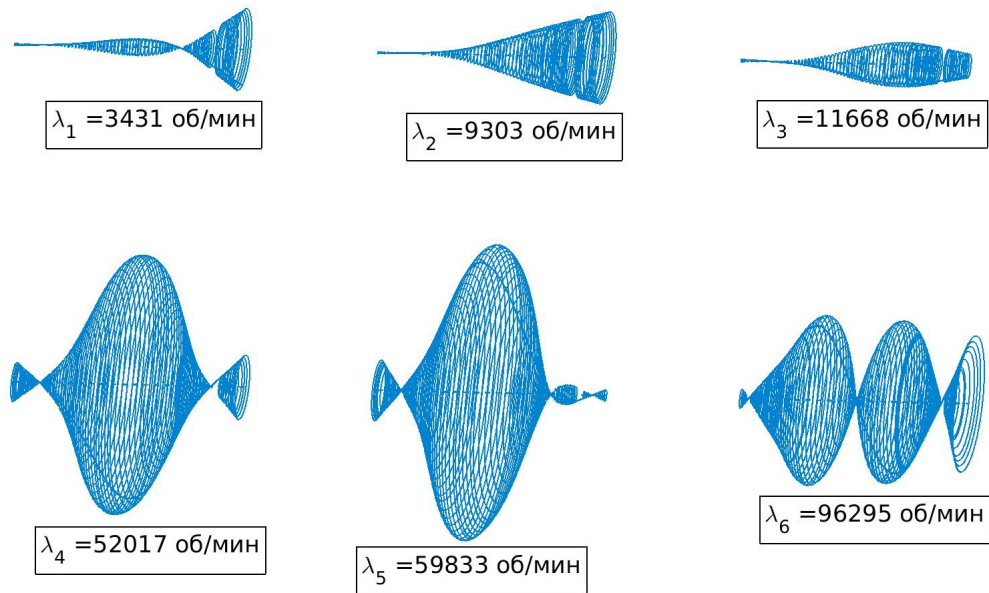


Рис. 4.8. Формы колебаний свободной турбины (балочная модель)

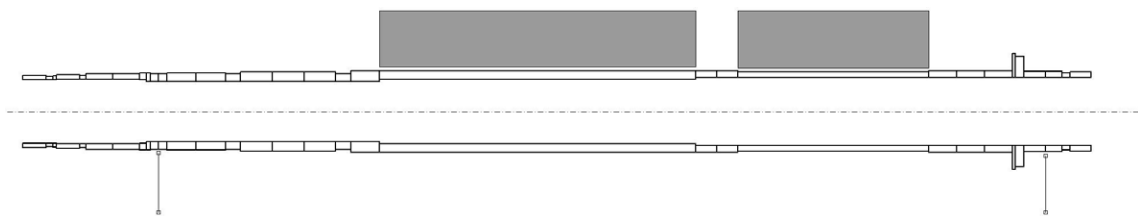


Рис. 4.9. Балочная модель газогенератора

ра. Используемое представление форм ясно демонстрирует положение и эффект абсолютно жёстких, одномерных дисковых элементов. Диаграмма Кэмпбелла и амплитудно-частотные характеристики приведены в следующем разделе.

### Диаграммы Кэмпбелла и амплитудно-частотные характеристики

Диаграммы Кэмпбелла и амплитудно-частотные характеристики рассчитаны для массива значений скорости вращения от нуля до соответствующего максимального значения. Вектора значений скорости вращения состоят из 120 элементов.

На рис. 4.11 представлены диаграммы Кэмпбелла для роторных систем свободной турбины и газогенератора ТВД, полученные с помощью

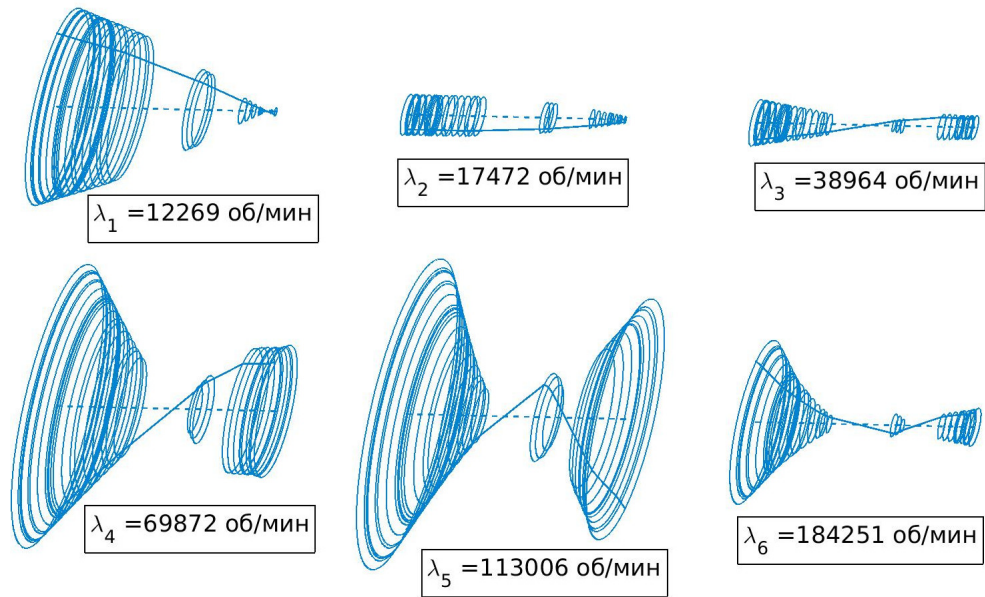


Рис. 4.10. Формы колебаний газогенератора (балочная модель)

различных моделей.

Две роторные системы имеют по три критические скорости. Для свободной турбины все критические скорости находятся в зоне низких частот. Для газогенератора третья критическая скорость лежит в верхней половине диапазона частот. В обоих случаях значения первых двух критических скоростей расположены близко друг к другу.

Сравнение результатов, полученных с помощью балочных моделей MRACE и RACE, демонстрирует практическое отсутствие различий в характере изменения первых трёх собственных частот как для роторной системы свободной турбины, так и для роторной системы газогенератора. Для более высоких частот, лежащих вне диапазона рабочих скоростей вращения, появляются некоторые расхождения.

На рис. 4.12 показаны амплитудно-частотные характеристики для роторных систем свободной турбины и газогенератора, полученные при расчёте отклика на дисбаланс с использованием программы MRACE. Показаны зависимости амплитуд для дисков от частоты возбуждения, а также распределения максимальных амплитуд, определяемых для каждой частоты по всем узлам балочной модели.

Амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) имеют по одному пику, который совпадает с положением первой критической частоты.

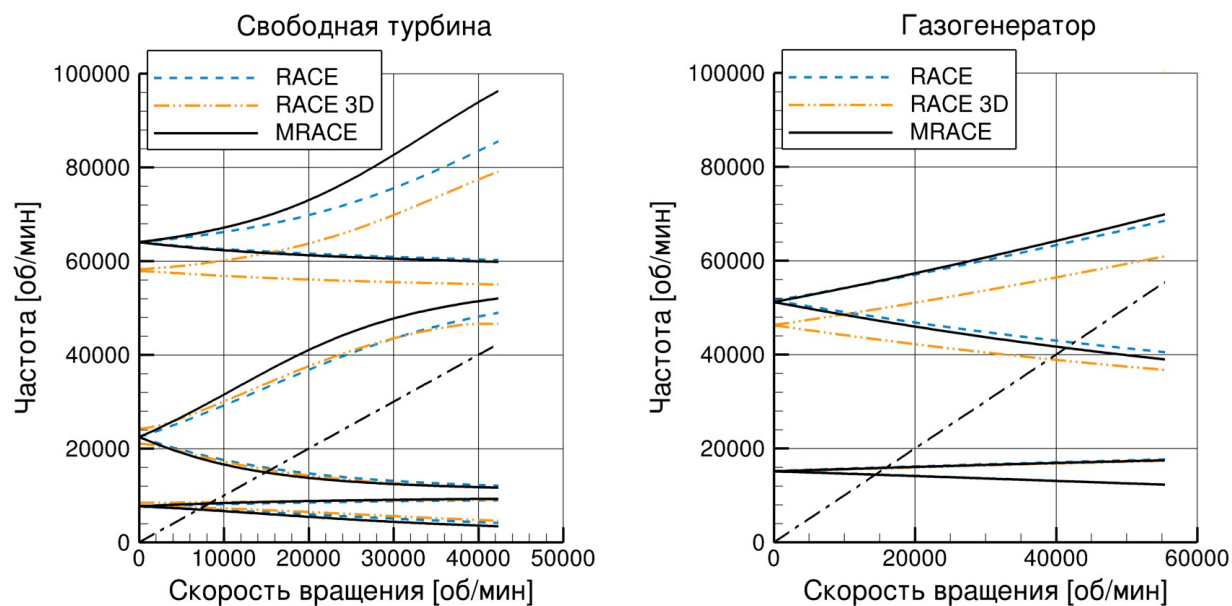


Рис. 4.11. Диаграммы Кэмпбелла роторной системы ТВД

Компрессор и турбина высокого давления газогенератора демонстрируют одинаковый характер распределения АЧХ. Значения амплитуды более высокие для компрессора. Максимальные значения амплитуд превышают значения амплитуды колебания дисков.

### 4.3.3. Трёхмерная модель

В данном разделе приведены результаты модального анализа, выполненного с использованием осесимметричной трёхмерной модели, реализованной в программе RACE 3D для пакета ANSYS Mechanical. Подробное описание трёхмерной модели и программы RACE 3D приведено в разделе 5.4.

Рабочие колёса свободной турбины, турбины высокого давления и компрессора представлены с помощью эквивалентных цилиндрических сегментов. Плотность материала и размеры эквивалентных сегментов определяются из решения оптимизационной задачи, описанной в разделе 4.2.3. Длина в осевом направлении и внутренний радиус эквивалентного дискового сегмента задаются согласно реальной геометрии роторной системы.

Результаты решения оптимизационных задач для определения характеристик эквивалентных сегментов сведены в табл. 4.3.

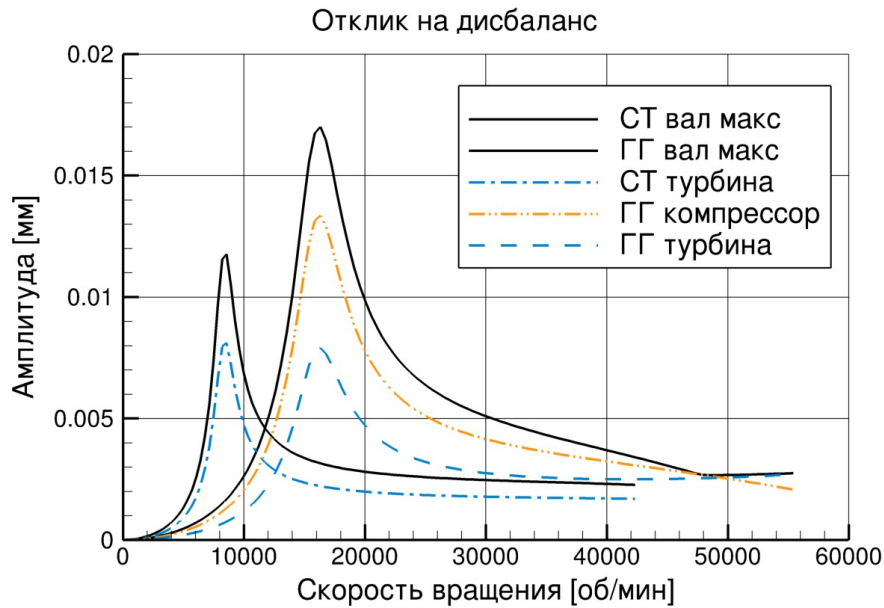


Рис. 4.12. Амплитудно-частотные характеристики (балочная модель)

Задачи решались с помощью функции поиска, встроенной в программу для работы с электронными таблицами LibreOffice Calc. Как и ожидалось, плотность и внешний радиус эквивалентных дисковых сегментов принимают меньшие значения, чем в реальных дисках.

На рис. 4.13 показаны трёхмерные осесимметричные конечно-элементные модели роторных систем свободной турбины и газогенератора, созданные в ANSYS Mechanical с использованием модели RACE 3D.

Детальное сравнение результатов модальных расчётов, проведённых с использованием балочной RACE и трёхмерной RACE 3D моделей, приведено в табл. 4.4. Различия между моделями обнаруживаются для высоких собственных частот, когда трёхмерная модель выдаёт более меньшие значения по сравнению с балочной моделью. Для значений критических скоростей, определённых с помощью двух моделей, также имеет место хорошее согласование. Лишь для третьей критической ча-

Таблица 4.3. Расчётные параметры эквивалентных дисковых сегментов

	Свободная турбина	Компрессор	Турбина высокого давления
$\rho^{eqv}$ [кг/м <sup>3</sup> ]	8180.52	2559.82	4217.78
$R_o^{eqv}$ [мм]	83.32	74.78	68.28



Рис. 4.13. Трёхмерная конечно-элементная модель роторной системы

стоты газогенератора обнаруживается максимальное расхождение, составляющее около 9%.

Диаграммы Кэмпбелла, определённые с помощью трёхмерной модели, также показаны на рис. 4.11. Значения низких собственных частот, полученные с помощью трёх различных моделей, хорошо согласуются между собой. Для более высоких частот использование трёхмерной модели приводит к занижению собственных частот системы по сравнению с балочными моделями.

Таблица 4.4. Результаты модального анализа (трёхмерная модель)

	Свободная турбина		Газогенератор		
	Балочная	3D	Балочная	3D	
$\lambda$ [об/мин]	1	4148	4609	12287	12226
	2	8996	9134	17658	17364
	3	12089	11623	40503	36718
	4	48958	46640	68506	60933
	5	60228	54994	139787	105656
	6	85534	79083		
$n_{cr}$ [об/мин]	1	7094	7387	14447	14327
	2	8046	8563	15973	15767
	3	15728	15405	42522	39001

#### 4.3.4. Результаты моделирования переходных процессов

В данном разделе приводятся результаты различных нестационарных расчётов, выполненных для роторной системы свободной турбины турбовинтового двигателя (см., также, [173]).

##### Гармонический отклик на дисбаланс

В данном разделе приводится сравнение результатов нестационарных расчётов, полученных с использованием программ MRACE и RACE при моделировании отклика на дисбаланс роторной системы свободной турбины. Расчёты проводились с использованием постоянного значения прямого коэффициента демпфирования для демпфера со сдвливаемой плёнкой, установленного на четвёртом подшипнике (см. рис. 4.6).

Динамически отклик системы определён при моделировании процесса разгона ротора до 60 000 об/мин с постоянными значениями ускорения и шага по времени  $\Delta t = 1/50000$  с. Расчётная амплитуда узла вала, совпадающего с положением диска, показана на рис. 4.14. Вертикальными штриховыми линиями указан рабочий диапазон скоростей вращения.

Имеют место два пика, которые лежат вне рабочего диапазона скоростей. Первый пик совпадает со второй критической скоростью. Вторым пик соответствует четвёртой собственной частоте. Результаты, полученные с использованием двух программ, демонстрируют хорошее согласование вплоть до максимальной рабочей частоты. Для более высоких скоростей наблюдается отклонение в пиковом значении амплитуды.

Результаты, приведённые на рис. 4.14, могут быть использованы для определения коэффициентов усиления  $AF$  и запасов по разделению частот  $SM$  для исследуемой роторной системы. Определение данных параметров проиллюстрировано на рис. 4.15 (см. также, например, стандарт ISO/DIS 10439-1:2010).

Коэффициент усиления  $AF^1$  для первого пика амплитуды рассчитывается из соответствующей критической скорости как (см. рис 4.15):

$$AF^1 = \frac{n_{cr}^1}{n_{ri}^1 - n_{le}^1}. \quad (4.25)$$

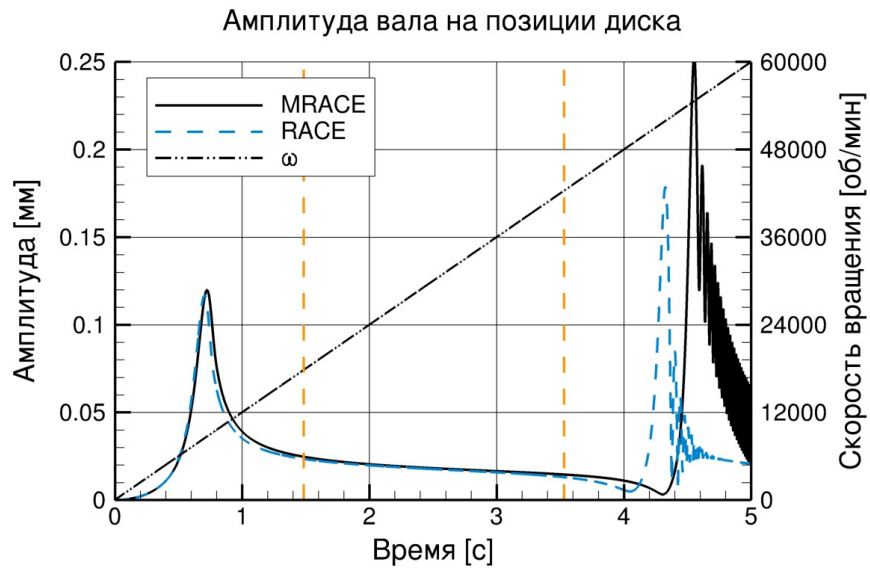


Рис. 4.14. Нестационарный отклик на дисбаланс

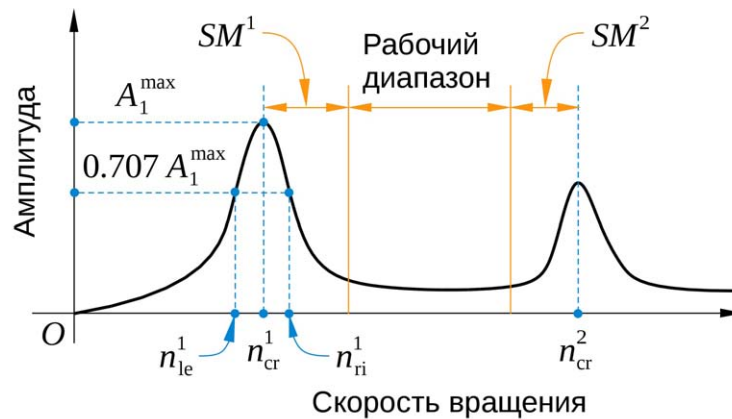


Рис. 4.15. Коэффициенты усиления и запасы по разделению частот

Запас по разделению частот  $SM$  определяется как размер области между границей рабочего диапазона частот и соответствующей критической скоростью (см. рис 4.15).

Результаты по параметрам  $AF$  и  $SM$ , полученные для роторной системы свободной турбины, сведены в табл. 4.5. Коэффициенты усиления принимают относительно высокие значения в связи с ограниченным демпфированием в системе, что было целенаправленно задано для анализа экстремального случая. Несмотря на это, расчётные значения запаса по разделению частот превосходят требуемые границы для двух пиков амплитуды.



Таблица 4.5. 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%

## Несинхронное возбуждение роторной системы свободной турбины

В данном разделе представлены результаты нестационарного моделирования различных источников несинхронных колебаний роторных систем. Возникновение несинхронных колебаний, особенно подсинхронных колебаний, может препятствовать стабильной работе ротора.

Результаты, представленные ниже, были получены для роторной системы свободной турбины турбовинтового двигателя с использованием метода Ньюмарка, реализованного в программе MRACE. Выбирались постоянные шаги интегрирования по времени. Если не указано обратное, значение шага составляло  $1/50000$  с.

**Источник несинхронного возбуждения** может быть непосредственно включён в систему уравнений с помощью дополнительной силы, представленной в виде  $F_{nh}e^{ik_{nh}\omega t}$ , где  $k_{nh}$  – множитель для синхронной частоты.

Демонстрация эффекта от источника несинхронного возбуждения проведена с использованием двух дополнительных частот из подсинхронной и надсинхронной областей. Дополнительные частоты возбуждения описывают взаимодействие вала свободной турбины с другими вращающимися компонентами двигателя. Так, надсинхронная частота связана с максимальной скоростью вращения вала газогенератора.

На рис. 4.16 показана спектральная каскадная диаграмма, полученная при моделировании процесса разгона с постоянным ускорением.

Данные на рис. 4.16 показаны для перемещения  $Y$  узла вала, совпадающего с положением диска турбины. Величина отклика нормирована по максимальному значению при синхронном возбуждении.

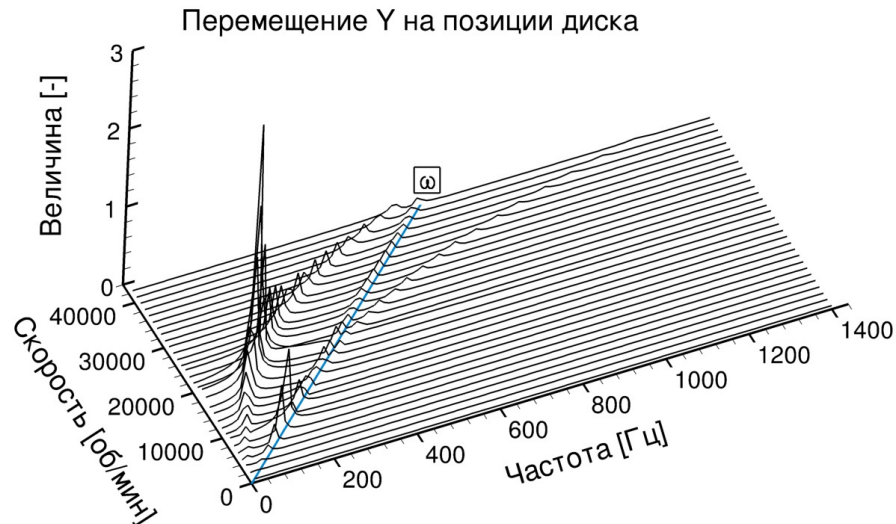


Рис. 4.16. Эффект несинхронных частот возбуждения на отклик роторной системы свободной турбины

Повышение амплитуды отклика системы наблюдается на рис. 4.16 в области критических частот от 115 Гц до 250 Гц. Возбуждение от подсинхронной частоты значительно сильнее возбуждения от надсинхронной и синхронной частот. При одинаковой амплитуде возбуждающих сил подсинхронная частота может привести к неустойчивости роторной системы, а возбуждение от надсинхронной частоты в данном случае оказывается достаточно слабым.

Другим источником несинхронных колебаний могут быть подшипники, уплотнения и демпферы, имеющие **перекрёстные коэффициенты жёсткости**. Перекрёстная жёсткость является главной причиной возникновения самовозбуждающихся колебаний в роторных системах.

Демонстрация эффекта поперёк жёсткости выполнена путём задания поперёк члена для задней опоры, расположенной рядом с колесом турбины. Расчёты проведены при постоянной скорости вращения для трёх случаев: 1) начальная система без поперёк компоненты; 2) случай учёта поперёк жёсткости величиной 0.1% от прямой жёсткости подшипника; 3) дополнительный учёт демпфирования.

Каскадная диаграмма для компоненты  $Y$  перемещения узла диска показана на рис. 4.17 для расчёта с учётом поперёк жёсткости.

Данные на рис. 4.17 нормированы по значению при номинальной

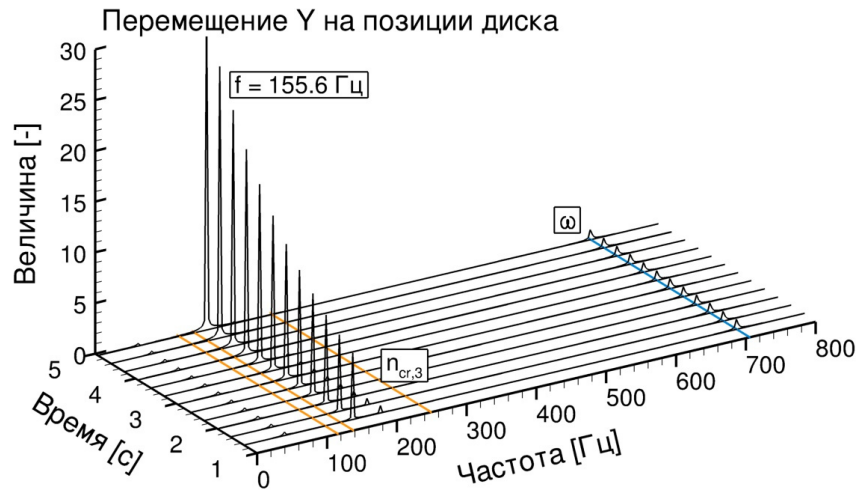


Рис. 4.17. Эффект перекрёстной жёсткости на колебания роторной системы свободной турбины в отсутствие демпфирования

рабочей скорости (705.93 Гц). Положения трёх критических скоростей, определённых из диаграммы Кэмпбелла, а также положение номинальной скорости отмечены прямыми линиями.

Спектральные данные для начальной устойчивой системы без перекрёстной компоненты (не показаны на рис. 4.17) демонстрируют три подсинхронные частоты возбуждения величиной 57.98 Гц, 155.6 Гц и 195.3 Гц соответственно. Незначительная величина перекрёстной компоненты жёсткости (0.1% от прямой жёсткости) приводит, как видно на рис. 4.17, к неустойчивости. Возбуждение возникает на второй резонансной частоте, имеющей значение 155.6 Гц.

Однако внесение в систему небольшой величины демпфирования (в данном случае 0.001% от прямой жёсткости подшипника), которое в реальной системе обеспечивается масляным демпфером со сдвливаемой плёнкой, значительно уменьшает отклик и стабилизирует систему. В выполненном расчёте слабое и устойчивое возбуждение происходит при значении 58 Гц с амплитудой, составляющей около 20% от амплитуды синхронного возбуждения.

Следующим элементом анализа является **масляный демпфер со сдвливаемой плёнкой**, установленный вместе с задним подшипником, расположенным около колеса турбины (см. рис. 4.6). Основные параметры демпфера сведены в табл. 4.6.

Таблица 4.6. Основные параметры демпфера со сдвливаемой плёнкой

Диаметр демпфера, [мм]	90.0
Длина демпфера, [мм]	12.2
Радиальный зазор, [мм]	0.075
Диаметр питающего жиклёра, [мм]	1.0
Число жиклёров	5
Давление масла, [МПа]	0.4
Температура масла, [°C]	90.0
Номинальная динамическая вязкость масла, [Па·с]	0.0029

Масляные гидродинамические силы в демпфере определяются из численного решения двумерного уравнения Рейнольдса гидродинамической теории смазки. Уравнение Рейнольдса дискретизируется с помощью метода конечных элементов. Детальное описание модели демпфера приведено в [329].

В связанном расчёте силы демпфера определяются для каждого момента времени и напрямую передаются в динамическую модель роторной системы. При этом значительно увеличиваются вычислительные затраты нестационарного расчёта. Результаты, приведенные ниже, получены для постоянного шага по времени величиной  $1 \times 10^{-6}$  с.

Моделирование выполнено для двух конфигураций: для демпфера с уплотняющими кольцами на концах (закрытый демпфер) и для демпфера без уплотняющих колец (открытый демпфер). Уплотняющие кольца рассматриваются при этом идеальными.

Дополнительная перекрестная компонента жёсткости добавляется в систему, как было описано выше, для оценки демпфирующей способности демпфера со сдвливаемой плёнкой.

Расчитанные траектории движения вала в зазоре демпфера, полученные для двух конфигураций, показаны на рис. 4.18.

Роторная система свободной турбины, которая была бы неустойчива при отсутствии демпфера, становится полностью устойчивой для двух конфигураций демпфера. В случае открытого демпфера имеет место переходный процесс перед достижением установившейся траектории, тогда как закрытый демпфер сразу демонстрирует практически

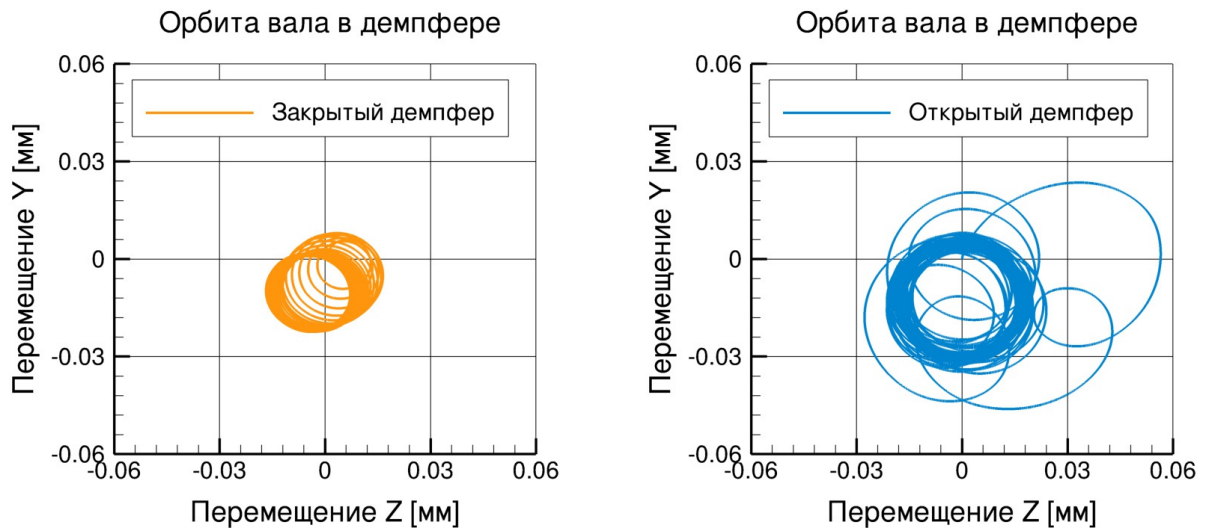


Рис. 4.18. Орбиты вала в демпфере со сдвигаемой плёнкой

круговую траекторию постоянного радиуса, которая постепенно смещается в зону установившегося режима. Использование открытого демпфера также приводит к более высоким амплитудам по сравнению с закрытой конфигурацией.

Завершающий пример демонстрирует **эффект от контактного взаимодействия** между бандажированным колесом турбины и корпусом (см. рис. 4.6) на колебания роторной системы.

Выражения для контактных сил выводятся из уравнений движения Лагранжа для голономных систем с учётом диссипации и с использованием кинематической связи между перемещениями вращающихся и стационарных элементов контактной пары [41]. Полагаем, что удар является упругим, а трение на контактной поверхности удовлетворяет модели вязкого трения.

Окончательные выражения для нормальной реакции  $N$  и силы трения  $T$  имеют вид:

$$N = d_b \dot{A} + k_b (A - A_{cr}), \quad T = \mu N, \quad (4.26)$$

где  $A$  – амплитуда колебаний,  $A_{cr}$  – значение критической амплитуды, при котором возникает контактное взаимодействие,  $k_b$  – коэффициент жёсткости контактного взаимодействия,  $d_b$  – коэффициент демпфирования контактного взаимодействия,  $\mu$  – коэффициент трения.

Во многих работах по расчёту контактных взаимодействий в роторных системах значения коэффициентов жёсткости и демпфирования задаются напрямую. Коэффициент контактной жёсткости может быть также определён с использованием теории Герца или подхода на основе множителей Лагранжа, ограничивающих соответствующие узловые перемещения. Обсуждение этих двух подходов может быть найдено в [370].

В рассматриваемом примере значение коэффициента контактной жёсткости определяется на основе теории Герца с помощью следующего выражения [222, Гл. 11] [372]:

$$k_b = \frac{4}{3} \sqrt{\frac{D_1 D_2}{2(D_1 + D_2)}} \frac{E_1 E_2}{(1 - \nu_1^2) E_2 + (1 - \nu_2^2) E_1} \sqrt{A - A_{cr}}, \quad (4.27)$$

где  $E_1, E_2, \nu_1, \nu_2$  – упругие свойства материалов контактной пары,  $D_1$  и  $D_2$  диаметры контактных поверхностей.

Оценка значения коэффициента демпфирования основывается на использовании коэффициента затухания  $\zeta = v^-/v^+$  из следующего выражения [265; 372]:

$$d_b = 2\zeta \sqrt{k_b M}, \quad M = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}, \quad (4.28)$$

где  $m_1$  и  $m_2$  – массы элементов контактной пары.

Моделирование контактного взаимодействия выполнено для процесса разгона вала свободной турбины с постоянным ускорением. При этом использовались следующие параметры контактной модели:  $k_b = 3.46 \times 10^{10} \sqrt{A - A_{cr}}$ ,  $\zeta = 0.22$ ,  $M = 1.82$  кг,  $A_{cr} = 0.09$  кг,  $\mu = 0.2$ .

Для инициализации контакта в процессе расчёта в систему добавляется дополнительный дисбаланс в момент времени  $t = 2$  с ( $\approx 10000$  об/мин). Расчёт выполнен с использованием постоянного шага по времени величиной  $\Delta t = 2 \times 10^{-6}$  с.

Каскадная диаграмма для компоненты  $Y$  перемещения узла диска при расчёте контактного взаимодействия показана на рис. 4.19.

Начальный контакт между статором и ротором возникает в момент добавления внезапного дисбаланса. Система остаётся устойчивой в про-

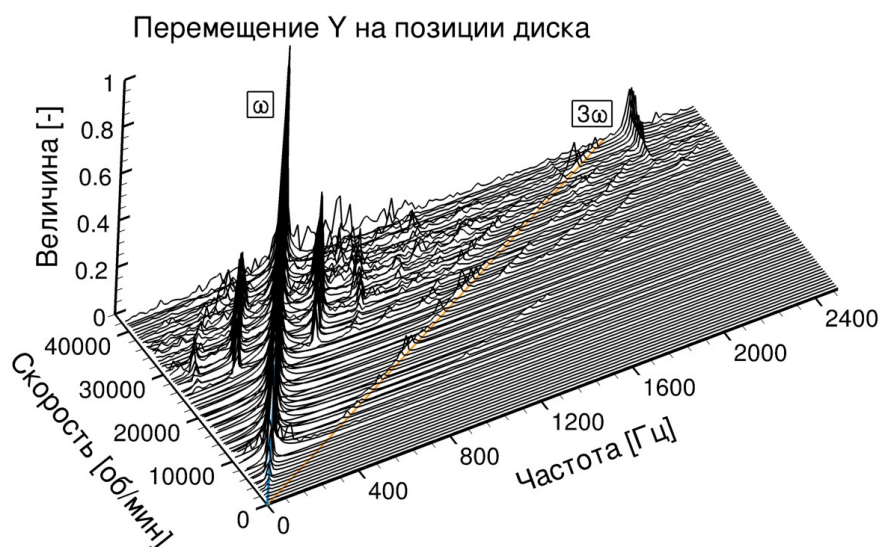


Рис. 4.19. Каскадная диаграмма контактного взаимодействия

пессе разгона до значения  $\omega \approx 30000$  об/мин. Затем происходит возбуждение по множеству под- и надсинхронных частот, что приводит к густой спектральной характеристике. В итоге в системе наблюдается полная неустойчивость.

## 4.4. Влияние уплотнительных узлов на динамику роторов

### 4.4.1. Динамическая модель бесконтактного уплотнения

Для оценки влияния опорных и уплотнительных узлов на динамику ротора необходимо количественное описание аэродинамических и механических процессов, возникающих в этих узлах.

Наиболее общим подходом для учёта влияния уплотнений на динамику ротора является метод траекторий. Данный метод основан на решении связанной задачи, которая комбинирует одну из моделей роторной системы с одной из моделей уплотнения. Система совместно решаемых уравнений состоит из уравнений движения вала и уравнений, описывающих поведение уплотнений. Для каждого момента времени в зависимости от положения вала в зазорах уплотнений вначале определяются реакции уплотнений, а затем интегрируются уравнения движе-

ния вала с целью определения его нового положения. Затем процесс повторяется.

С вычислительной точки зрения применение метода траекторий часто представляет собой довольно сложную и трудоёмкую задачу. Данный подход применялся для учёта демпфера со сдавливаемой плёнкой в расчёте переходного процесса для роторной системы турбовинтового двигателя, представленной в предыдущем разделе.

Более экономичный с позиции вычислительных затрат подход заключается в разделении задач расчёта уплотнений и решения уравнений движения вала. Определённые заранее силовые факторы, возникающие в уплотнениях, используются затем в моделях динамики роторов в зависимости от рабочих параметров. Данный подход применялся в качестве базового при получении результатов для роторной системы турбовинтового двигателя, представленных в предыдущем разделе.

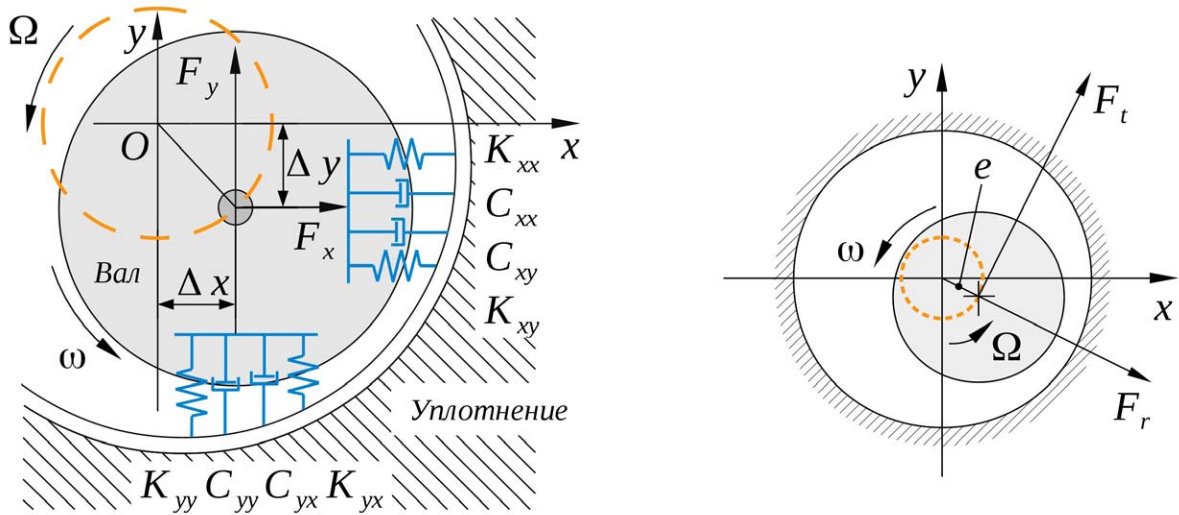
Количественными характеристиками, которые используются для описания влияния подшипников и уплотнений на динамику роторной системы, являются динамические коэффициенты жёсткости, демпфирования и массы. Используя аналогию между подшипниками скольжения и бесконтактными уплотнениями, ниже рассматривается динамика общего упруго-демпферного элемента.

Динамическая модель газового или жидкостного слоя (плёнки) в упруго-демпферном элементе показана на рис. 4.20а. Полагаем, что 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 жидкостного слоя [247]:

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{x0} \\ F_{y0} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} - \\ \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} M_{xx} & M_{xy} \\ M_{yx} & M_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix}. \quad (4.29) \end{aligned}$$





а) Модель упруго-демпферного элемента    б) Прямая прецессия вала вокруг центра втулки

Рис. 4.20. Динамическая модель бесконтактного уплотнения

Коэффициенты в ур. (4.29) являются производными компонент реакции по положению, скорости и ускорению вала:

$$K_{mn} = \left. \frac{\partial F_m}{\partial n} \right|_0; \quad C_{mn} = \left. \frac{\partial F_m}{\partial \dot{n}} \right|_0; \quad M_{mn} = \left. \frac{\partial F_m}{\partial \ddot{n}} \right|_0; \quad m, n = x, y. \quad (4.30)$$

Из ур. (4.29) видно, что жидкостный слой представлен в рассматриваемой модели в виде осциллятора, состоящего из набора пружин, демпферов и присоединённых масс. Для радиального упруго-демпферного элемента динамические коэффициенты задаются в двух направлениях  $x$  и  $y$ . Матрицы коэффициентов размера  $(2 \times 2)$  состоят из прямых коэффициентов, лежащих на главной диагонали (например,  $K_{xx}$  и  $K_{yy}$ ), и перекрёстных коэффициентов (например,  $K_{xy}$  и  $K_{yx}$ ).

Как отмечалось выше, 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 большом перепаде давления и высокой скорости вращения вала) массовые коэффициенты должны учитываться при определении динамических характеристик и анализе динамики системы.

Предполагая круговую прецессию вала вокруг центра уплотнения с частотой  $\Omega$  при условии малых значений амплитуды, линеаризованные

силы в уплотнении могут быть представлены в следующем виде:

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \end{pmatrix} = - \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ -K_{xy} & K_{xx} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} - \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ -C_{xy} & C_{xx} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{pmatrix} - \begin{bmatrix} M_{xx} & M_{xy} \\ -M_{xy} & M_{xx} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{pmatrix}, \quad (4.31)$$

или в другой системе координат (см. рис. 4.206):

$$\begin{cases} F_r/e = -K - c \cdot \Omega - m \cdot \Omega^2, \\ F_t/e = k - C \cdot \Omega - M \cdot \Omega^2, \end{cases} \quad (4.32)$$

где  $e$  – эксцентриситет вала,  $F_r$  и  $F_t$  – радиальная и тангенциальная составляющие аэродинамической реакции уплотнения соответственно.

В упрощённой модели из ур. (4.32) влияние уплотнения на динамику ротора описывается с помощью шести коэффициентов, где заглавная буква означает прямой коэффициент, а строчная буква – перекрёстный коэффициент: например,  $K$  есть прямой коэффициент жёсткости, а  $k$  есть перекрёстный коэффициент жёсткости. При этом имеют место следующие зависимости для коэффициентов жёсткости (аналогично для коэффициентов демпфирования и массы):

$$K = K_{xx} = K_{yy}, \quad k = K_{xy} = -K_{yx}. \quad (4.33)$$

Выражения в ур. (4.32) представляют собой упрощённую модель упруго-демпферного элемента из ур. (4.29). На рис. 4.206 показан случай прямой прецессии вала в уплотнении. Также возможна обратная прецессия вала.

Перекрёстный коэффициент жёсткости представляет собой основной фактор, который дестабилизирует роторную систему. Прямой коэффициент демпфирования описывает способность жидкостного слоя подавлять колебания вала.

Эффект прямой жёсткости уплотнения сложно оценить без дополнительного анализа. Некоторые уплотнения (например, короткие лабиринтные уплотнения) могут демонстрировать отрицательную прямую

жёсткость, что может способствовать развитию неустойчивости в системе. Однако, чтобы делать окончательные выводы по влиянию прямой жёсткости на динамику ротора необходима информация о жесткостных характеристиках всей системы.

Идентификация динамических коэффициентов в ур. (4.32) предполагает определение радиальной и тангенциальной компонент аэродинамической реакции уплотнения при разных значениях эксцентриситета вала  $e$  и частоты прецессии  $\Omega$ . Для определения шести коэффициентов необходимы как минимум три набора данных, полученных путём варьирования указанных величин  $e$  и  $\Omega$  при постоянных прочих рабочих параметрах (перепад давления, скорость вращения вала, величина входной закрутки потока).

Компоненты аэродинамической реакции уплотнения определяются с помощью интегрирования поля давлений уплотняемой среды по всей поверхности вала:

$$F_x = -R \int_0^L \int_0^{2\pi} p(\varphi, z) \cos \varphi \, d\varphi \, dz; \quad F_y = -R \int_0^L \int_0^{2\pi} p(\varphi, z) \sin \varphi \, d\varphi \, dz, \quad (4.34)$$

где  $R$  – радиус вала,  $L$  – длина уплотнения.

Тангенциальная реакция уплотнения представляет собой дестабилизирующую силу, поэтому уплотнение должно иметь по возможности малое значение перекрёстного коэффициента жёсткости и высокое значения прямого коэффициента демпфирования.

Динамическую устойчивость уплотнения можно оценить с помощью двух параметров: коэффициента частоты прецессии  $\Omega_w$  и эффективного демпфирования  $C_{eff}$  [118].

Оба параметра связывают между собой перекрёстный коэффициент жёсткости и прямой коэффициент демпфирования.

- Коэффициент частоты прецессии:

$$\Omega_w = \frac{K_{xy}}{\omega C}. \quad (4.35)$$

- Эффективное демпфирование:

$$C_{eff} = C - \frac{K_{xy}}{\omega}. \quad (4.36)$$

С помощью линейной теории устойчивости можно показать, что в простейшем случае (щелевое уплотнение или гладкий гидродинамический подшипник скольжения) значение коэффициента частоты прецессии на границе устойчивости составляет 0.5 [118].

Знак и величина эффективного демпфирования также даёт информацию для оценки динамического поведения системы: отрицательные значения указывают на динамическую неустойчивость. Величину частоты возбуждения  $\Omega$ , при которой эффективное демпфирование меняет знак (т. е. равно нулю), называют разделительной или переходной частотой<sup>1</sup>.

#### 4.4.2. Методы расчёта динамических коэффициентов

В зависимости от метода определения реакции слоя в зазоре опоры или уплотнения используются различные подходы к расчёту динамических коэффициентов. Вместе с упрощёнными аналитическими моделями, а также при выполнении анализа методами интегральных характеристик применяется метод бесконечных возмущений.

При определении реакции численными методами могут быть использованы метод конечных возмущений, частотный метод круговой прецессии и метод траекторий (одночастотный или многочастотный). В данной работе рассматриваются все указанные методы. Анализ различных методов и конкретные результаты приведены в главе 6.

#### Метод конечных возмущений

В методе конечных возмущений, который широко распространён при моделировании подшипников скольжения с помощью численного решения двумерного уравнения Рейнольдса гидродинамической теории смазки, производные в ур. (4.30) вычисляются напрямую методом ко-

---

<sup>1</sup> *Crossover frequency*

нечных разностей, используя, например, центральную схему:

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{mn} = \frac{F_n(\Delta m) - F_n(-\Delta m)}{2\Delta m}, \quad m, n = x, y, \\ C_{mn} = \frac{F_n(\Delta \dot{m}) - F_n(-\Delta \dot{m})}{2\Delta \dot{m}}, \quad m, n = x, y, \\ M_{mn} = \frac{F_n(\Delta \ddot{m}) - F_n(-\Delta \ddot{m})}{2\Delta \ddot{m}}, \quad m, n = x, y. \end{array} \right. \quad (4.37)$$

Малые возмущения  $\Delta m$  и  $\Delta \dot{m}$  последовательно накладываются на положение и скорость прецессии вала в области точки подвижного равновесия. Для определения полных матриц жёсткости и демпфирования необходимо выполнить восемь расчётов. Определение массовых коэффициентов подразумевает наложение малых возмущений на ускорение, что при использовании стандартных моделей представляется невозможным.

Преимущество метода конечных возмущений по сравнению с частотным методом круговой прецессии (см. ниже) заключается в определении всех компонент матриц жёсткости и демпфирования, что является необходимым при работе на больших значениях эксцентриситета вала (когда не выполняются зависимости из ур. (4.33)).

Метод конечных возмущений может быть использован совместно с моделью уплотнения на основе вычислительной гидродинамики. При этом геометрия расчётной области и расчётная сетка должны перестраиваться каждый раз, когда малые возмущения накладываются на положение вала в зазоре уплотнения. В случае выполнения стационарных ВГД-расчётов трудности возникают при определении возмущения компоненты скорости вала, вектор которой не является тангенциальным к поверхности вала.

### Частотный метод круговой прецессии

При описании течения газа в уплотнении с помощью стационарной модели ВГД широкое распространение для определения динамических коэффициентов получил так называемый частотный метод [91], основанный на варьировании частоты прецессии  $\Omega$  в упрощённой динамической

модели из ур. (4.32).

Преимуществом частотного метода круговой прецессии является то, что принятые допущения в модели (прецессия вала с малой амплитудой по окружности вокруг центра втулки) позволяют описать динамику уплотнения с помощью стационарных расчётов, выполненных во вращающейся системе координат. Постоянство эксцентриситета вала также говорит об отсутствии необходимости перестраивать геометрию и расчётную сетку модели уплотнения.

Частотный метод был первоначально предложен для расчёта динамических коэффициентов уплотнений, когда уплотнение моделируется методами вычислительной гидродинамики. При пренебрежении массовыми коэффициентами динамическая модель уплотнения примет вид:

$$\begin{cases} F_r/e = -K + c \cdot \Omega, \\ F_t/e = k - C \cdot \Omega. \end{cases} \quad (4.38)$$

Используя новую подвижную систему координат, которая вращается вместе с центром вала по круговой орбите прецессии вокруг центра уплотнения, динамическое поведение вала в зазоре может быть описано в виде стационарной задачи. Скорость вращения в подвижной системе координат записывается как:

$$\omega^r = \omega - \Omega, \quad (4.39)$$

где  $\Omega$  – скорость вращения подвижной системы координат, значение которой задаётся как частота прецессии вала.

Все граничные условия в модели, содержащие скорость (скорость вращения поверхности вала, скорость потока газа на входе в уплотнение), должны быть соответствующим образом преобразованы в новую подвижную систему координат.

В случае прямой синхронной прецессии скорость вращения вала в подвижной системе координат становится равной нулю, а статор вращается со скоростью  $\Omega$  в сторону, противоположную реальному вращению ротора:

$$\omega_r^r = 0, \quad \omega_s^r = -\Omega. \quad (4.40)$$

где  $\omega_r$  и  $\omega_s$  – скорости вращения поверхностей ротора и статора соответственно.

Для определения четырёх динамических коэффициентов  $K, k, C, c$  из ур. (4.38) необходимо выполнить как минимум два стационарных расчёта в подвижной системе координат с различной частотой прецессии (например, моделировать прямую и обратную синхронную прецессию). Для повышения точности желательно использовать более чем две частоты прецессии, динамические коэффициенты определяются при этом с использованием методов регрессии. Для определения массовых коэффициентов требуется выполнить как минимум три расчёта с различными значениями частоты прецессии.

Из-за выполнения стационарных расчётов во вращающейся системе координат частотный метод круговой прецессии не может быть использован для уплотнений с неосесимметричным сечением статора (что имеет место, например, в уплотнениях с демпферными карманами, расположенными по окружности). Как и в методе конечных возмущений, проблема заключается в появлении отличной от нуля компоненты скорости, перпендикулярной поверхности статора.

### Метод траекторий

Использование метода траекторий заключается в прямом моделировании движения вала в зазоре уплотнения во времени. Если моделируется реальная траектория движения центра вала с помощью связанного расчёта, то определение динамических коэффициентов теряет свой смысл, т. к. судить об устойчивости системы можно по форме траектории. Поэтому в методе траекторий для определения динамических коэффициентов уплотнения подразумевается моделирование движения вала по заранее определённой орбите. Это позволяет уменьшить вычислительные затраты по сравнению со связанным расчётом. Однако по сравнению с частотным методом круговой прецессии временные и вычислительные затраты остаются довольно высокими.

В методе траекторий задаётся искусственная орбита, например: линейная вдоль оси  $x$  или  $y$ , круговая, эллиптическая. После моделиро-

вания нескольких периодов колебания вала расчёт останавливается, а вычисленные аэродинамические силы используются для определения динамических коэффициентов по аналогии с частотным методом круговой прецессии с применением, например, упрощённой динамической модели из ур. (4.38). Значение частоты прецессии при использовании метода траекторий также должно варьироваться.

При использовании метода траекторий совместно с ВГД-моделью уплотнения должны решаться нестационарные уравнения Навье-Стокса с перерасчётом вычислительной сетки на каждой итерации в зависимости от нового положения вала. Перерасчёт сетки может осуществляться автоматически с применением концепции подвижных (деформируемых) сеток.

К преимуществам метода траектории можно отнести возможность с помощью одного нестационарного расчёта моделировать многочастотное возбуждение [244].

Как было указано выше, некоторые типы уплотнений могут демонстрировать значительную зависимость коэффициентов жёсткости и демпфирования от частоты прецессии. Динамические коэффициенты таких уплотнений могут быть определены с помощью многочастотного метода траекторий.

При использовании многочастотного возбуждения вал движется, например, по следующей круговой траектории:

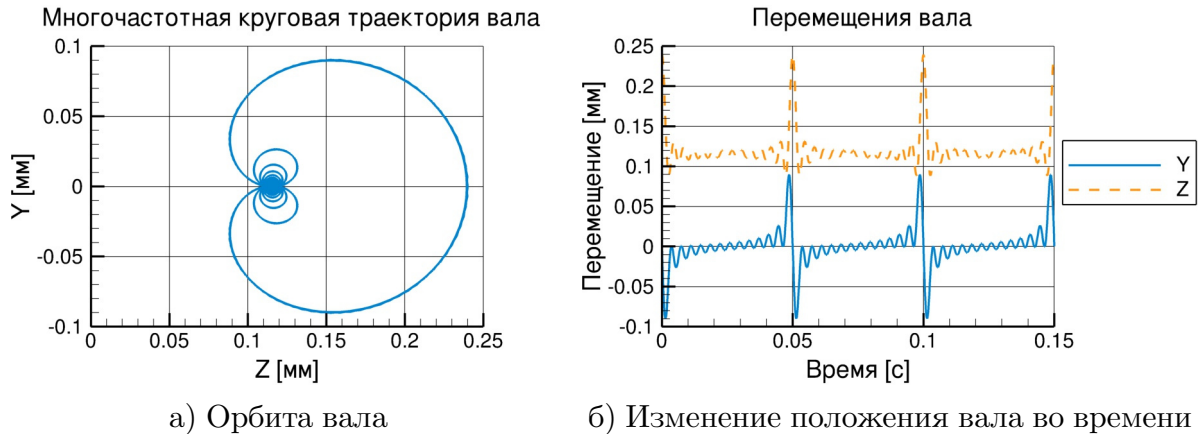
$$\begin{cases} Y = \frac{\Delta}{N} \sum_{i=1}^N \sin(i\Omega_0 t + \varphi_0) - y_0, \\ Z = \frac{\Delta}{N} \sum_{i=1}^N \cos(i\Omega_0 t + \varphi_0) - z_0, \end{cases} \quad (4.41)$$

где  $N$  – число частот в равномерном векторе возбуждения,  $(z_0, y_0)$  – начальный эксцентриситет вала,  $\Delta = \sqrt{z_0^2 + y_0^2}$  – базовая амплитуда прецессионного движения,  $\Omega_0$  – базовая частота прецессии.

Типичная круговая траектория движения вала при многочастотном возбуждении показана на рис. 4.21 ( $N = 13$ ,  $\Omega_0 = 20$  Гц).

Моделирование нестационарного процесса выполняется для прямой





а) Орбита вала

б) Изменение положения вала во времени

Рис. 4.21. Многочастотный метод траекторий

и обратной прецессии. Отношение между аэродинамической реакцией и возбуждением выражается с использованием импедансов  $\mathbf{H}$  в частотной области в следующем виде:

$$\begin{cases} F_z^{(1)} = H_{zz}D_z^{(1)} + H_{zy}D_y^{(1)}, \\ F_y^{(1)} = H_{yz}D_z^{(1)} + H_{yy}D_y^{(1)}, \end{cases} \quad \begin{cases} F_z^{(2)} = H_{zz}D_z^{(2)} + H_{zy}D_y^{(2)}, \\ F_y^{(2)} = H_{yz}D_z^{(2)} + H_{yy}D_y^{(2)}, \end{cases} \quad (4.42)$$

где  $H_{ij} = K_{ij} + \sqrt{-1}(\Omega C_{ij})$  – импедансы,  $F_i$  – аэродинамические реакции уплотнения в частотной области,  $D_i$  – перемещения вала в частотной области. Представление реакций и перемещений в частотной области осуществляется с помощью преобразования Фурье.

Решением двух систем линейных алгебраических уравнений являются компоненты матрицы импедансов:

$$\begin{aligned} H_{zz} &= \frac{F_z^{(1)}D_y^{(2)} - F_z^{(2)}D_y^{(1)}}{D_z^{(1)}D_y^{(2)} - D_z^{(2)}D_y^{(1)}}, & H_{zy} &= \frac{F_z^{(1)}D_z^{(2)} - F_z^{(2)}D_z^{(1)}}{D_y^{(1)}D_z^{(2)} - D_y^{(2)}D_z^{(1)}}, \\ H_{yz} &= \frac{F_y^{(2)}D_y^{(1)} - F_y^{(1)}D_y^{(2)}}{D_y^{(1)}D_z^{(2)} - D_y^{(2)}D_z^{(1)}}, & H_{yy} &= \frac{F_y^{(2)}D_z^{(1)} - F_y^{(1)}D_z^{(2)}}{D_y^{(2)}D_z^{(1)} - D_z^{(2)}D_y^{(1)}}. \end{aligned} \quad (4.43)$$

Многочастотный метод траекторий позволяет определить все компоненты матриц динамических коэффициентов жёсткости и демпфирования из следующих выражений:

$$\begin{aligned} K_{zz} &= -\text{Re}(H_{zz}), & K_{zy} &= \text{Re}(H_{zy}), \\ K_{yz} &= \text{Re}(H_{yz}), & K_{yy} &= -\text{Re}(H_{yy}), \end{aligned} \quad (4.44)$$

$$\begin{aligned}
C_{zz} &= -\text{Im}(H_{zz})/\Omega, & C_{zy} &= -\text{Im}(H_{zy})/\Omega, \\
C_{yz} &= -\text{Im}(H_{yz})/\Omega, & C_{yy} &= -\text{Im}(H_{yy})/\Omega.
\end{aligned}
\tag{4.45}$$

### Расчёт динамических коэффициентов щёточных уплотнений

Расчёт динамических коэффициентов жёсткости и демпфирования щёточного уплотнения является более сложной задачей, чем определение расходной характеристики. Необходимость рассмотрения полной геометрии уплотнения делает безальтернативным использование теоретического подхода на основе модели пористой среды.

Для расчёта динамических коэффициентов процедура калибровки модели пористой среды также намного усложняется, т. к. аэродинамические силовые факторы демонстрируют сильную зависимость от параметров свободного радиального зазора и толщины щёточного пакета в осевом направлении. В остальном для определения динамических коэффициентов щёточных уплотнений могут быть использованы универсальные методы (метод конечных возмущений, частотный метод, нестационарные расчёты, см. выше).

В условиях контактных взаимодействий между щёточным пакетом и валом необходим также учёт механических составляющих коэффициентов жёсткости и демпфирования. Оценка механической жёсткости щёточного пакета может быть проведена с помощью подходов на основе линейной балочной теории, описанных выше. Простым способом оценки механической составляющей демпфирования является определение эквивалентного вязкостного демпфирования, например, из допущения о пропорциональности демпфирования жёсткости.

## 4.5. Выводы по главе 4

Динамический анализ роторных систем включает в себя широкий спектр задач от расчёта статических напряжений до прямого численного интегрирования уравнений движения при моделировании нестационарных процессов. Наличие гироскопических моментов в системе, возникающих из-за вращения вала, в значительной степени усложняет

проведение динамического анализа.

Наиболее распространённым методом для моделирования роторных систем является метод конечных элементов. Конкретные формулировки на основе МКЭ, однако, могут значительно отличаться в зависимости от выбранных моделей различной степени сложности для описания сегментов валов, дисков, опор, уплотнений и других компонент роторной системы. Выбор конкретной модели должен основываться на поставленных задачах, требуемых результатах, а также на конфигурации роторной системы.

Балочную модель по теории Тимошенко можно отнести к базовому выбору. Опоры и уплотнения моделируются стандартным образом с помощью упруго-демпферного элемента, описываемого матрицами коэффициентов жёсткости и демпфирования. Для дисков могут использоваться модель точечной массы или одномерные абсолютно жёсткие элементы.

Анализ роторной системы на основе балочной модели был реализован в пакете программ MRACE для MATLAB. Также для сравнения использовался коммерческий пакет ANSYS Mechanical, в котором помимо балочной модели была построена осесимметричная трёхмерная модель. Выполнение основных видов динамического анализа было продемонстрировано на примере роторной системы малоразмерного турбовинтового двигателя.

Приведённые результаты и их сравнительный анализ показал для рассмотренного случая довольно малые отличия в значениях собственных частот и критических скоростей, рассчитанных с помощью балочной модели и симметричной трёхмерной модели.

Динамическая модель потока газа в каналах уплотнений строится по аналогии с подшипниками скольжения. Расчёт динамических коэффициентов уплотнения может осуществляться различными методами. Простым и экономичным с позиции вычислительных затрат методом является частотный метод круговой прецессии, который широкого используется совместно с моделями уплотнений на основе методов вычислительной гидродинамики. Альтернативным и более затратным подходом является одночастотный или многочастотный метод траекторий.

## Глава 5

# Теоретические и экспериментальные методы исследования уплотнений

*В первой части главы описываются численные методы для решения уравнений математических моделей, приведённых в главах 3 и 4. 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.*

### 5.1. Методы вычислительной гидродинамики

#### 5.1.1. Проведение расчётов методами ВГД

Базовые модели для расчёта течения в каналах уплотнений, рассмотренные в главе 3, основаны на использовании полной системы уравнений Навье-Стокса. Общий алгоритм решения задач с помощью методов вычислительной гидродинамики представлен на рис. 5.1. Цикл проведения вычислительного эксперимента разделяется на три нижеследующих крупных этапа.

- Пре-процессор (постановка задачи, моделирование геометрии, генерация расчётной сетки, выбор моделей, задание граничных и начальных условий, дискретизация уравнений).
- Решатель (итерационный процесс поиска решения до достижения заданных критериев сходимости).
- Пост-процессор (обработка и анализ результатов расчёта).

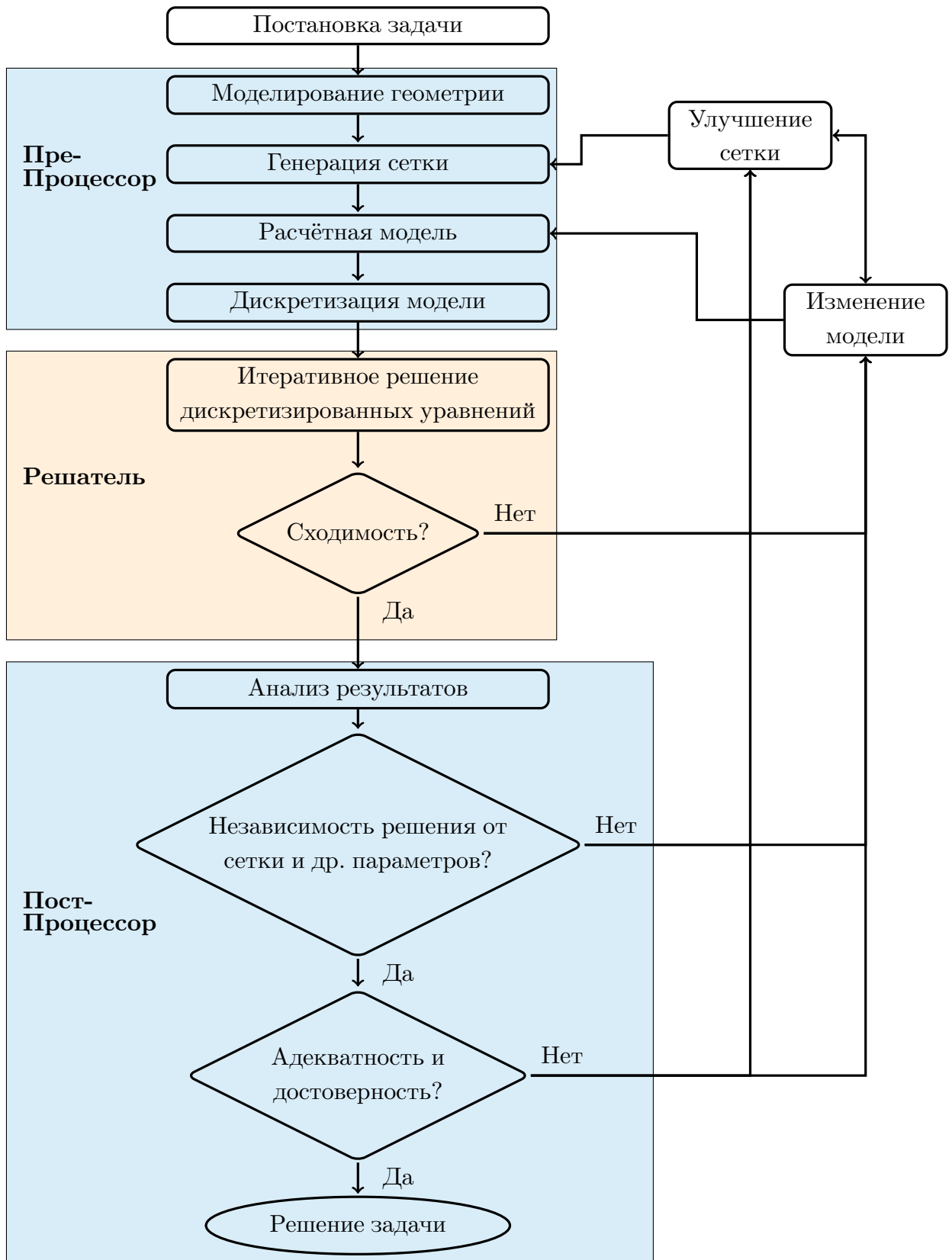


Рис. 5.1. Алгоритм решения задач с помощью методов ВГД

Одной из основных задач пре-процессора является дискретизация геометрии расчётной области, т. е. генерация расчётной сетки. Расчётная сетка напрямую оказывает влияние на сходимость итерационного процесса и на адекватность получаемых результатов. Сильно нелинейный характер задач вычислительной гидродинамики может привести к значительной зависимости результатов от параметров расчётной сетки. Поэтому к качеству и размерам сетки предъявляются особые требования при решении задач ВГД.

Геометрическая модель уплотнения может создаваться как в системе автоматизированного проектирования (САПР), а затем экспортироваться в программу для генерации сетки, так и непосредственно в программе для генерации сетки. Хотя возможности геометрического моделирования в программах генерации сетки уступают функциональности пакетов САПР, преимущество последнего варианта заключается в целенаправленном создании геометрии расчётной области в виде, который упростит последующую генерацию сетки: например, создание дополнительных геометрических примитивов (точек, кривых), создание дополнительных областей на входе и выходе расчётной области, группировка геометрических примитивов (кривых, поверхностей), пренебрежение несущественными конструктивными деталями. Выбор между двумя вариантами генерации геометрии расчётной области является компромиссным решением в зависимости от оценки трудозатрат на исправление геометрической модели, импортированной из пакета САПР.

Следующей важной задачей пре-процессора является дискретизация исходных дифференциальных уравнений. Однако при решении задач газовой динамики с использованием готового программного обеспечения дискретизация системы уравнений Навье-Стокса не требуется, т. к. она уже реализована в коде программы. В противном случае дискретизация исходных уравнений проводится единожды в зависимости от применяемого численного метода и используемых схем. Поэтому данный этап, как правило, не связан с дополнительными затратами при проведении моделирования.

Результатом работы пре-процессора является система нелинейных алгебраических уравнений, полученная путём дискретизации исходной

системы дифференциальных уравнений и граничных условий на заданной расчётной сетке.

Второй этап вычислительного эксперимента связан с нахождением численного решения системы дискретизированных уравнений. Процесс нахождения решения представляет собой многоцикловую процедуру. Остановка итерационного процесса осуществляется исходя из различных критериев.

Остановка стационарного расчёта происходит на основе заданных критериев сходимости, которые накладываются как на характеристики вычислительного процесса (невязки решаемых уравнений должны быть меньше заданного предела, например,  $1 \times 10^{-6}$ ), так и на физические величины задачи (например, постоянство расхода, постоянство давления в заданных точках, постоянство сил и т. д.).

При выполнении нестационарных расчётов критерии сходимости по невязкам уравнений задаются для каждой итерации во времени, а сам расчёт останавливается при достижении заданной границы моделируемого временного интервала. Временной шаг при выполнении нестационарного расчёта выбирается с помощью различных критериев (например, с использованием числа Куранта) в зависимости от изучаемой задачи и используемых схем дискретизации.

В случае отсутствия сходимости итерационного процесса должны быть пересмотрены параметры алгоритма вычислений, используемые модели, граничные и начальные условия, а также расчётная сетка.

Качественный и количественный анализ результатов расчёта проводится в пост-процессоре. В зависимости от целей моделирования (например, при определении динамических коэффициентов уплотнений) процесс пост-процессора также может включать в себя обработку результатов нескольких отдельных расчётов для получения характеристики уплотнения для одного набора рабочих параметров. Сравнение различных расчётов между собой и обобщение полученных результатов также является частью пост-процессора. В качестве примеров здесь можно отметить сравнение картин течения в каналах различной геометрии; сбор данных и подготовка результатов для их представления в графической и табличной формах.

Важной задачей при выполнении вычислительного эксперимента, особенно при работе с новыми моделями, при исследовании нового типа уплотнений или новой геометрии является выполнение верификации и валидации, т. е. проведение проверок адекватности модели и достоверности получаемых результатов. При обнаружении проблем необходимо пересмотреть используемые модели, конфигурацию расчётной схемы, провести генерацию новой расчётной сетки, а затем повторить расчёт.

Распределение временных и вычислительных затрат среди отдельных этапов моделирования методами ВГД неравномерно и может меняться в широких пределах в зависимости от конкретной задачи. Например, при работе с новой конструкцией уплотнения этап для подготовки модели (пре-процессор, в частности генерация расчётной сетки) может занимать большую часть времени. Решатель, как правило, требует наибольшей доли вычислительных ресурсов.

### 5.1.2. Сеточные методы

Для численного решения системы уравнений Навье-Стокса широко используются три сеточных метода: метод конечных разностей (МКР), метод конечных элементов (МКЭ) и метод конечных объёмов (МКО). С помощью сеточных методов ведётся поиск численного решения дифференциальных уравнений в узлах расчётной сетки, которая представляет собой дискретизированный вариант расчётной области.

В методе конечных разностей производные в дифференциальных уравнениях напрямую заменяются их конечно-разностными эквивалентами [50]. Классические методы конечных разностей могут непосредственно применяться на структурированных (регулярных, декартовых) расчётных сетках.

В методе конечных элементов дискретизация уравнения осуществляется на конечном элементе с применением либо условия минимизации взвешенной невязки уравнения, либо некоторого вариационного метода для рассматриваемой проблемы. При этом проводится аппроксимация неизвестных величин с помощью базисных функций. Неоспоримым пре-



имуществом метода конечных элементов является отсутствие ограничений на геометрию расчётной области. Применение метода конечных элементов к некоторым задачам гидромеханики освещается в [377].

Классический метод конечных объёмов представляет собой модификацию метода конечных разностей, в котором дискретизация строится для уравнений, записанных в консервативной форме [364]. Вводятся так называемые конечные объёмы (ячейки), области между узлами сетки. Уравнения для каждого узла сетки записываются с использованием условий консервативности, т. е. локального выполнения законов сохранения. При этом исходное дифференциальное уравнение интегрируется, а интегралы по объёму ячейки преобразуются с помощью теоремы Остроградского-Гаусса в поверхностные интегралы, вычисляемые для граней конечных объёмов. Преимуществом метода конечных объёмов является консервативная дискретизация.

Для использования МКО на произвольных неструктурированных сетках консервативная дискретизация комбинируется с методом конечных элементов. Смешанные МКО/МКЭ методы к настоящему времени получили широкое распространение в вычислительной гидродинамике.

В каждом из сеточных методов существует целый ряд различных схем для дискретизации отдельных членов в системе уравнений Навье-Стокса, которые могут применяться в зависимости от характеристик решаемых уравнений и требований точности. Результатом дискретизации дифференциальных уравнений является система нелинейных алгебраических уравнений.

Численное решение системы дискретизированных уравнений Навье-Стокса может осуществляться на основе двух подходов: отдельного или связанного. В связанном подходе давление и компоненты скорости вычисляются одновременно в едином цикле. В отдельном подходе данные величины находятся последовательно, и используется дополнительное связующее уравнение между давлением и скоростью. Одной из схем, лежащей в основе отдельного подхода и получившей широкое распространения, является так называемая схема SIMPLE [279]<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> *Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*

Преимуществом связанного подхода является меньшее число необходимых итераций, т. е. более быстрая сходимость по сравнению с раздельным подходом. В раздельном подходе имеет место задержка обновления неизвестных на каждой итерации. В связанном подходе на основе плотности в одном цикле определяются не только давление и компоненты скорости, но и неизвестные в уравнении баланса энергии.

Для повышения эффективности итерационного процесса решение алгебраических уравнений проводится, как правило, с использованием многосеточных методов (см., например, [2]).

### 5.1.3. Генерация расчётной сетки

Генерация расчётной сетки является важным этапом подготовки расчёта, который часто занимает основное время пре-процессора. Геометрия уплотнений характеризуется значительным разбросом размеров (например, отношение диаметра уплотнения к минимальному радиальному зазору) и сложной геометрией канала, в котором возникают большие градиенты давлений и скоростей течения газа. Данные особенности должны быть адекватно учтены при построении расчётной сетки.

Расчётные сетки подразделяются на структурированные и неструктурированные. Трёхмерные структурированные сетки состоят из параллелепипедов. Неструктурированные сетки могут включать себя параллелепипеды, тетраэдры, призмы.

В структурированных сетках каждый узел может быть идентифицирован с помощью трёх индексов, т. е. вся расчётная сетка представляет собой некую трёхмерную матрицу. Использование структурированных сеток является более предпочтительным в задачах ВГД. Преимуществами структурированных сеток являются более удобный и более точный контроль за числом узлов и их распределением в различных зонах расчётной области, а также, как правило, более высокое качество расчётной сетки. Однако, генерация структурированных сеток является в большинстве случаев более трудоёмким процессом по сравнению с генерацией неструктурированных сеток, для которых существует целый ряд автоматических методов генерации.

Использование структурированных сеток также позволяет упростить процесс дискретизации исходных уравнений и организации вычислительного процесса. Многие программы для решения задач вычислительной гидродинамики работают, однако, только с неструктурированными сетками, т. е. алгоритм расчёта не учитывает структуру сетки. Но и в этом случае использование структурированной сетки приводит, как правило, к лучшим результатам. В данной работе для моделирования уплотнений используются исключительно структурированные гексагональные сетки.

Неструктурированные сетки характеризуются отсутствием порядка в распределении ячеек в расчётной области. Связи между соседними ячейками должны быть описаны с помощью дополнительной матрицы. В отличие от структурированных сеток для генерации неструктурированных сеток существует целый ряд хорошо автоматизированных методов, например, на основе выполнения триангуляции Делоне. Из-за пристеночных эффектов, возникающих в газовом потоке, неструктурированные сетки не рекомендуются к использованию у стенок, ограничивающих расчётную область. Поэтому для первоначально полученной неструктурированной сетки на втором этапе дискретизации расчётной области автоматически генерируется структурированная сетка у стенок, представляющая собой несколько слоёв призматических элементов, затем происходит слияние двух сеток в окончательную расчётную сетку.

Одна из общих процедур генерации структурированной сетки заключается в проведении блочной дискретизации. Геометрия расчётной области должна быть представлена вначале набором блоков-параллелепипедов, которые полностью описывают топологию дискретизируемого объекта. Элементы блоков (вершины, рёбра, грани) связываются затем с геометрическими примитивами (точки, кривые, криволинейные поверхности). С помощью решения дополнительных уравнений находится преобразование между физической геометрией и блочной моделью. В зависимости от заданных параметров размеров сетки полученные блоки разбиваются на ячейки (четырёхугольники в двумерных задачах, гексаэдры в трёхмерных задачах). Обратным преобразованием регулярная сетка, полученная для набора блоков, переносится на реальную криво-

линейную геометрию.

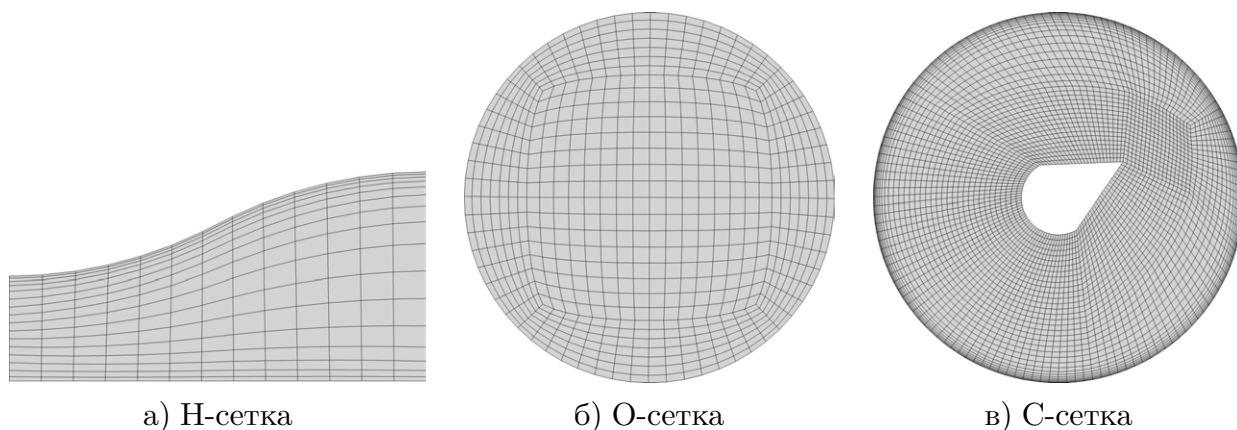
Существует несколько базовых типов структурированных блочных сеток, которые выбираются в зависимости от топологии исходной геометрии. Различают следующие специальные виды блочных моделей: H-сетки (базовый тип), O-сетки и C-сетки (для представления геометрий округлой формы), Y-сетки (для представления геометрий с треугольнообразными границами). Основные трудности построения блочной модели связаны с описанием элементов расчётной области треугольной формы с помощью блоков, а также сильно искажённые области. Некоторые примеры структурированных сеток приведены на рис. 5.2.

Одной из характерных особенностей структурированных сеток является то, что разбиение противоположных граней и распространение сетки внутрь блоков совпадает по числу узлов, но может отличаться по их распределению.

Общих автоматизированных алгоритмов построения структурированных сеток для произвольной геометрии не существует. Первичная блочная модель расчётной области должна быть, как правило, создана вручную. Для частных случаев, однако, возможна частичная автоматизация процесса, основанная на использовании готовых шаблонов топологии исследуемого объекта. Для сложной геометрии определение топологии и создание блочной модели может представлять трудоёмкую задачу, связанную со значительными временными затратами. При наличии готовой блочной модели с заданным числом и распределением узлов на гранях блоков непосредственно процесс генерации сетки происходит относительно быстро по сравнению с генерацией неструктурированной сетки, представляющей собой итерационный процесс.

Канал уплотнения имеет, как правило, кольцеобразную форму, поэтому структурированная расчётная сетка должна относиться к типу O-сеток. Пример O-сетки показан на рис. 5.26. Блочная модель и ассоциация граней блоков с кривыми реальной геометрии кольца приведена на рис. 5.3. Представление окружности происходит в этом случае за счёт разбиения начального блока на пять новых блоков. При необходимости внутренний блок удаляется из модели.

Общий принцип построения блочной модели заключается в созда-



а) H-сетка                      б) O-сетка                      в) C-сетка  
Рис. 5.2. Примеры структурированных расчётных сеток

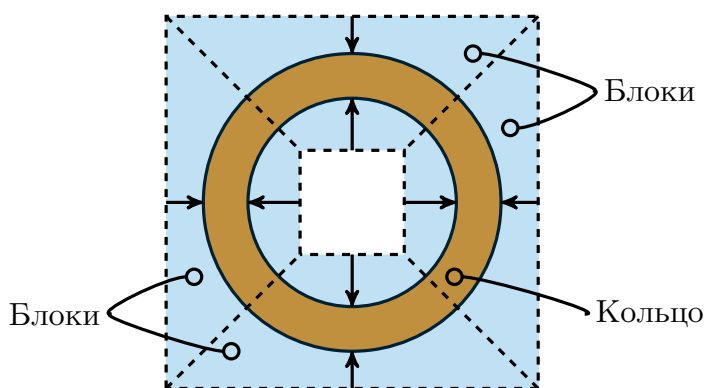


Рис. 5.3. Блочная модель для кольцеобразной геометрии

нии первичного блока, включающего все геометрические примитивы, который затем с помощью различных операций (создания O-сетки, выполнения разрезов блоков, удаления ненужных блоков и т. д.) постепенно приближается к топологии геометрии исследуемого уплотнения. Следующим шагом является упомянутая выше ассоциация элементов блочной модели с геометрическими примитивами. Для этого часто бывает необходимым добавление в геометрическую модель уплотнения дополнительных примитивов (точек и кривых).

Заключительным этапом в процессе генерации расчётной сетки является проверка её качества с помощью различных количественных характеристик. Среди основных параметров качества можно отметить коэффициент формы ячейки сетки (отношение сторон элемента), минимальный угол в ячейке, относительный детерминант ячейки (отношение наименьшего якобиана ячейки к наибольшему), коэффициент роста сет-

ки (относительные изменения в размерах соседних ячеек). Для каждого параметра качества существуют зависящие от конкретного приложения рекомендации по наибольшему или наименьшему значению, при котором сетка может быть использована в вычислениях. Ориентировочные значения выбранных параметров качества расчётных сеток при решении задач ВГД сведены в табл. 5.1.

Выбор минимальных и максимальных размеров ячеек осуществляется на основе различных соображений, например, геометрических особенностей, используемой модели турбулентности, значений безразмерного параметра  $y^+$  на стенках расчётной области, результатов анализа влияния расчётной сетки на численное решение.

Для построения расчётных сеток моделей уплотнений в данной работе используется в качестве основного инструмента коммерческий пакет ANSYS ICEM CFD. Геометрия уплотнений также строится непосредственно в пакете ICEM CFD. Как было отмечено выше, во всех расчётах используются структурированные гексагональные сетки.

В ряде случаев анализ уплотнений связан с внесением изменений в расчётной области и с повторной генерацией сетки. Это становится необходимым при изменении эксцентриситета вала; при изменении размеров пористой зоны, описывающей щёточный пакет; при варьировании некоторых геометрических размеров (например, наклон гребешков лабиринтного уплотнения); при проведении параметрических расчётов или с целью оптимизации размеров уплотнения.

Вследствие необходимости перестройки расчётной сетки, процесс построения геометрии уплотнения и генерации сетки был полностью ав-

Таблица 5.1. Некоторые параметры качества расчётных сеток

Параметр	Ориентир. значение
Минимальный детерминант ячейки	$> 0.2 \dots 0.5$
Минимальный угол в ячейке	$> 15^\circ \dots 20^\circ$
Максимальное отношение сторон ячейки	$< 100 \dots 200$
(при использовании вычислений с двойной точностью)	$< 1000$
Максимальное изменение объёма соседних ячеек	$< 4.0 \dots 6.0$

томатизирован для более удобной работы. Автоматизация достигается путём разработки программы (скрипта) для генерации геометрии и создания блочной модели для базовой геометрии уплотнения.

Пакет ICEM CFD позволяет использовать скрипты, написанные на языке программирования `tcl`. Скрипт считывает параметры геометрической модели (диаметр уплотнения, зазор, эксцентриситет вала, размер пористой зоны и т. д.) из текстового файла. Затем скрипт строит геометрию расчётной области с помощью встроенных функций для создания и изменения точек, кривых, поверхностей и объёмов. После создания геометрии подгружается заранее подготовленный файл с блочной моделью, описывающей топологию расчётной области.

Для примера, в приложении В приведены файл с геометрическими параметрами и файл генерации полноохватной геометрической модели уплотнительного узла SSB-1.

Создание блочной модели проводится, как правило, вручную единожды. При изменениях в геометрии, которые не меняют топологию уплотнения, блочная модель автоматически меняется согласно ассоциированным связям с геометрическими примитивами. Выполнение программы начинается с того, что скрипт считывает текстовый файл с параметрами модифицированной геометрии и генерирует новую геометрию совместно со всеми необходимыми дополнительными примитивами. Затем происходит загрузка готовой блочной модели и обновление связей между геометрическими и блочными примитивами. Данный подход позволяет упростить и ускорить процесс получения новой расчётной сетки для изменённой геометрии уплотнения.

Процесс построения блочной модели также может быть автоматизирован посредством скрипта на `tcl`. Трудности при этом заключаются в отсутствии в ICEM CFD возможности использовать блоки в качестве переменных, т. е. присваивать им имена при, например, операциях разрезания блока. В соответствующих функциях ссылка на блоки осуществляется по их порядковым номерам, что в известной степени осложняет автоматизацию.

После создания блочной модели в скрипте определяются параметры, контролирующие минимальные и максимальные размеры ячеек, а

также сгущение сетки. Параметры сетки задаются для поверхностей, а затем автоматически переносятся на рёбра блочной модели. Также существует возможность непосредственно изменять число узлов и их распределение на рёбрах блоков.

После генерации сетки происходит контроль её качества. Качество автоматически построенной сетки проверяется по ряду основных параметров, которые скрипт сохраняет в отдельный текстовый файл. В конце своей работы скрипт экспортирует полученную сетку в формате указанной расчётной программы. При использовании скрипта программа ICEM CFD может запускаться в пакетном режиме из командной строки.

Пример сечения расчётной сетки для конфигурации SSB-3 показан на рис. 5.4.

#### 5.1.4. Проверка адекватности модели и проверка достоверности результатов

Как и в случае экспериментальных исследований, качество вычислительного эксперимента основывается на правильном использовании адекватных моделей и подходящих методов. Процесс проверки результатов численного анализа подпадает по общий термин «верификация и валидизация»<sup>2</sup> [92].

Под термином «валидизация» понимается процесс, рассматривающий адекватность используемых теоретических моделей, т. е. способность математических моделей с приемлемой точностью описывать поведение физического объекта. Верификация связана с анализом качества вычислительного процесса и достоверности численного решения, т. е. способности вычислительной модели с приемлемой точностью на-

<sup>2</sup> *Verification and validation (V&V)*

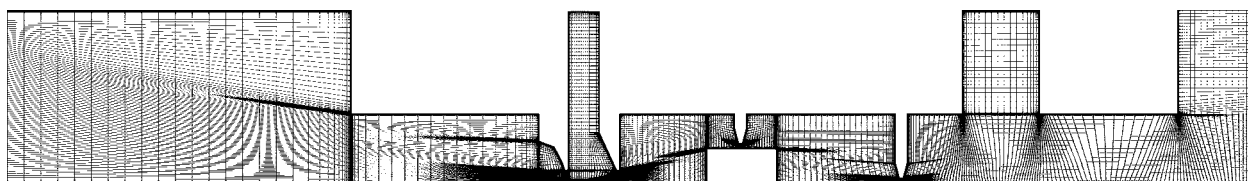


Рис. 5.4. Пример расчётной сетки для конфигурации SSB-3



ходить численное решение математической модели.

Выбор адекватной математической модели основывается на ряде правил, в которых рассматриваются исследуемый физический объект и цели проведения расчётов. Основным методом проверки адекватности моделей является сравнительный анализ с данными экспериментальных исследований. При этом необходимо учитывать погрешность экспериментальных результатов.

Процесс верификации можно разделить на верификацию программы расчёта и на проверку достоверности решения. Особенную важность первый тип верификации получает при разработке собственных расчётных программ.

К первоначальной верификации полученных результатов относится анализ сходимости решения. Как отмечалось выше, сходимость расчёта проверяется по значениям осреднённых невязок дискретизированных уравнений и общих балансов (вычислительная сходимость), а также, в случае стационарного расчёта, постоянством физических характеристик (физическая сходимость).

Исследование независимости численного решения от расчётной сетки является важным этапом проверки достоверности результатов. Зависимость от сетки проверяется путём выполнения ряда одинаковых расчётов на вычислительных сетках с отличающейся плотностью и распределением узлов. При этом выбираются параметры, по которым проводится исследование независимости решения, например: величина скорости в определённой точке расчётной области, максимальное значение числа Маха по всей расчётной области, значение массового расхода через выходную область, а также другие интегральные характеристики. Выбор параметров для проверки должен учитывать первоначальную цель моделирования. Так, независимость решения от сетки по расходу не означает наличие независимости решения по аэродинамическим силам.

Для проверки независимости численного решения от сетки необходимо провести как минимум три расчёта: на грубой сетке, на «стандартной» сетке и на густой сетке. Если разница между результатами, полученными на «стандартной» и густой сетках, лежит в заданном диапазоне точности, то «стандартная» сетка считается обеспечивающей чис-

ленное решение, не зависящее от расчётной сетки. Если разница велика, но необходимо выполнить новый расчёт на более густой сетке и т. д.

Размеры «стандартной» и густой сеток должны значительно отличаться друг от друга, чтобы была возможность зафиксировать влияние сетки на результаты. Теоретически, размеры сеток должны отличаться на порядок. На практике это условие не всегда может быть выполнено. В этом случае анализ чувствительности решения может быть проведён на сетках, размеры которых отличаются друг от друга в разы. В противном случае по полученным результатам трудно судить о реальной зависимости решения от сетки.

Помимо размеров сетки на результаты численного решения большое влияние может оказывать распределение узлов сетки в расчётной области (при неизменном общем числе узлов). Важной характеристикой является густота сетки в областях высоких градиентов и в пристеночных зонах. Этот аспект должен учитываться при проведении анализа чувствительности сетки. Как отмечалось выше, для проверки адекватности используемой расчётной сетки важными результатами являются значения параметра  $y^+$  на стенках ротора и статора, который используется при выборе модели турбулентности. Данный безразмерный параметр зависит от решения, поэтому процесс нахождения адекватной сетки по параметру  $y^+$  в общем случае также включает в себя проведение тестовых расчётов на нескольких сетках.

Анализ чувствительности численного решения также должен проводиться по отношению к отдельным параметрам используемых моделей и подмоделей. Источником расхождений в результатах численного решения часто оказывается модель турбулентности, а также параметры в выбранной модели турбулентности. Среди других факторов, которые потенциально могут оказывать заметное влияние на решение, следует отметить размеры входных и выходных областей расчётной области, критерии сходимости, методы решения.

Примеры проведения исследования независимости решения от расчётной сетки, а также анализ влияния других факторов на результаты моделирования уплотнений приведены в разделе 5.3.

Прямой проверкой достоверности результатов численного решения

является их сравнение с экспериментальными данными. При выполнении сравнительного анализа важно иметь максимальное согласование между вычислительной моделью и условиями проведения экспериментов. В первую очередь это касается размеров и границ расчётной области, а также граничных условий. Например, относительно небольшие отличия или упрощения в конфигурации входных и выходных областей в модели уплотнения могут приводить к значительным отличиям в результатах. Также при проведении сравнительного анализа необходимо иметь информацию о различных погрешностях, возникающих при проведении экспериментальных исследований.

## 5.2. Описание моделей уплотнений

В данном разделе приводится описание моделей лабиринтных и щёточных уплотнений с использованием трёх программных пакетов вычислительной гидродинамики общего назначения. Два пакета являются коммерческими программами, один пакет представляет собой свободно распространяемую библиотеку с открытым кодом. Также приводится анализ моделей уплотнений с позиций организации вычислительного процесса и обработки результатов.

Моделирование течения среды в каналах уплотнений может быть выполнено с помощью коммерческих программ общего назначения, таких как ANSYS CFX, ANSYS Fluent, CD-adapco STAR-CD, NUMECA и других, так и с использованием бесплатных программ с открытым кодом. В качестве примера для последнего случая можно привести крупный пакет прикладных программ OpenFOAM, который по своим возможностям практически не уступает коммерческим продуктам.

### 5.2.1. Модель уплотнения в пакете CFX

ANSYS CFX представляет собой коммерческий пакет общего назначения, предназначенный для решения различных задач гидро- и аэродинамики, а также смежных задач [85]. В данной работе пакет CFX используется в качестве основного инструмента для моделирования уплотне-

ний. Консервативная дискретизация системы уравнений Навье-Стокса основана на комбинации метода контрольных объёмов и метода конечных элементов. В стационарных расчётах применяется псевдо-нестационарный решатель. Для решения дискретизированных уравнений используется связанный многосеточный метод.

Пакет CFX состоит из трёх автономных модулей-программ, работа с которыми осуществляется по отдельности: модуль для пре-процессора (CFX-Pre), модуль решателя (CFX-Solve) и модуль для пост-процессора (CFX-Post). В модуле пре-процессора подготавливается файл, с помощью которого запускается расчёт в модуле решателя. При завершении работы модуля решателя происходит сохранение всех результатов в отдельный файл, который затем открывается в модуле пост-процессора для обработки. Каждая из компонент пакета CFX обладает удобным пользовательским интерфейсом.

Программа CFX предоставляет широкие возможности по выбору и использованию различных моделей, среди которых целый набор моделей турбулентности, возможность проводить автоматическую инициализацию решения и др. На разных этапах моделирования выдаются различные диагностические сообщения, упрощающие работу с пакетом и проведение расчётов. Пакет CFX позволяет проводить расчёты в различных параллельных режимах. Все необходимые для этого действия (декомпозиция расчётной области и т. д.) происходят автоматически с использованием встроенных алгоритмов.

Порядок дискретизации уравнений может быть задан с помощью коэффициента перехода от схемы первого порядка к схеме второго порядка. Значение вещественного коэффициента изменяется в диапазоне от 0 до 1. Значение 0 соответствует схеме первого порядка, которая может быть использована в начале расчётного процесса для достижения предварительной сходимости. Конечные результаты должны быть получены со значением коэффициента 0.75 или выше. Значение 1 соответствует схеме дискретизации второго порядка. В данной работе при проведении окончательных расчётов используется значение 1.

В качестве критериев сходимости используются заданные максимальные уровни для осреднённых невязок уравнений (как правило <

$5 \times 10^{-6}$ ) и глобальных законов сохранения (1%), а также постоянство физических характеристик (расход, давление в определённых точках, силы). В случаях, когда заданные критерии сходимости для невязок не могут быть достигнуты, в качестве основного критерия рассматривается постоянство физических характеристик при уровне невязок  $< 1 \times 10^{-4}$ .

Удобной особенностью пакета CFX является мощный встроенный язык выражений CEL, позволяющий проводить параметризацию модели и контролировать процесс расчёта. Помимо стандартных операций и функций в язык выражений также включена библиотека специальных процедур, позволяющих выполнять операции, типичные для пост-процессора (возвращение значения переменной в определённой точке, интегрирование по заранее определённой поверхности и т. д.). Некоторые типичные выражения, используемые в моделях уплотнений, с их расшифровкой приведены в табл. 5.2.

Выражения могут быть использованы для параметризации граничных условий в модели (пункт 1 в табл. 5.2).

Как отмечалось выше, о сходимости численного решения необходимо судить не только по уменьшению невязок уравнений, но и по истории изменения характерных физических параметров в итерационном процессе. Пункт 2 в табл. 5.2 содержит три примера таких параметров (расход, сила на валу, коэффициент перекрёстной жёсткости соответственно). Для определения расхода и силы используются встроенные функции `massFlow()` и `force_y()`, для которых обязательным аргументом является область интегрирования (в данном случае выходная поверхность с именем `OUTLET` и поверхность вала с именем `ROTOR 2`). Параметр `delta`, определённый пользователем, содержит значение эксцентриситета вала.

Статичное смещение вала в горизонтальном направлении (пункт 3 в табл. 5.2) задаётся на этапе генерации сетки. В модели данное выражение используется как для расчёта эксцентриситета вала (параметр `delta`,  $\delta = \sqrt{z_0^2 + y_0^2}$ ), так и в дальнейшем при обработке результатов в пост-процессоре.

Большой блок выражений связан с определением параметров мо-

Таблица 5.2. Примеры выражений, используемых в моделях пакета CFX

Выражение	Комментарий
1 <code>n rotor = -6000 [rev min<sup>-1</sup>]</code>	Скорость вала, [об/мин]
2 <code>mDot = -massFlow()@OUTLET*1000</code> <code>forceY rotor2 = force_y()@ROTOR 2</code> <code>Kxy rotor2 = forceY rotor2/delta/1000</code>	Расход на выходе, [г/с] Компонента силы на валу Перекрёстная жёсткость, [Н/мм]
3 <code>z0 = 0.2e-3 [m]</code>	Смещение вала по гориз. оси
4 <code>C = (1/epsilon<sup>3</sup>)*((1-epsilon)/d)<sup>2</sup></code> <code>epsilon=1-((pi*d<sup>2</sup>*N)/(4*bb*cos(phi)))</code> <code>CR1 n = a n*Dynamic Viscosity*bstep*</code> <code>kstep*cut coeff up*cut coeff down</code> <code>a n = 72*Wu tau * C * mod an</code>	Коэффициент $C$ Пористость $\epsilon$ Один из коэффициентов сопротивления Коэффициент $a_n$
5 <code>dt = if(citern&lt;iter1,dt1,dt2)</code> <code>dt1 = 1e-5 [s]</code> <code>dt2 = 12e-5 [s]</code> <code>iter1 = 30</code>	Итерационный шаг Начальное значение шага Основное значение шага Число итераций с <code>dt1</code>

дели пористой среды, которая используется для описания щёточного пакета в базовой модели щёточного уплотнения (пункт 4 в табл. 5.2). Выражения применяются как для различных параметров пористой модели (например, пористость `epsilon`), так и для определения реальных размеров пористой среды в аналитическом виде в зависимости от рабочих параметров.

Для иллюстрации аналитического определения размеров пористой области в табл. 5.2 приведено выражение для одного из коэффициентов сопротивления `CR1 n`. Переменная `Dynamic Viscosity` является внутренней переменной CFX, соответствующей динамической вязкости. Выражение `bstep` используется для определения размера пористой среды в осевом направлении, т. е. физический размер пористой области может быть уменьшен с помощью данного параметра в осевом направлении. В зависимости от реальной толщины пакета, заданной с помощью дополнительного выражения, коэффициент `bstep` может принимать два значения: 0 приводит к «отключению» пористой модели в текущей ячейке, а 1 к использованию значения расчётного коэффициента  $a_n$ .

Выражение `kstep` аналогично контролирует величину радиального зазора между кончиками волокон и валом. Два последних коэффициента в выражении `CR1 n` используются для описания пустот в щёточном пакете, которые могут появляться при его сегментации (см. ур. (3.33) и ур. (3.34)).

Также реализована возможность прямой модификации коэффициентов сопротивления (параметр `mod an` в выражении `a n`).

В последнем пункте табл. 5.2 приведены несколько выражений для управления за величиной шага итерационного процесса при стационарном расчёте. Задаются две величины: меньшее значение шага `dt1` используется на первых итерациях (число итераций с шагом `dt1` определяется выражением `iter1`), затем происходит переключение на более высокое значение шага `dt2`, которое используется на всех последующих итерациях. Такое автоматическое переключение между итерационными шагами реализовано с помощью встроенного условного оператора `if`. Аналогичные выражения задаются для итерационного шага, используемого в уравнении энергий.

Для более сложных задач управления процессом решения (например, задание специальных граничных условий), а также для модификации и расширения различных моделей в пакете `CFX` поддерживается использование предкомпилированных пользовательских функций, написанных на языке Фортран (*User Fortran*).

В процессе проведения расчёта решатель `CFX` генерирует текстовый файл, в котором содержится полная информация об используемых моделях и расчётной сетке, а также о протекании итерационного процесса. Многие параметры модели и вычислительного процесса могут быть изменены «на лету» без остановки расчёта, что упрощает управление и контроль за сходимостью.

Наличие текстового файла расчёта также упрощает работу с уже выполненными расчётами, т. к. все параметры модели и процесс сходимости могут быть просмотрены в любом текстовом редакторе без необходимости запуска `CFX`.

Многие функции пре-процессора, решателя и пост-процессора могут быть также выполнены из командной строки без использования гра-

фического пользовательского интерфейса.

Обработка результатов расчёта в **CFX-Post** также может быть полностью автоматизирована с помощью скриптов, написанных на языке **Perl**. Разработанные скрипты для моделей уплотнений генерируют текстовые файлы, в которых сохраняются как основные граничные условия для более удобной последующей идентификации (например, эксцентриситет вала, перепад давления, скорость вращения вала, частота прецессии), так и необходимые для последующей обработки результаты расчёта (расход, силы на валу и на статоре, распределения давлений в осевом и окружном направлениях, и т. д.).

Данные текстовые файлы используются в дальнейшем анализе результатов, например, при определении динамических коэффициентов жёсткости и демпфирования с использованием результатов нескольких расчётов, выполненных для разных значений частоты прецессии вала.

При необходимости указанные методы автоматизации различных этапов процесса получения численного решения позволяют с использованием отработанной модели полностью автоматизировать процесс ВГД-расчёта уплотнения от создания геометрии уплотнения и генерации расчётной сетки до сохранения результатов и, например, перехода к следующему расчёту с изменённым перепадом давления. Головной оболочкой при этом служат скрипты и функции, написанные в одной из систем инженерных расчётов (коммерческой **MATLAB** или некоммерческой **OCTAVE**). Такой подход используется как для проведения параметрических расчётов (варьирование перепада давления, скорости вращения вала и закрутки потока газа на входе в уплотнение), так и для выполнения оптимизационных расчётов (поиск оптимальной геометрии канала уплотнения).

### 5.2.2. Модель уплотнения в пакете FLUENT

Программа **ANSYS FLUENT** также является коммерческим пакетом общего назначения для решения различных задач гидро- и аэродинамики [86] и представляет собой альтернативу пакету **CFX**. В пакете **FLUENT** имеется несколько решателей, основным из которых является раздель-



ный метод на основе схемы SIMPLE.

В данной работе результаты моделирования лабиринтных и щёточных уплотнений в пакете FLUENT использовались в основном для сравнения с результатами, полученными с помощью пакета CFX, в процессе верификации и валидации.

Концепция пакета FLUENT заметно отличается от концепции пакета CFX. Пакет FLUENT состоит из одной пользовательской оболочки, в которой происходит вся работа (пре-процессор, решение, пост-процессор).

Параметризация расчётной модели в FLUENT представляется более сложной по сравнению с CFX. Встроенный механизм предкомпилированных функций пользователя *UDF* (*User Defined Functions*) является мощным инструментом для модификации различных моделей, создания собственных моделей и доступа к результатам во время расчёта, однако требует предварительной компиляции функций, написанных на языке C. Проведение расчёта может в некоторой степени контролироваться с помощью текстового файла протокола.

В процессе работы пакет FLUENT создаёт два бинарных файла, в одном из которых содержатся расчётная сетка и модель, а в другом содержатся результаты расчёта. Поэтому, например, даже для простой проверки значения одного из граничных условий после выполнения расчёта необходимо запускать пакет FLUENT и полностью открывать модель.

Для проведения анализа результатов расчёта файлы проекта пакета FLUENT также могут быть открыты в пост-процессоре CFX-Post.

Модели уплотнений в пакетах CFX и FLUENT строятся максимально одинаково. Главным отличием между моделями уплотнений в пакете FLUENT и моделями в пакете CFX является алгоритм решателя.

### 5.2.3. Модель уплотнения в пакете OpenFOAM

Пакет OpenFOAM<sup>3</sup> представляет собой широкий набор модулей для решения различных задач гидро- и аэродинамики, а также некоторых других задач численного моделирования [277]. Главные преимущества пакета заключаются в его свободном распространении и открытости ко-

---

<sup>3</sup> [www.openfoam.org](http://www.openfoam.org)

да, написанном на языке C. Открытый код означает, что при необходимости возможности пакета могут быть расширены и дополнены новыми моделями и методами.

Использование пакета `OpenFOAM` рассчитано, прежде всего, на платформу Linux. Однако исходные файлы пакета могут быть скомпилированы теоретически для любой распространённой операционной системы. Пакет состоит из большого количества моделей и решателей, которые выбираются в зависимости от поставленной задачи. Можно отметить, что по основным возможностям при решении задач ВГД пакет `OpenFOAM` практически не отличается от доступных коммерческих программ. В пакете `OpenFOAM` реализованы все распространённые модели турбулентности, типы граничных условий, модель пористой среды и т. д., что является необходимым при моделировании лабиринтных и щёточных уплотнений.

Для моделирования течения сжимаемой среды в каналах уплотнений могут быть использованы следующие стационарные и нестационарные решатели пакета `OpenFOAM`: `rhoSimpleFoam`, `rhoPorousSimpleFoam`, `rhoPimplecFoam`.

В пакете `OpenFOAM` отсутствуют графические оболочки для пре-процессора и решателя, что в известной степени затрудняет работу при подготовке и выполнении расчётов. Для пост-процессора используется графическая оболочка на основе также свободно распространяемого программного обеспечения `ParaView`, возможности которого заметно ограничены по сравнению с другими пакетами. Результаты расчёта также могут быть либо экспортированы в форматах других программ для последующего анализа (например, `FLUENT`), либо напрямую открыты в некоторых программах для пост-процессора (например, `Tecplot`).

В пакет `OpenFOAM` также входят несколько модулей для генерации расчётной сетки, возможности и удобство работы с которыми, однако, заметно уступают коммерческим программам-аналогам.

Наряду с отсутствием графической оболочки, другим недостатком, ограничивающим применение пакета `OpenFOAM`, является неудовлетворительное описание работы с пакетом (руководство пользователя), а также практически отсутствие подробного изложения реализованных

моделей и методов. Однако пакет распространяется с большим числом проектов-примеров, которые могут быть использованы как отправные точки для создания собственного расчёта.

Проект в пакете **OpenFOAM** представляет собой отдельную папку, в которой находятся другие папки и файлы (преимущественно текстовые) с описанием расчётной сетки, всех компонент используемых моделей, граничных и начальных условий, параметров дискретизации и организации вычислительного процесса. Структура папок и названия файлов должны отвечать строгим правилам пакета **OpenFOAM**.

Как отмечалось выше, пакет **OpenFOAM** имеет встроенные модули для генерации сетки (например, **blockMesh**, **snappyHexMesh**), которые, однако, заметно ограничены по возможностям. Также имеются функции конвертирования расчётных сеток, представленных в других форматах (например, в формате для программы **FLUENT**). В этом случае расчётная сетка для модели уплотнения может генерироваться в пакете **ICEM CFD** с последующим экспортированием в пакет **FLUENT**, затем осуществляется экспорт в пакет **OpenFOAM**.

Пакет **OpenFOAM** также поддерживает параллельные вычисления. Декомпозиция расчётной области и последующая сборка представляют собой, однако, дополнительные шаги, которые должны быть выполнены отдельно при организации вычислительного процесса. После выполнения расчёта в параллельном режиме результаты должны быть снова собраны вместе с помощью имеющихся служебных программ.

Процесс расчёта начинается с запуска соответствующего решателя из командной строки в корневой папке проекта. Решатель самостоятельно считывает все необходимые данные из заранее созданных файлов, согласно используемым правилам. Промежуточная информация итерационного процесса, состоящая в основном из значений невязок решаемых уравнений, направляется в окно терминала, но может быть также направлена в текстовый файл.

Отсутствие графической оболочки для решателя затрудняет наблюдение за историей расчёта. Однако существует возможность графического представления историй невязок в реальном времени с использованием дополнительных инструментов (например, вывод содержания

текстового файла с невязками в графическое окно с помощью некоммерческой графической программы `gnuplot`).

Изменения некоторых параметров модели и расчёта могут также происходить «на лету» во время проведения расчёта. Это является удобной функцией в процессе достижения заданных критериев сходимости.

Одно из преимуществ коммерческих пакетов заключается в том, что большое количество параметров моделей задаются программой автоматически, исходя из определённых рекомендаций, встроенных в программу, либо вычисляются в зависимости от выбранной пользователем опции. В этом случае пользователь коммерческого пакета может не иметь глубоких знаний в области методов ВГД и деталей используемых моделей, но проводить успешные расчёты. При использовании свободно распространяемых программ большинство параметров должно быть задано напрямую, что требует от пользователя более высокого уровня квалификации и экспертизы.

В данной работе пакет `OpenFOAM` использовался в первую очередь для сравнения результатов моделирования уплотнений, полученных с помощью других программ. Также в пакете `OpenFOAM` была разработана простая ВГД-модель одиночного щёточного уплотнения под названием `POLLS` для проведения автоматизированных расчётов.

Схема расчётной области трёхмерного сегмента одиночного щёточного уплотнения показана на рис. 5.5. Пакет щёточного уплотнения описывается как пористая среда. Модель уплотнения в `OpenFOAM` соответствует базовой модели, описанной в главе 3.

Граничные условия на входе расчётной модели щёточного уплотнения задаются с использованием типа `totalPressure` для давления и типа `pressureDirectedInletOutletVelocity` для скорости. На выходе расчётной модели используется комбинация граничных условий типов `fixedValue` и `pressureInletOutletVelocity` для давления и скорости соответственно. На гранях трёхмерного сегмента уплотнения задаются периодические граничные условия типа `cyclicAMI`.

Отличительной особенностью разработанной ВГД-модели щёточного уплотнения является тот факт, что модель полностью (включая генерацию расчётной сетки) реализована в пакете `OpenFOAM`. Данная мо-

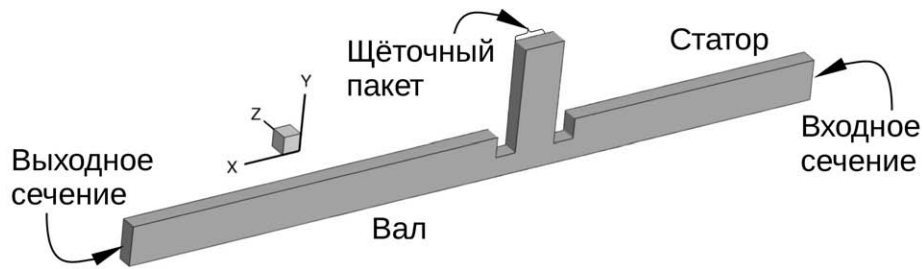


Рис. 5.5. Схема расчётной модели сегмента ЩУ в OpenFOAM

дель представляет собой инструмент, с помощью которого с относительно небольшими временными и вычислительными затратами можно выполнить аэродинамический расчёт щёточного уплотнения, определить его расходную характеристику, а также картину течения.

В простейшем случае от пользователя требуется ввести лишь основные параметры уплотнения: диаметры, параметры щёточного пакета (диаметр проволоки, плотность упаковки), рабочие параметры (перепад давления). Генерация структурированной расчётной сетки выполняется автоматически с помощью модуля `blockMesh`. Расчёт выполняется с помощью решателя `rhoPorousSimpleFoam`. Анализ результатов осуществляется в оболочке `paraFoam`.

При необходимости пользователь также имеет возможность изменить любые параметры модели (геометрия уплотнения, параметры сетки, модель турбулентности, коэффициенты сопротивления в модели пористой среды и т. д.) и провести расчёт вручную.

В качестве примера на рис. 5.6 приведено сравнение результатов, полученных с помощью простой модели в OpenFOAM и стандартной модели в CFX для контактного щёточного уплотнения из [290]. Можно отметить хорошее согласование для приведённых локальных характеристик течения в щёточном пакете.

На рис. 5.7 показаны распределения давления в щёточном уплотнении из [290], полученные с помощью описанной модели в OpenFOAM.

В приложении Г приведены файлы пакета POLLS. Пакет включает в себя две MATLAB-функции для генерации файла `blockmeshDict`, который содержит данные для создания расчётной сетки с помощью `blockMesh`, и файла `porosityProperties`, содержащего параметры модели пори-

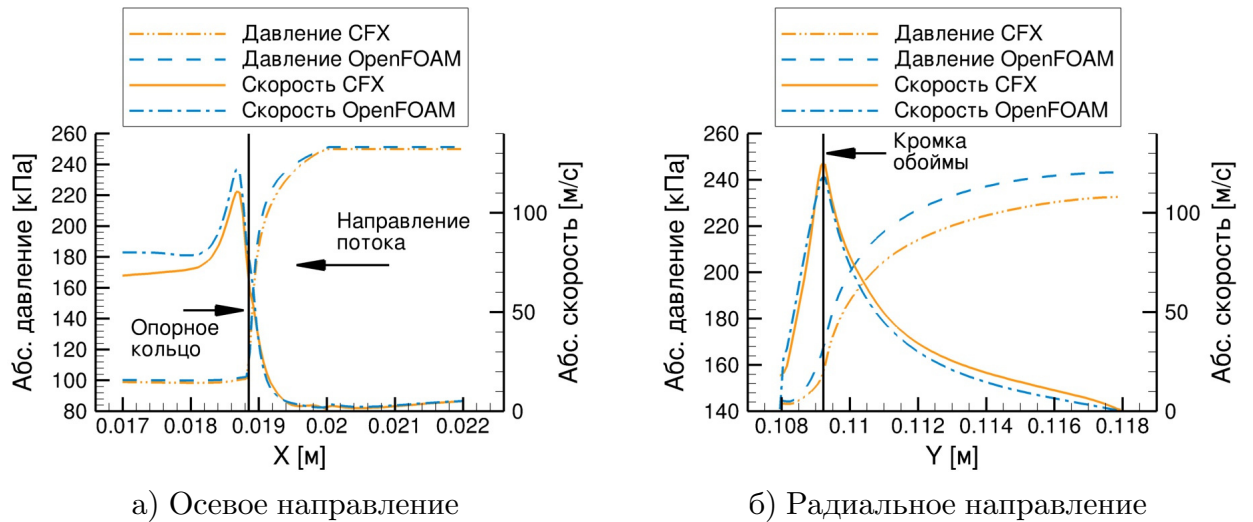


Рис. 5.6. Сравнение результатов, полученных в OpenFOAM и CFX

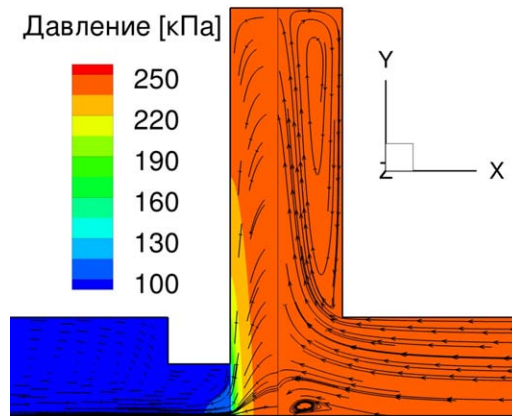


Рис. 5.7. Распределение давления в ЩУ, полученное в OpenFOAM

стой среды. Работа с пакетом POLLS состоит из нижеследующих этапов.

1. Ввод данных по ЩУ в `pollsGeom.m`, вызов функции.
2. Копирование файлов `porosityProperties` и `blockMeshDict` в папки `./constant/` и `./constant/polyMesh/` соответственно.
3. Вызов команды `blockMesh` для генерации сетки.
4. Ввод граничных условий.
5. Выполнение расчёта с помощью команды `rhoPorousSimpleFoam`.
6. Обработка результатов в `paraFoam`.

### 5.2.4. Организация связанных расчётов

Трёхмерная конечно-элементная механическая модель малого сегмента щёточного уплотнения, представленная в разделе 3.5, реализована в коммерческом пакете ANSYS Mechanical.

Структурированная расчётная сетка механической модели генерируется в пакете ICEM CFD. Используются трёхмерные конечные элементы SOLID185 и двумерные элементы SURF154. Контактные взаимодействия между волокнами, валом и элементами обоймы уплотнения описываются с помощью специальных элементов CONTA173 и TARGE170, которые генерируются на соответствующих поверхностях каждой контактной пары. Нагрузка от давления задаётся с помощью команды `sfe`.

Как отмечалось выше, механическая модель может использоваться как отдельно, так и в связанном ВГД-расчёте. Организация связанного расчёта выполняется вручную или, при использовании инструментов фирмы ANSYS, в режиме MultiField (MFX). Общий алгоритм выполнения связанного расчёта показан на рис. 5.8.

Основной сложностью при работе с нелинейной механической моделью является, наряду с высокими вычислительными затратами, определение всех возможных контактных пар в модели.

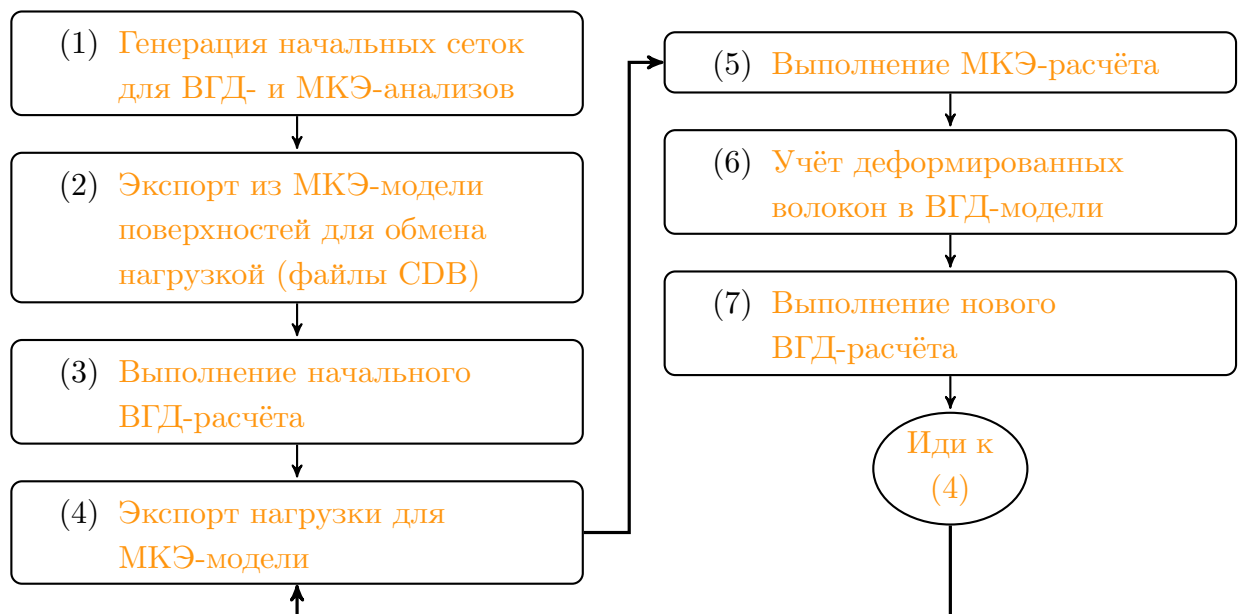


Рис. 5.8. Общий алгоритм выполнения связанного расчёта

## 5.3. Анализ ВГД-моделей

В данном разделе приводится анализ влияния отдельных моделей, а также различных модельных и вычислительных параметров на результаты численного моделирования уплотнений методами ВГД.

В качестве результатов используются значения расхода и так называемых локальных и глобальных динамических коэффициентов жёсткости. Локальные динамические коэффициенты определяются из локального распределения давления во внутренних камерах уплотнительных конфигураций SSS, SSB, BSS, BBB. Глобальные динамические коэффициенты соответствуют полным силам, определяемым с использованием всей поверхности вала в уплотнении. Более подробно определение локальных и глобальных динамических коэффициентов уплотнения рассмотрено в разделе 5.5.

### 5.3.1. Влияние расчётных сеток на результаты

В первую очередь приведён анализ использования структурированных расчётных сеток, построенных в пакете ICEM CFD, для моделирования ряда лабиринтных и щёточных уплотнений. Полученная информация о влиянии сетки на результаты расчёта используется при выборе параметров расчётных сеток при работе с другими конфигурациями уплотнений.

#### Трёхгребешковое лабиринтное уплотнение SSS-3

Результаты анализа влияния расчётной сетки на динамические коэффициенты жёсткости, расход, закрутку потока и максимальное число Маха показаны на рис. 5.9.

Результаты приведены для короткого лабиринта SSS-3 при следующих рабочих параметрах:  $p_0 = 4$  бар,  $c_{u0} = 136$  м/с,  $\omega = 750$  об/мин,  $e = 0.1$  мм. Общее число узлов сетки варьировалось в пределах от 1 миллиона до 16.3 миллионов. Прочие параметры модели оставались неизменными.



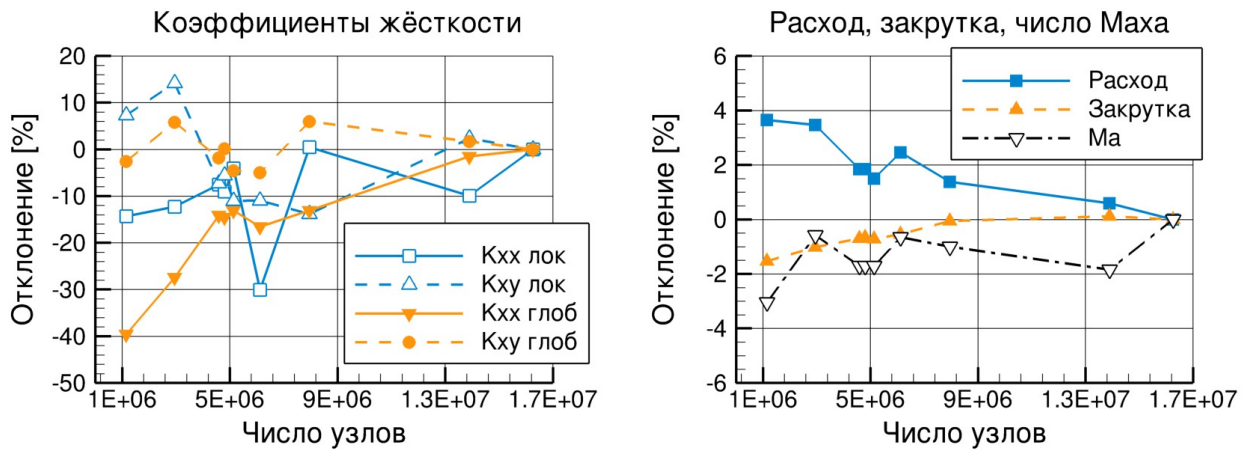


Рис. 5.9. Влияние сетки на результаты расчёта лабиринта SSS-3

Полученные результаты демонстрируют практическую независимость значений расхода, закрутки потока и числа Маха от использованных расчётных сеток. Выполнение расчёта на самой грубой сетке размером около 1 миллиона узлов приводит к приемлемым результатам по расходу, закрутке и максимальной скорости с отличиями менее 4% по сравнению с результатами, полученными на самой мелкой сетке размером около 16 миллионов узлов.

Напротив, динамические коэффициенты жёсткости демонстрируют заметное непостоянство в значениях даже при сравнении относительно мелких сеток. Разброс значений для коэффициентов жёсткости достигает 40%. Наибольшее отклонение имеет прямой коэффициент жёсткости. Из этого можно сделать вывод, что точное определение прямого коэффициента жёсткости уплотнения может быть связано с значительными трудностями.

Значительная чувствительность значений прямого коэффициента жёсткости уплотнения к расчётной сетке может быть наглядно объяснена с помощью анализа распределения удельной радиальной силы  $L_{rad}$  вдоль канала уплотнения (см. раздел 7.2.1).

При анализе чувствительности результатов выбор окончательной сетки осуществляется путём нахождения компромисса между точностью расчёта и вычислительными затратами. В данном случае были выбраны несколько сеток размером около 5 миллионов ячеек для дополнительного анализа влияния распределения узлов с целью определения

наиболее рациональной сетки, приводящей к результатам с наименьшим отклонением от результатов, получаемых на самой мелкой сетке размером 16.3 миллионов ячеек.

В качестве окончательной расчётной сетки была выбрана сетка размером около 5.1 миллиона ячеек со следующими параметрами качества: наименьшее значение угла в ячейках  $54.4^\circ$ , наибольшее значение коэффициента расширения сетки 4, наибольшее значение соотношения сторон ячеек 95.

Независимость решения от выбранной сетки было дополнительно проверено для следующего набора рабочих параметров:  $p_0 = 0.8$  МПа,  $c_{u0} = 167$  м/с. Отклонения от результатов, полученных на самой мелкой расчётной сетке для двух вариантов рабочих параметров, сведены в табл. 5.3.

Влияние сетки на расход, скорость закрутки на входе и локальные коэффициенты жёсткости  $K^\ell$  довольно мало для двух наборов рабочих параметров. За исключением расхода, выбранная сетка приводит к меньшим значениям для случая меньшего давления по сравнению с самой мелкой сеткой. Для случая большего давления, значения лишь закрутки и глобального прямого коэффициента жёсткости принимают меньшие значения на выбранной сетке, значения остальных характеристики увеличены по сравнению с самой мелкой сеткой.

Также было проведено исследование влияния расстояния от стенки до первого узла сетки (толщина элемента у стенки), результаты ко-

Таблица 5.3. Отличия в результатах между базовой (5 млн. узлов) и самой густой (16 млн. узлов) сетками (уплотнение SSS-3)

		$p_0 = 0.4$ МПа, $c_{u0} = 136$ м/с	$p_0 = 0.8$ МПа, $c_{u0} = 167$ м/с
$\dot{m}$	[кг/с]	1.4%	1.3%
$c_{u0}$	[м/с]	-0.8%	-0.5%
$K_{xx,r}^\ell$	[Н/мм]	-3.7%	2.0%
$K_{xy,r}^\ell$	[Н/мм]	-10.9%	15.8%
$K_{xx,us}$	[Н/мм]	-13.1%	-8.3%
$K_{xy,us}$	[Н/мм]	-4.5%	11.6%

торого продемонстрировали в данном случае незначительный эффект. Значения  $y^+$  для выбранной сетки в 5.1 миллионов узлов лежат в пределах от 1 до 30 для случая меньшего давления и от 15 до 120 для случая большего давления. Такие диапазоны считаются допустимыми при использовании выбранной модели турбулентности SST вместе с опцией автоматических пристеночных функций, имеющейся в пакете CFX.

### Узел ВВВ-1 с тремя щётчными уплотнениями

Анализ влияния расчётной сетки на результаты расчёта для узла ВВВ-1, состоящего из трёх одинаковых щётчных уплотнений, выполнен для следующих рабочих параметров:  $p_0 = 10$  бар,  $c_{u0} = 42$  м/с,  $e = 0.106$  мм.

На рис. 5.10 показаны отклонения в значениях расхода, закрутки на входе, максимального числа Маха и динамических коэффициентов жёсткости от значений, полученных на самой густой сетке.

В анализе использовались различные сетки размером от 3 миллионов до 13 миллионов ячеек. Как и в случае с лабиринтным уплотнением, прямой коэффициент жёсткости демонстрирует наибольший разброс в значениях, разница которых по сравнению с самой густой сеткой достигает до 30% для локального прямого коэффициента жёсткости и до 55% в случае глобального прямого коэффициента жёсткости. С другой стороны, локальная перекрёстная жёсткость практически не зависит от используемой расчётной сетки. Разница в значениях расхода достигает –10% по сравнению с самой густой сеткой, что может быть связано с используемой моделью пористой среды.

Значительные отличия в результатах для сеток размером около 5-6 миллионов узлов (см. рис. 5.10) связаны с различной плотностью в отдельных зонах расчётной области.

Сетка размером в 5.5 миллионов ячеек с наименьшим отклонением для локального прямого коэффициента жёсткости была в итоге выбрана для основных расчётов. Исследование глобальных коэффициентов жёсткости не относилось в данном случае к задачам моделирования. На рис. 5.11 показана окончательная сетка для уплотнения ВВВ-1.

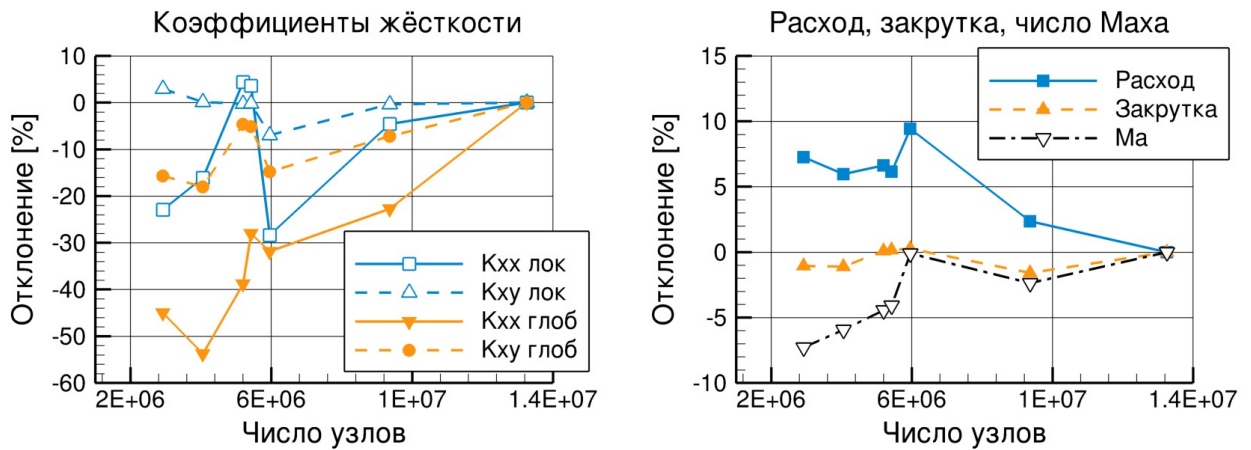


Рис. 5.10. Влияние сетки на результаты моделирования ЩУ ВВВ-1

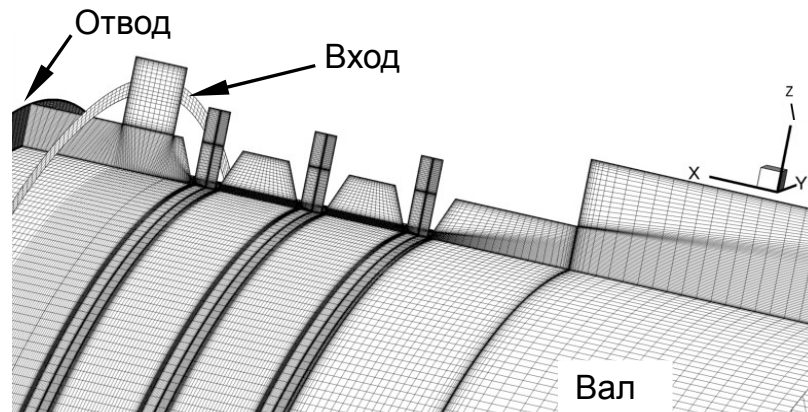


Рис. 5.11. Расчётная сетка узла с тремя щёточными уплотнениями

### Щёточно-лабиринтное уплотнение SSB

Влияние расчётной сетки на результаты расчёта для щёточно-лабиринтного уплотнения SSB-1, в котором щёточный пакет располагается позади двух гребешков, определено для следующих рабочих параметров:  $p_0 = 4$  бар,  $c_{u0} = 150$  м/с,  $n = 750$  об/мин,  $e = 0.1$  мм.

На рис. 5.12 показаны отклонения в значениях расхода, закрутки на входе и динамических коэффициентов жёсткости от значений, полученных на самой густой сетке. Локальный прямой коэффициент жёсткости для данного уплотнения принимает очень малые значения, близкие к нулю, поэтому отклонения для локального прямого коэффициента жёсткости не приведены на рис. 5.12.

По сравнению с результатами для других уплотнений, представ-

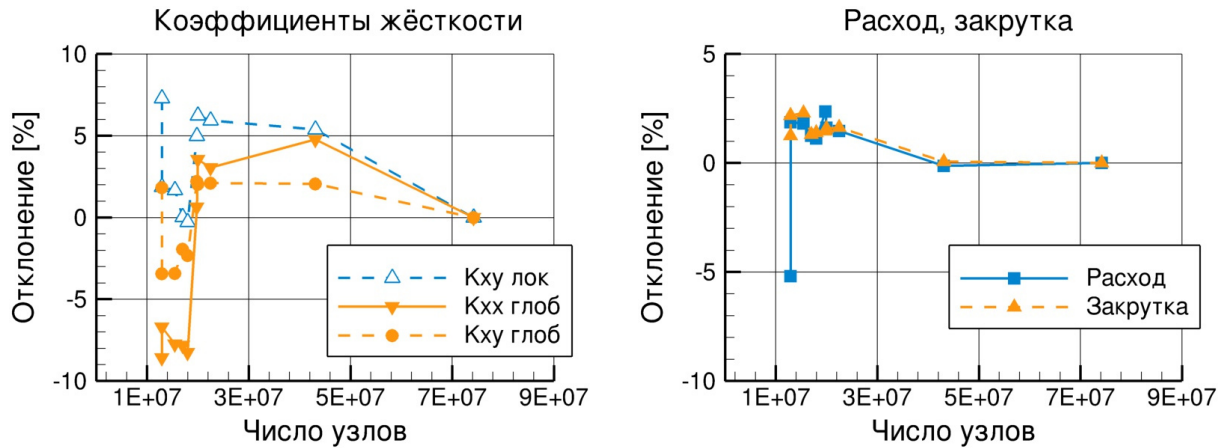


Рис. 5.12. Влияние сетки на результаты моделирования узла SSB-1

ленными выше, данное щёточно-лабиринтное уплотнение демонстрирует (за исключением локального прямого коэффициента жёсткости) довольно слабую зависимость решения от расчётной сетки. Это связано с тем, что при выборе сеток для SSB-1 использовалась информация, полученная при анализе уплотнений SSS-1 и BBB-1.

### 5.3.2. Влияние модельных параметров на решение

Результаты анализа влияния размеров выходной области, а также альтернативной модели турбулентности на динамические коэффициенты лабиринтного уплотнения SSS-3 сведены в табл. 5.4.

В стандартной модели уплотнения используется модель турбулентности SST, динамические коэффициенты жёсткости и демпфирования определяются частотным методом круговой прецессии с использованием трёх частот:  $\Omega = 0, \pm 78$  рад/с. Результаты для стандартной модели приведены в первой строке табл. 5.4.

#### Влияние размера выходной области

Различные исследования показали, что размеры входной и выходной областей вычислительных моделей лабиринтных уплотнений могут оказывать значительное влияние на расчётные аэродинамические силы, возникающие в каналах уплотнений (см., например, [218; 258]).

В стандартных ВГД-моделях коротких лабиринтных и щёточно-

Таблица 5.4. Влияние модельных параметров на динамические коэффициенты уплотнения SSS-3

	Глобальные коэффициенты				Локальные коэффициенты			
	$K_{xx,us}$	$K_{xy,us}$	$C_{xx,us}$	$C_{xy,us}$	$K_{xx}^\ell$	$K_{xy}^\ell$	$C_{xx}^\ell$	$C_{xy}^\ell$
	[Н/мм]		[Н·с/мм]		[Н/мм]		[Н·с/мм]	
Стандарт	-87.2	102.6	0.12	0.11	-42.7	76.2	0.09	0.10
$L_d = 2L_d^{std}$	-42.3	103.0	0.12	0.07	-43.0	74.8	0.12	0.10
$L_d = 4L_d^{std}$	-48.9	101.0	0.08	0.08	-42.7	76.3	0.10	0.09
URANS RSM	-122.2	109.6	0.02	0.03	-49.2	77.7	-0.00	-0.01

лабиринтных уплотнений, рассматриваемых в данной работе, геометрия входной области определена конфигурацией экспериментального стенда. Поэтому в данном разделе рассматривается влияние лишь длины выходной области в осевом направлении.

Базовая модель имеет смешанное условие на выходной границе из-за зоны рециркуляции газа за последним дросселирующим устройством. Как отмечалось выше, использование такого граничного условия может замедлить или ухудшить сходимость численного решения. Определение выходной кромки далее вниз по потоку, где исчезает рециркуляционная зона, должно улучшить сходимость, но в то же время приведёт к значительному увеличению размера расчётной сетки.

Эффект увеличенной по сравнению со стандартной моделью выходной области на расчётные значения динамических коэффициентов приведены во втором блоке табл. 5.4. Длина выходной области в стандартной модели составляет  $L_d^{std} = 0.03$  м. Данное значение использовалось при моделировании уплотнения SSS-1, при этом полученные результаты показали хорошее согласование с экспериментальными значениями [297] (см. главу 6).

При проведении расчётов на стенках дополнительной выходной области использовались граничные условия без прилипания. Силы, возникающие в дополнительной выходной области, не используются при определении глобальных динамических коэффициентов.

Полученные результаты показывают, что увеличение длины выходной области не оказывает влияние на значения локальных коэффициен-

тов жёсткости и глобальной перекрёстной жёсткости. Длина выходной области заметно меняет глобальный прямой коэффициент жёсткости: абсолютное значение  $K_{xx,us}$  уменьшается вдвое при удлинении выходной области в 2 или 4 раза. Влияние на коэффициенты демпфирования, несмотря на их малые значения, остаётся также относительно малым.

### Влияние модели турбулентности

Модель турбулентности SST с опцией автоматических пристеночных функций и коррекцией кривизны потока используется в стандартной ВГД-модели газового уплотнения.

Расчёты для лабиринтного уплотнения SSS-3 показали, что неиспользование коррекции кривизны в двухпараметрической модели турбулентности приводит к увеличенным перекрёстным коэффициентам жёсткости по сравнению с экспериментальными данными (см. [303]) и с результатами расчётов с включённой коррекцией.

Также была протестирована одна из моделей рейнольдсовских напряжений, состоящей из шести транспортных уравнений. Результаты, полученные при проведении нестационарного расчёта в отсутствие прецессии ротора, сведены в последней строке табл. 5.4. Используемая модель рейнольдсовских напряжений RSM BSL замыкается по аналогии с более простой двухпараметрической ( $k - \omega$ ) моделью BSL.

Приведённые результаты показывают, что использование двух моделей турбулентности приводит к сопоставимым перекрёстным коэффициентам жёсткости. Однако значение глобального прямого коэффициента жёсткости заметно увеличилось при использовании модели рейнольдсовых напряжений (увеличение на около 140% по сравнению со значением, полученным с помощью стандартной модели SST).

Также можно отметить, что нестационарный расчёт в данном случае не приводит к адекватным результатам для коэффициентов демпфирования. Это может быть связано с возникновением нестационарных эффектов в уплотнении при использовании модели рейнольдсовых напряжений RSM BSL, а также с малым уровнем демпфирования в рассматриваемом уплотнении SSS-3. Нестационарный расчёт в данном слу-

чае выполнялся с целью получения приемлемой сходимости решения.

### 5.3.3. Сравнение методов расчёта динамических коэффициентов

#### Лабиринтное уплотнение SSS-1

Результаты влияния частоты возбуждения на расчётные динамические коэффициенты при использовании частного метода круговой прецессии представлены для короткого лабиринтного уплотнения SSS-1 в табл. 5.5. Показаны глобальные динамические коэффициенты жёсткости и демпфирования, полученные для следующих рабочих параметров:  $e = 0.056$  мм,  $p_0 = 4.5$  бар,  $c_{u0} = 145$  м/с,  $\omega = 750$  об/мин.

Полученные результаты демонстрируют практическое отсутствие зависимости динамических коэффициентов жёсткости от частоты возбуждения для данного уплотнения, заданного диапазона частоты возбуждения и выбранных рабочих параметров. Динамические коэффициенты демпфирования малы и не зависят от частоты возбуждения. Это говорит о выполнении допущений линейной динамической модели бесконтактного уплотнения.

Поведение SSS-1, подобное показанному в табл. 5.5, было также получено для других значений давления и начальной закрутки потока.

При более высоких частотах может наблюдаться расхождение от линейной модели. Однако для данного уплотнения использование частот до  $\pm 12000$  об/мин не привело к заметным отличиям в расчётных

Таблица 5.5. Влияние частоты возбуждения на расчётные динамические коэффициенты для уплотнения SSS-1

$\Omega$ [об/мин]	$K_{xx}$ [Н/мм]	$K_{xy}$ [Н/мм]	$C_{xx}$ [Н·с/мм]	$C_{xy}$ [Н·с/мм]
0	-21.51	196.80	—	—
0; 750	-21.51	196.80	0.13	0.06
0; $\pm 750$	-21.40	196.99	0.14	0.06
$\pm 750$	-21.35	197.09	0.14	0.06
0; -750	-21.51	196.80	0.14	0.06



значениях динамических коэффициентов (см. рис. 5.13, на котором показаны расчётные компоненты аэродинамической силы для значений частоты прецессии 0 и  $\pm 12000$  об/мин).

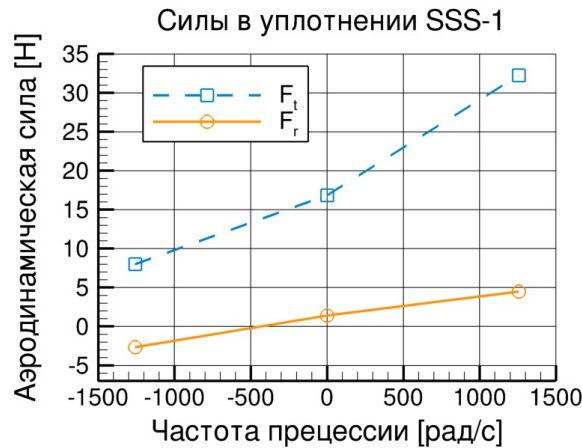


Рис. 5.13. Расчётные силы в зависимости от частоты прецессии (SSS-1)

### Лабиринтное уплотнение SSS-3

Результаты сравнения методов расчёта динамических коэффициентов жёсткости и демпфирования для лабиринтного уплотнения SSS-3 сведены в табл. 5.6.

Стандартный подход для определения динамических коэффициентов соответствует частотному методу круговой прецессии с использованием трёх частот возбуждения (нулевая, прямая синхронная, обратная синхронная):  $\Omega = 0, \pm 78$  рад/с. Второй вариант частотного метода включает пять частот:  $\Omega = 0, \pm 78, \pm 210$  рад/с.

Метод конечных возмущений используется в двух вариантах, отличающихся эксцентриситетом вала и величиной возмущения:  $\bar{e} = 0.0, \bar{\Delta} = 0.2$  (концентричное положение вала, обозначение МКВ 1) и  $\bar{e} = 0.2, \bar{\Delta} = 0.02$  (эксцентричное положение вала, обозначение МКВ 2). Результаты метода конечных возмущений, представленные в табл. 5.6, состоят из четырёх коэффициентов жёсткости:  $[K_{xx} K_{xy}; K_{yx} K_{yy}]$ .

В методе траекторий моделировалась круговая орбита вала вокруг центра уплотнения для двух значений частоты прецессии (прямая и обратная синхронные прецессии):  $\Omega = \pm 78$  рад/с. При использовании ча-

Таблица 5.6. Сравнение методов расчёта динамических коэффициентов для уплотнения SSS-3

	Глобальные коэффициенты				Локальные коэффициенты			
	$K_{xx,us}$	$K_{xy,us}$	$C_{xx,us}$	$C_{xy,us}$	$K_{xx}^\ell$	$K_{xy}^\ell$	$C_{xx}^\ell$	$C_{xy}^\ell$
	[Н/мм]		[Н·с/мм]		[Н/мм]		[Н·с/мм]	
1) Стандарт	-87.2	102.6	0.12	0.11	-42.7	76.2	0.09	0.10
2) Пять частот	-88.8	103.9	0.12	0.09	-44.5	77.6	0.10	0.09
1) МКВ 1:	-91.7	103.6			-43.7	76.4		
	-89.1	-103.3			-43.5	-76.8		
2) МКВ 2:	-66.2	101.0			-22.6	77.4		
	-80.1	-118.2			-32.9	-94.6		
Метод траекторий	-92.0	106.8	0.12	0.09	-28.5	76.3	0.38	0.08

стотного метода круговой прецессии и метода траекторий эксцентриситет вала составляет 0.1 мм ( $\bar{\Delta} = 0.02$ ).

Полученные результаты показывают, что рассмотренные методы приводят к согласующимся значениям коэффициентов жёсткости. Парные коэффициенты, определяемые в методе конечных возмущений, демонстрируют хорошее совпадение для случая концентричного положения вала (подход МКВ 1). Данные результаты подтверждают адекватность допущений, сделанных в частотном методе круговой прецессии.

В случае эксцентричного вала метод конечных возмущений (подход МКВ 2) приводит к расхождениям в значениях парных коэффициентов. Причиной расхождений может являться относительно малая величина возмущения ( $\bar{\Delta} = 0.02$ ), а также тот факт, что используемое эксцентричное положение вала не является точкой равновесия.

Как отмечалось в разделе 4.4.2, при использовании метода конечных возмущений в стационарных расчётах методами ВГД является затруднительным наложение возмущений по двум направлениям на компоненты скорости поверхности вала для определения коэффициентов демпфирования. В частности в пакете CFX имеется возможность задать нормальную и тангенциальную компоненты скорости в качестве граничных условий на стенке. Однако в алгоритме решателя все заданные

компоненты скорости будут спроецированы на поверхность стенки. Это приводит к некорректным граничным условиям при использовании метода конечных возмущений. Поэтому в табл. 5.6 отсутствуют значения коэффициентов демпфирования для подходов МКВ 1 и МКВ 2.

Тем не менее, описанный подход, основанный на методе конечных возмущений, может в частных случаях привести к удовлетворительным результатам по коэффициентам демпфирования, например, при использовании более высоких значений возмущения и наличия уплотняемой среды более высокой плотности (см. работу по жидкостным гладким уплотнениям в [295]).

Сравнение результатов, полученных частотным методом круговой прецессии с использованием трёх или пяти частот, показывает, что частота в данном случае не оказывает значительное влияние на коэффициенты жёсткости и демпфирования. Применение квадратичной динамической модели выдает практически нулевые динамические коэффициенты массы.

Метод траекторий в данном случае включает в себя два нестационарных расчёта, моделирующих прямую и обратную синхронные прецессии. На выполнение нестационарных расчётов требуется значительно больше времени по сравнению с другими методами. Заметным отличием в результатах метода траектории является локальный прямой коэффициент демпфирования, который принимает заметно более высокое значение.

Как отмечалось выше, при высоких частотах возбуждения пренебрежение динамическими коэффициентами инерции может отрицательно влиять на результаты расчётов. Для исследования квадратичной динамической модели был проведён анализ для конфигурации SSS-3, но с упрощённой геометрией гребешков (см. раздел 6.1.1).

Моделирование для скорости вращения вала 9557 об/мин показало, что динамические коэффициенты, полученные с помощью линейной модели динамики ротора (содержащей только коэффициенты жёсткости и демпфирования) и квадратичной модели из ур. (4.32), могут сильно отличаться. Коэффициенты инерции остаются очень малыми, но выявляется зависимость коэффициентов жёсткости и демпфирования от

частоты возбуждения.

Рис. 5.14 демонстрирует данный эффект при давлении на входе в уплотнение 10 атмосфер. Точками нанесены радиальная и тангенциальная составляющие аэродинамической реакции уплотнения для четырёх значений частоты прецессии.

Стационарный ВГД-расчёт для прямой синхронной прецессии продемонстрировал отсутствие сходимости и периодический характер изменения компонент аэродинамической реакции, поэтому эти результаты не приведены на рис. 5.14.

Кривые на рис. 5.14 представляют собой квадратичную (сплошная линия) и линейную (пунктирная линия) аппроксимации компонент силы, полученные по трём точкам (обратная синхронная прецессия не учитывалась). Видно, что две модели приведут в результате к различным значениям коэффициентов жёсткости.

Можно отметить, что для более узкого диапазона частот квадратичная и линейная модели выдадут примерно одинаковые результаты. Также видно, что использование четвертой частоты приведёт к дополнительным изменениям в значениях динамических коэффициентов. Это говорит о зависимости коэффициентов жёсткости и демпфирования от частоты возбуждения.

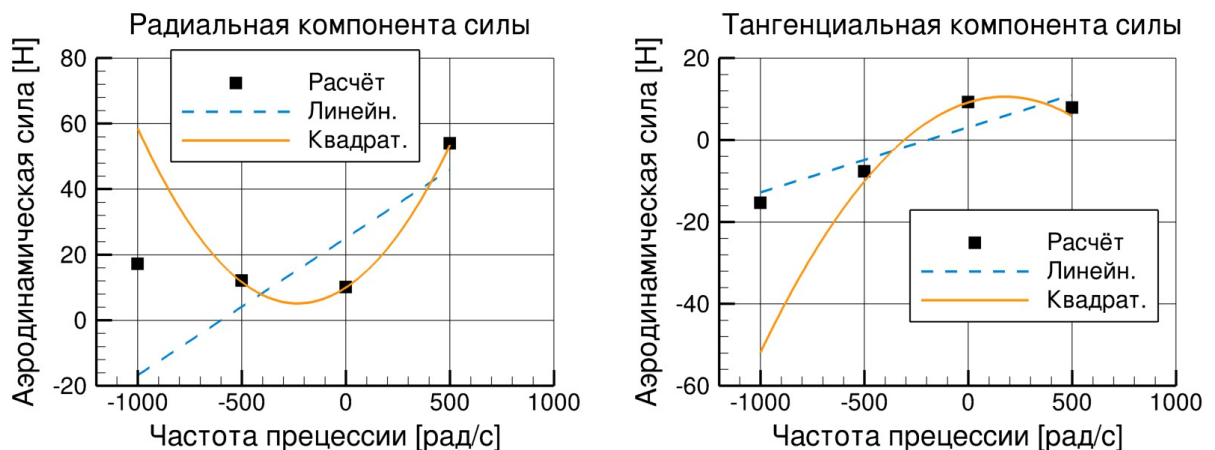


Рис. 5.14. Радиальная и тангенциальная компоненты силы в лабиринтном уплотнении в зависимости от частоты прецессии ротора

## Лабиринтное уплотнение с 20 гребешками

Влияние квадратичной динамической модели было также проанализировано для сквозного лабиринтного уплотнения с 20-тью гребешками на статоре (см. раздел 6.1.2).

Динамические коэффициенты определяются с помощью частотного метода круговой прецессии. На рис. 5.15 показано изменение приведённых сил  $F/e$  в зависимости от частоты прецессии. Результаты представлены для следующей рабочей точки: коэффициент давления 35%, скорость вращения 15200 об/мин, среднее значение коэффициента начальной закрутки газа. Пересечение линий с осью ординат даёт коэффициенты жёсткости, а величина наклона линий соответствует коэффициентам демпфирования.

Несмотря на то, что расчётные данные демонстрируют нелинейный характер, использование линейно динамической модели без коэффициентов инерции приводит к приемлемой аппроксимации в данном частотном диапазоне. С другой стороны, как это может быть видно на рис. 5.15, использование только прямой или только обратной прецессии приведёт к заметным отличиям в расчётных значениях коэффициентов демпфирования.

В табл. 5.7 приведены для сравнения динамические коэффициенты длинного лабиринтного уплотнения, рассчитанные с использованием различных наборов частот прецессии, показанных на рис. 5.15. В первом столбце табл. 5.7 сведены значения частоты прецессии, использованные при определении. Результаты демонстрируют, что расширение частотного диапазона приводит к увеличению прямой жёсткости (по абсолютной величине) и перекрёстного демпфирования, но к уменьшению перекрёстной жёсткости и прямого демпфирования. Перекрёстные жёсткость и демпфирование обнаруживают наибольший разброс, превышающий 20%. Стоит также отметить, что исключение случая нулевой частоты прецессии не приводит к изменению в расчётных значениях динамических коэффициентов.

Дополнительно для сравнения в табл. 5.8 приведены динамические коэффициенты длинного лабиринтного уплотнения, рассчитанные с ис-

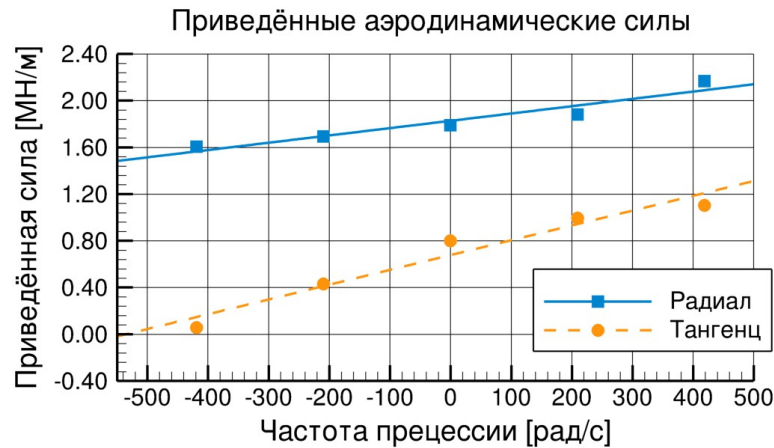


Рис. 5.15. Приведённые аэродинамические силы в 20-ти гребешковом уплотнении в зависимости от частоты прецессии

Таблица 5.7. Влияние частоты прецессии на расчётные динамические коэффициенты 20-ти гребешкового уплотнения

$\Omega$ об/мин	$K_{xx}$ [МН/м]	$K_{xy}$ [МН/м]	$C_{xx}$ [кН·с/м]	$C_{xy}$ [кН·с/м]
0	-1.789	0.800	—	—
0, $\pm 2000$	-1.788	0.742	1.345	0.448
$\pm 2000$	-1.787	0.713	1.345	0.448
0, $\pm 2000$ , $\pm 4000$	-1.827	0.677	1.267	0.626
$\pm 2000$ , $\pm 4000$	-1.836	0.647	1.267	0.626

Рабочая точка: 35%, 15200 об/мин, средняя закрутка

пользованием квадратной динамической модели с учётом коэффициентов инерции  $M_{xx}$  и  $M_{xy}$  из ур. (4.32). Коэффициенты инерции принимают в данном случае очень малые значения. Наличие квадратного члена практически не влияет на коэффициенты жёсткости и демпфирования.

#### 5.3.4. Сравнение моделей пористой среды

Выражения для линейных и квадратичных коэффициентов сопротивления моделей пористой среды (М-1, М-2 и М-3), используемые в работе, приведены в разделе 3.3.2.

Сравнение коэффициентов сопротивления моделей пористой среды из [115; 116] (модель М-1) и из [390] (модель М-2) с моделью М-3 пока-

Таблица 5.8. Динамические коэффициенты 20-ти гребешкового уплотнения, рассчитанные с использованием квадратичной модели

$\Omega$ об/мин	$M_{xx}$ [Н·с <sup>2</sup> /м]	$M_{xy}$ [Н·с <sup>2</sup> /м]	$K_{xx}$ [МН/м]	$K_{xy}$ [МН/м]	$C_{xx}$ [кН·с/м]	$C_{xy}$ [кН·с/м]
0, ±2000	-0.03	-2.0	-1.789	0.800	1.345	0.448
0, ±2000, ±4000	0.64	-1.1	-1.771	0.778	1.267	0.626

Рабочая точка: 35%, 15200 об/мин, средняя закрутка

зано на рис. 5.16. Функции коэффициентов сопротивления приведены в логарифмическом масштабе в зависимости от пористости для двух щёточных уплотнений В-1 и В-3.

Для направлений  $n$  и  $z$ , перпендикулярных волокнам, модель М-3 показывает более высокие коэффициенты сопротивления. В направлении вдоль волокон  $s$  модель М-3 лежит между моделями М-1 и М-2, но в зоне малой пористости вновь демонстрирует наибольшие значения.

В табл. 5.9 представлены результаты по калибровке трёх пористых моделей для двух щёточных уплотнений (В-1 и В-3). Калибровка осуществлялась по экспериментальному значению расхода для одного перепада давления путём изменения толщины щёточного пакета. Для щёточного уплотнения В-1, устанавливаемого с номинальным радиальным зазором, также использовалось значение экспериментальной оценки величины остаточного зазора. Расчёты выполнены с использованием базовой ВГД-модели для уплотнительной конфигурации SSB.

Результаты в табл. 5.9 состоят из значений толщины щёточных пакетов, а также соответствующих значений пористости  $\varepsilon$ . Пористая модель М-2 приводит к меньшим значениям толщины для обоих пакетов. Откалиброванная толщина пакета В-3 опускается даже ниже теоретически минимального значения.

Последний столбец в табл. 5.9 содержит результаты альтернативной калибровки модели М-1. В этом случае рабочая толщина щёточного пакета взята из модели, учитывающей дискретную структуру ЩУ (см. раздел 3.4.4). Калибровка выполнялась путём изменения коэффициентов сопротивления напрямую. Результатами калибровки оказались коэффициенты (2.6 для В-1 и 4.2 для В-3), на которые необходимо умно-

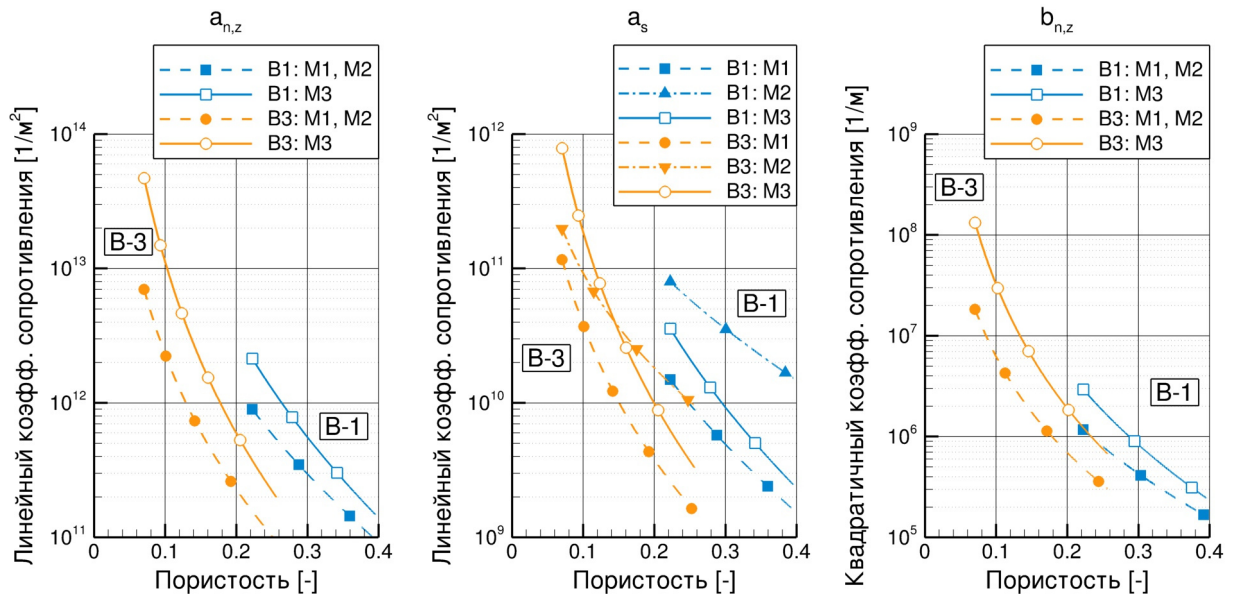


Рис. 5.16. Коэффициенты сопротивления трёх моделей пористой среды

Таблица 5.9. Результаты калибровки различных пористых моделей

		$b_b^{min}$	M-1	M-2	M-3	M-1 коэфф.
B-1	$b_b$ [мм]	1.210	1.40	1.33	1.43	1.53 (2.6)
	$\varepsilon$	0.100	0.223	0.182	0.236	0.289
B-3	$b_b$ [мм]	1.662	1.68	1.64	1.75	1.85 (4.2)
	$\varepsilon$	0.105	0.115	0.093	0.153	0.196

жить  $a_{n,z}$ ,  $a_s$  и  $b_{n,z}$  для получения экспериментального значения расхода.

В целом можно отметить, что отличия в приведённых анизотропических моделях пористой среды являются незначительными, и все три модели могут быть успешно использованы для расчёта расходных характеристик щёточных уплотнений. Однако использование модели M-3 приводит в изученных случаях к более реалистичным значениям откалиброванной толщины щёточного пакета.

Также был выполнен анализ изменения расчётного значения расхода при варьировании толщиной щёточного пакета и остаточным радиальным зазором. Использовалась модель пористой среды M-2 в конфигурациях щёточно-лабиринтных уплотнений BSS-2A и BSS-2C. Результаты анализа в относительной форме показаны на рис. 5.17.

Расчёты выполнены для калибровочной точки. При варьировании



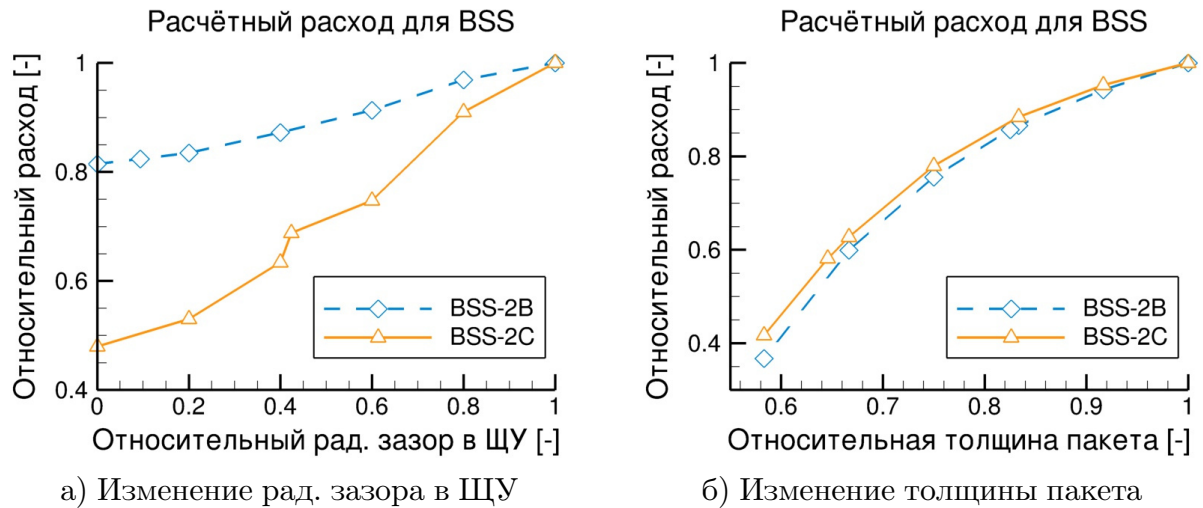


Рис. 5.17. Эффе́кт изменения размеров пористой зоны на расход ЩУ

одного параметра значения второго параметра оставалось постоянным.

Как и ожидалось, оба параметра значительно влияют на расход в уплотнении. Однако чувствительность значения расхода к величине остаточного радиального зазора значительно отличается между щёточными уплотнениями В-2А (тонкая проволока) и В-2С (толстая проволока), тогда как функции изменения расхода в зависимости от толщины пакета практически совпадают для двух ЩУ.

Обобщая полученные результаты можно отметить, что калибровка модели пористой среды, основанная на изменении толщины пакета, представляется более предпочтительной, т. к. она приводит к единообразной характеристике для разных щёточных уплотнений.

## 5.4. Моделирование роторной системы

Моделирование роторной системы в рамках данной работы выполняется методом конечных элементов с использованием двух пакетов: коммерческого пакета для выполнения различных видов структурного анализа ANSYS Mechanical и разработанного набора программ, реализованного в системе научных расчётов MATLAB.

Проведение статического, модального и гармонического анализов роторной системы сводится к решению задач линейной алгебры. Нахождение решения при этом выполняется с использованием различных эф-

фективных методов, встроенных в MATLAB и ANSYS (см., например, [15]).

Задачи статического и гармонического анализа сводятся к решению системы линейных алгебраических уравнений. В модальном анализе решается задача на собственные значения. Как отмечалось в главе 4, для нахождения собственных частот динамической системы необходимо решить либо задачу на собственные значения второго порядка, либо обобщённую задачу на собственные значения первого порядка.

#### 5.4.1. Прямое численное интегрирование

Уравнения движения вала общего вида после дискретизации методом конечных элементов представляют собой систему обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка по времени с соответствующими начальными условиями (см. раздел 4.2.2):

$$\begin{cases} \mathbf{M}\ddot{u} + (\mathbf{G} + \mathbf{C})\dot{u} + \mathbf{K}u = F, \\ \text{НУ: } u(t_0) = u_0, \quad \dot{u}(t_0) = v_0. \end{cases} \quad (5.1)$$

Для решения такой системы уравнений существует целый ряд численных методов, каждый из которых обладает определёнными достоинствами и недостатками. В зависимости от выбранного метода исходная система обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка заменяется на эквивалентную задачу Коши для системы обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка.

Методы решения могут быть разделены на класс явных и класс неявных методов. Привлекательными являются безусловно устойчивые схемы интегрирования.

Явные методы не приводят к решению системы линейных алгебраических уравнений на каждом временном шаге. Такие методы используют дифференциальное уравнение в момент времени  $t$  для предсказания решения в момент  $(t + \Delta t)$ . Для большинства реальных систем требуется очень малый шаг по времени для получения устойчивого решения с удовлетворительной точностью. Поэтому все явные методы являются условно устойчивыми по отношению к размеру временного шага.

Неявные методы пытаются удовлетворять исходному дифференциальному уравнению в момент времени  $t$  после получения решения для момента  $(t - \Delta t)$ . В этих методах необходимо решать систему линейных алгебраических уравнений на каждом временном шаге. Однако неявные методы позволяют использовать более высокие шаги во времени по сравнению с явными методами. Неявные методы могут быть условно и безусловно устойчивыми. В [271] приведены некоторые результаты по анализу явных и неявных схем интегрирования применительно к нелинейному анализу динамической системы «ротор–опоры–статор».

Среди методов для прямого численного интегрирования уравнений движения вала может отметить численные методы из семейства методов Рунге-Кутты, методы Адамса, Ньюмарка, Хуболта и др.

Широко распространенным классом методов для решения задачи Коши являются методы Рунге-Кутты. Одним из недостатков данного класса методов является необходимость вычисления правой части уравнения (т. е. силовых факторов, действующих на вал) в неузловых точках  $t_i$ . Это приводит к значительному увеличению вычислительных затрат, если силовые факторы (например, реакции в подшипниках и уплотнениях) определяются с помощью других численных методов (случай связанной задачи). Проблемы с использованием методов Рунге-Кутты также могут возникать при решении жёстких систем уравнений.

Методы Адамса-Башфорта относятся к подклассу явных методов семейства многошаговых конечно-разностных методов Адамса. Одним из преимуществ многошаговых методов является меньшее количество вычислений правых частей уравнений за один шаг интегрирования при одном и том же порядке метода. Основными недостатками данных методов являются невозможность самостартования (для первых нескольких точек  $t_i$  решение задачи на начальные значения необходимо находить каким-либо другим методом), а также трудности при реализации алгоритма для случая автоматического изменения шага интегрирования.

Метод Хуболта является аналогом метода центральных разностей, в котором для аппроксимации скоростей и ускорений применяются конечно-разностные выражения в перемещениях [4]. В зависимости от номера итерации используются различные разностные формулы экстра-

поляции, т. е. метод обладает возможностью самостартования.

## Метод Ньюмарка

К настоящему времени семейство одношаговых методов, предложенное Ньюмарком, нашло широкое применение в динамическом анализе различных инженерных объектов. Многие работы посвящены модификациям и улучшению методов Ньюмарка [135; 354].

В приложении метода Ньюмарка к ур. (5.1) выражения для определения перемещений, скоростей и ускорений узлов вала на новой итерации по времени имеют вид [379]:

$$\begin{cases} \mathbf{K}_{eff} u_{i+1} = F_{eff}, \\ \dot{u}_{i+1} = \dot{u}_i + a_6 \ddot{u}_i + a_7 \ddot{u}_{i+1}, \\ \ddot{u}_{i+1} = a_0 (u_{i+1} - u_i) - a_2 \dot{u}_i - a_3 \ddot{u}_i. \end{cases} \quad (5.2)$$

Матрица  $\mathbf{K}_{eff}$  и вектор правой части  $F_{eff}$  в ур. (5.2) вычисляются следующим образом:

$$\begin{aligned} \mathbf{K}_{eff} &= \mathbf{K} + a_0 \mathbf{M} + a_1 (\mathbf{G} + \mathbf{C}), \\ F_{eff} &= F + \mathbf{M} (a_0 u_i + a_2 \dot{u}_i + a_3 \ddot{u}_i) + (\mathbf{G} + \mathbf{C}) (a_1 u_i + a_4 \dot{u}_i + a_5 \ddot{u}_i), \end{aligned} \quad (5.3)$$

где элементы в  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{G}$ ,  $\mathbf{C}$ ,  $\mathbf{K}$ ,  $F$  определяются при необходимости на каждой временной итерации.

Значения коэффициентов  $a_i$  рассчитываются как:

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{1}{\beta \Delta t^2}, \quad a_1 = \frac{\gamma}{\beta \Delta t}, \quad a_2 = \frac{1}{\beta \Delta t}, \quad a_3 = \frac{1}{2\beta} - 1, \\ a_4 &= \frac{\gamma}{\beta} - 1, \quad a_5 = \frac{\Delta t}{2} \left( \frac{\gamma}{\beta} - 1 \right), \quad a_6 = \Delta t (1 - \gamma), \quad a_7 = \gamma \Delta t. \end{aligned} \quad (5.4)$$

Параметры  $\beta$  и  $\gamma$  определяют устойчивость и точность алгоритма. Использование значений  $\beta = 1/4$ ,  $\gamma = 1/2$  делает метод безусловно устойчивым (для линейных систем) и не вносит в решение ошибок «численного демпфирования». При таких параметрах метод Ньюмарка также называют методом усреднения по ускорению [59].

Вектор ускорения для начальной итерации определяется из следующей системы уравнений:

$$\mathbf{M} \ddot{u}_0 = F - (\mathbf{G} + \mathbf{C}) \dot{u}_0 - \mathbf{K} u_0. \quad (5.5)$$

#### 5.4.2. Пакеты MRACE, RACE и RACE3D

##### Пакет MRACE

Набор программ MRACE реализован в системе научных и инженерных расчётов MATLAB. В основе пакета MRACE лежит балочная модель роторной системы, описанная в разделе 4.2.2.

Конфигурация и параметры роторной системы задаются в текстовом файле, который передаётся в программу MRACE. Файл содержит нижеследующие основные разделы.

- Геометрия вала: число секций, осевые размеры секций, внутренние и внешние радиусы сечений.
- Свойства материала вала: плотность, модуль Юнга, коэффициент Пуассона.
- Информация о рабочих колёсах: число колёс, положение по оси вала, массово-инерционные характеристики (масса, моменты инерции), действующие силы (крутящий момент, гироскопический момент, сила дисбаланса), тип конечного элемента (точечный или жёсткий одномерный).
- Информация об опорах: число опор, положение по оси вала, коэффициенты жёсткости и демпфирования.
- Скорость вращения вала.

В приложении Б приведены в качестве примеров, а также для иллюстрации используемой структуры и формата ввода данных, файлы для роторной системы турбовинтового двигателя, рассмотренного в главе 4.

Программа также поддерживает работу с многовальными системами (как отдельные роторные системы без связей, так и со связями, которые описываются дополнительными коэффициентами жёсткости). Параметры для конечно-элементного анализа (виды расчётов, тип балочного элемента, максимальная длина балочного элемента, длина вектора частот для построения диаграммы Кэмпбелла и проведения гармонического анализа, шаг по времени для прямого численного интегрирования уравнений движения и др.) задаются напрямую в отдельном блоке программы MRACE.

Решение систем уравнений при проведении статического, модального и гармонического анализов выполняется с помощью встроенных функций MATLAB. Для решения задачи на собственные значения используются функции `eig` (обобщённая задача первого порядка) и `polyeig` (задача второго порядка). Конкретный алгоритм решения уравнений зависит от структуры конечно-элементных матриц.

В качестве основного метода для выполнения моделирования переходного процесса в пакете MRACE используется собственная реализация метода Ньюмарка. Также имеется возможность использовать встроенные функции MATLAB (`ode45`, `ode15s` и др.).

Все получаемые результаты сохраняются в отдельный файл. Пакет MRACE также содержит функции для анализа результатов: графическое представление балочной модели и форм колебаний, автоматическое определение критических частот из диаграммы Кэмпбелла, функции для анализа результатов прямого численного интегрирования, построение каскадных диаграмм, экспорт результатов для последующего анализа и графического представления.

## Пакет RACE

Программа RACE представляет собой набор скриптов для пакета ANSYS Mechanical, написанных на внутреннем языке APDL. Для ввода исходных данных роторной системы используется единый текстовый файл, формат которого описан выше. Прочие параметры, необходимые для проведения расчётов, задаются в отдельном блоке пакета RACE. Па-

кет RACE является альтернативой пакету MRACE и представляет базис для сравнения результатов динамического анализа роторных систем.

Построение конечно-элементной модели роторной системы, выполнение различных расчётов и вывод результатов проводится в RACE в полностью автоматическом режиме. Все необходимые результаты сохраняются в текстовых файлах для последующего анализа. Также есть возможность сохранять графические файлы с результатами (формы колебаний, диаграммы Кэмпбелла и т. д.).

В пакете RACE реализована балочная модель роторной системы. В качестве балки используется конечный элемент BEAM189. Имеется возможность моделировать конические секции валов. Для описания опор используется элемент COMBI214. Диски описываются как точечные массы с помощью элемента MASS21. Жёсткие дисковые элементы создаются с помощью команды CERIG. Все типы расчётов выполняются в стационарной системе отсчёта с учётом эффекта Кориолиса.

Для прямого численного интегрирования уравнений движения пакет ANSYS также использует метод Ньюмарка.

### **Пакет RACE3D**

Программа RACE3D является расширением набора скриптов RACE для пакета ANSYS Mechanical.

В RACE3D вместо балочной модели строится трёхмерная симметричная модель роторной системы с эквивалентными дисковыми элементами (см. раздел 4.2.3). Вал и диски моделируются с помощью трёхмерного конечного элемента SOLID272. Вначале скрипт создаёт сечение ротора, для которой генерируется двумерная сетка. Затем с использованием двумерной сетки определяются узлы для симметричных трёхмерных элементов с помощью команды NAXIS.

Программа RACE3D позволяет проводить модальный анализ трёхмерной роторной системы и построить диаграмму Кэмпбелла.

### 5.4.3. Анализ конечно-элементных моделей

Адекватность описанных в главе 4 конечно-элементных моделей роторной системы была подтверждена сравнением с различными теоретическими и экспериментальными результатами, взятыми из [268; 362; 363]. В разделе 4.3 приведён сравнительный анализ результатов, полученных с помощью пакетов MRACE, RACE и RACE3D для роторной системы малоразмерного турбовинтового двигателя. В данном разделе приведены результаты дополнительного анализа конечно-элементных моделей.

В табл. 5.10 показаны результаты по расчёту критических частот простой роторной системы с тремя дисками, взятой из [362; 363]. Результаты, полученные с помощью пакета MRACE, демонстрируют удовлетворительное согласование с экспериментальными и расчётными данными, приведёнными в [362; 363].

Также было проведено сравнение различных формулировок балочной модели роторной системы турбовинтового двигателя. Полученные результаты сведены в табл. 5.11 и табл. 5.12.

Результаты, полученные для роторной системы свободной турбины, приведены в табл. 5.11. Все протестированные формулировки (диск как точечная масса 0D и диск как одномерный жёсткий элемент 1D, теория Тимошенко и теория Бернулли-Эйлер, программы MRACE и RACE) демонстрируют согласованные результаты для статического, модального и гармонического анализов. Отличия между результатами являются небольшими. Хорошее согласование между отдельными формулировками связано в первую очередь с тем, что диск свободной турбины имеет

Таблица 5.10. Критические скорости трёхдискового ротора

	Критическая скорость [об/мин]		
	Измеренная [362; 363]	Расчётная [362; 363]	Расчётная MRACE
1	1830	1950	1819
2	6516	6192	6364
3	7542	7686	7877
4	нет данных	8400	8940
5	9300	10194	9849



Таблица 5.11. Влияние балочной модели на результаты анализа роторной системы свободной турбины

		MRACE Тимошенко		MRACE Бернулли-Эйлер		RACE	
		Диск 0D	Диск 1D	Диск 0D	Диск 1D	Диск 0D	Диск 1D
$m_r$ [кг]		2.324		2.324		2.324	
$\sigma_b^{max}$ [МПа]		90.33	89.75	87.01	87.56	88.88	
$\sigma_t^{max}$ [МПа]		40.27		40.27		40.36	
$\sigma_{eqv}^{max}$ [МПа]		106.55	106.06	103.75	104.25	105.39	
$\lambda$ [об/мин]	1	4093	3431	4145	3873	3993	4148
	2	8899	9303	8915	9629	8705	8996
	3	12230	11668	12407	11313	12573	12089
	4	48538	52017	49914	54668	47801	48958
	5	59973	59833	62346	61857	60051	60228
	6	85566	96295	86590	98598	85326	85534
	7	111600	111760	114440	114380	111518	111831
$n_{cr}$ [об/мин]	1	6960	7003	6968	7753	6698	7094
	2	7899	8287	7901	8932	7605	8046
	3	15929	14924	16157	14389	16370	15728
$A_d^{max}$ [мм]		0.009	0.008	0.009	0.008	0.010	0.009

относительно малую длину в осевом направлении.

Результаты сравнительного анализа различных формулировок балочной модели роторной системы газогенератора сведены в табл. 5.12. В отличие от случая свободной турбины, результаты приведены только для формулировки теории Тимошенко с одномерным жёстким диском, которые были получены с помощью программ MRACE и RACE. Колёса компрессора и турбины высокого давления являются довольно широкими в осевом направлении. Поэтому использование модели Бернулли-Эйлера и точечной модели диска приведёт к неадекватным результатам. Максимальные значения крутильных и эквивалентных напряжений находятся в хорошем согласовании между MRACE и RACE. Однако программа MRACE выдает значительно более высокие изгибные напряжения, чем программа RACE. Отличия для первых 4 собственных частот, а также критических скоростей малы.

Таблица 5.12. Влияние балочной модели на результаты анализа роторной системы газогенератора

		MRACE Тимошенко		RACE	
		Диск 1D		Диск 1D	
$m_r$ [кг]		1.038		1.038	
$\sigma_b^{max}$ [МПа]		32.43		16.48	
$\sigma_t^{max}$ [МПа]		24.23		24.28	
$\sigma_{eqv}^{max}$ [МПа]		41.96		42.05	
$\lambda$ [об/мин]	1	12269		12287	
	2	17472		17658	
	3	38964		40503	
	4	69872		68506	
	5	113010		139787	
$n_{cr}$ [об/мин]	1	14397		14447	
	2	15863		15973	
	3	41404		42522	
$A_d^{max}$ [мм]		Компрессор	Турбина	Компрессор	Турбина
		0.013	0.008	0.008	0.004

Программа MRACE выдает для колёс компрессора и турбины высокого давления более высокие значения максимальных амплитуд. Это может быть связано с тем, что программы используют неодинаковые векторы частоты возбуждения при проведении гармонического анализа. Тогда как в программе RACE используется равномерное распределение частот от нуля до номинальной скорости вращения, то в программе MRACE распределение частот является более плотным в резонансной области, т. е. там, где возникают максимальные амплитуды. Размер вектора одинаков для двух программ и для приведённых результатов составляет 120 частот.

Для роторной системы свободной турбины ТВД также получены дополнительные результаты при проведении прямого численного интегрирования уравнений движения. Расчёт, результаты которого показаны на рис. 4.14, был повторён в программе MRACE с использованием встроенных в MATLAB функций для решения задач Коши (функции

ode45 и ode15s).

Использование стандартной функции для решения задачи Коши ode45 не привело к результатам из-за слишком жёсткой системы решаемых уравнений. Применение специальной функции ode15s для жёстких систем с формулами численного дифференцирования высокого порядка, которые используются по умолчанию, привело к очень малым значениям автоматического шага по времени. Расчёт для случая отсутствия дополнительного демпфирования в модели свободной турбины с использованием ode15s оказался непрактичным. Результаты, полученные с формулами низкого порядка, продемонстрировали хорошее согласование между ode15s и методом Ньюмарка. Поэтому можно сделать вывод, что использование формул численного дифференцирования низкого порядка улучшает эффективность функции ode15s. Тем не менее время расчёта с функцией ode15s и в этом случае заметно превышает время расчёта с использованием метода Ньюмарка, реализованного в программе MRACE.

## 5.5. Экспериментальные исследования

### 5.5.1. Экспериментальные стенды

Для экспериментальных исследований различных характеристик узлов с лабиринтными и щёточными уплотнениями в рамках данной работы использовались два стенда, расположенные на кафедре энергетических систем Мюнхенского технического университета (ТУМ).

Принципиальные схемы беспрецессионного и динамического стендов ТУМ показаны на рис. 5.18. В первую очередь экспериментальные стенды используются для изучения расходных характеристик и динамических коэффициентов уплотнений.

Отличиями двух стендов являются компоновка роторной системы, диапазон рабочих параметров, методика измерений сил, возникающих в каналах уплотнений.

В беспрецессионном стенде короткий жёсткий ротор опирается на подшипники качения. Схема стенда обеспечивает отсутствие вибраций

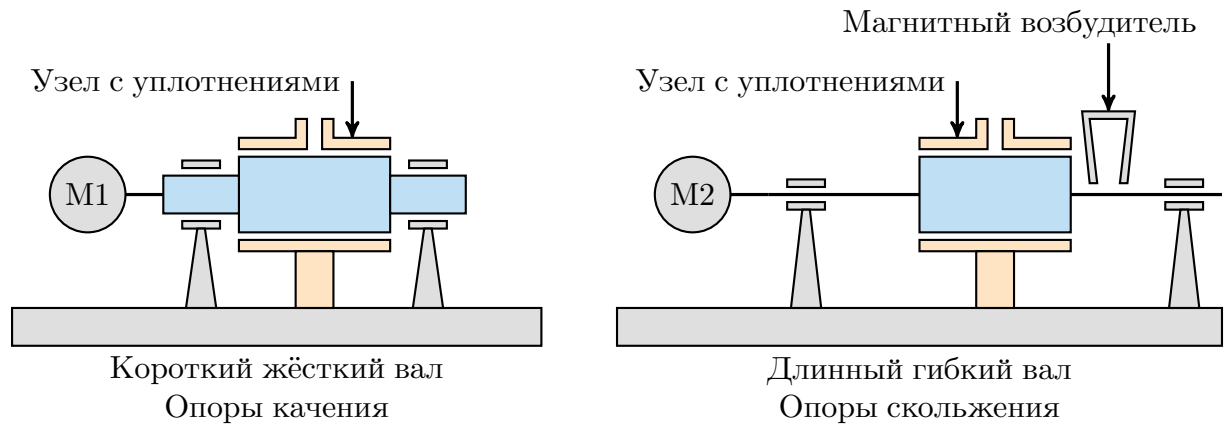


Рис. 5.18. Схемы беспрецессионного (слева) и динамического (справа) стенов для исследования уплотнений

(прецессии) вала при проведении экспериментальных исследований. Измерения выполняются для варьируемых значений статического эксцентриситета вращающегося вала. Аэродинамические силы, возникающие в каналах уплотнений, определяются путём численного интегрирования распределений давления газа, измеренных в окружном направлении в двух камерах исследуемого уплотнительного узла.

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

Ниже приведено описание беспрецессионного и динамического экспериментальных стенов ТУМ. Дополнительная информация по стендам может быть найдена в [381; 383]. Информационно-измерительная система экспериментальных стенов построена в программном окружении LabVIEW с использованием различных модулей NI, а также другого измерительного оборудования (см. ниже).

Основные рабочие параметры двух экспериментальных установок сведены в табл. 5.13.

Верхние границы допустимых рабочих параметров для динамического стенда в значительной степени зависят от поведения тестируемого уплотнения. Ограничения связаны с силами, возникающими в уплотне-

Таблица 5.13. Рабочие параметры экспериментальных стендов ТУМ

		Беспрецессионный	Динамический
Давление на входе в уплотнение	МПа	0.1 – 1.2	0.1 – 1.2*
Входная закрутка газа	м/с	100 – 300	100 – 300*
Скорость вращения вала	об/мин	0 – 12000	500 – 1500*
Относ. эксцентриситет вала	—	0 – 1	—

\*Верхняя граница зависит от характеристик тестируемого уплотнения

ниях при прецессии вала, и возможностями магнитного возбудителя. Например, максимально допустимое давление во входной камере может составлять 0.25 МПа при тестировании отдельных видов щёточных уплотнений (см. ниже).

Процедура идентификации динамических коэффициентов уплотнений на экспериментальных стендах базируется на описанной в главе 4 упрощённой динамической модели уплотнительного узла, включающей в себя четыре независимых динамических коэффициента жёсткости и демпфирования:

$$\begin{cases} F_r/e = -K_{xx} + C_{xy}\Omega, \\ F_t/e = K_{xy} - C_{xx}\Omega. \end{cases} \quad (5.6)$$

### 5.5.2. Беспрецессионный стенд на жёстких опорах

Схема основной части беспрецессионного стенда ТУМ показана на рис. 5.19. Симметричный короткий жёсткий ротор опирается на подшипники качения, которые представляют собой высокоточные, закрытые шарикоподшипники с пластичной смазкой, установленные в паре.

В средней части роторной системы располагается узел с тестируемыми уплотнениями. В качестве привода используется электродвигатель постоянного тока с максимальной скоростью вращения 20000 об/мин. Максимальная скорость вращения вала экспериментального стенда ограничивается подшипниками качения и составляет 12000 об/мин.

Узел с тестируемыми уплотнениями выполнен по симметричной схеме и состоит из кожуха подачи воздуха, расположенного по центру, и двух идентичных уплотнений, расположенных по обе стороны кожуха.

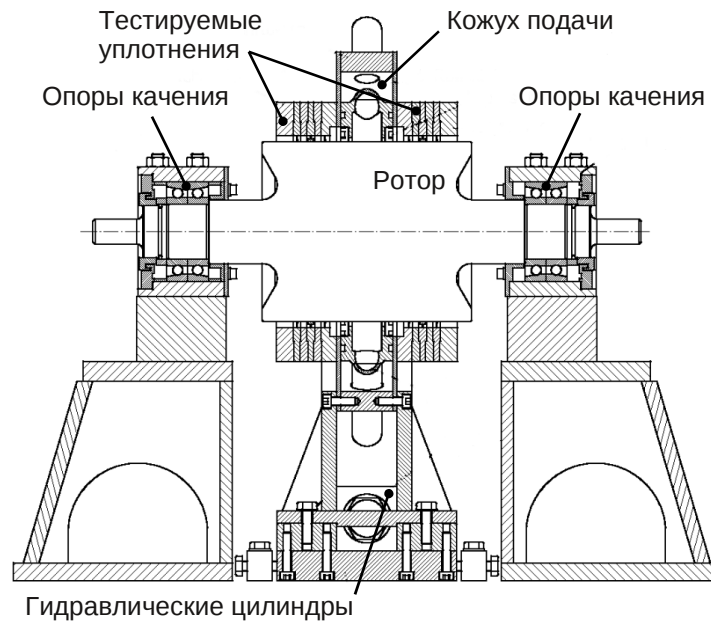


Рис. 5.19. Схема беспрецессионного стенда ТУМ

Тестируемый узел размещен на горизонтальной плите, оснащённой системой гидравлических цилиндров. Гидравлические цилиндры позволяют перемещать статор (т. е. узел с тестируемыми уплотнениями и кожухом подачи) в горизонтальном направлении. Гидравлические цилиндры используются для установки заданного значения статического эксцентриситета статора по отношению к ротору. Точность установки эксцентриситета контролируется с помощью датчиков перемещений, расположенных в различных плоскостях в корпусе статора.

Нагрев подшипников качения при проведении эксперимента может привести к заметным отклонениям в выставленном положении ротора относительно статора. Температура подшипников непрерывно контролируется с помощью термопар. Во избежание перегрева опор используется система воздушного охлаждения узлов подшипников качения.

Общая компоновка узла с тестируемыми уплотнениями показана на рис. 5.20. Сжатый воздух подается по центру тестируемого узла во входную камеру через каналы кольца закрутки. В зависимости от значений параметров клапанов воздушной магистрали часть подаваемого воздуха выпускается через каналы тестируемых уплотнений в окружающую среду, оставшаяся часть попадает обратно в систему через отводной ка-

нал (см. рис. 5.21).

Кольцо закрутки во входной камере имеет 40 отверстий, через которые закрученный поток воздуха под давлением попадает во входную камеру (см. рис. 5.21б). Для проведения экспериментальных исследований используется одно кольцо с постоянным углом наклона входных отверстий. Однако конфигурация воздушной магистрали стенда позволяет варьировать входную закрутку потока в пределах 100...300 м/с вне зависимости от давления во входной камере (см. ниже).

Схема воздушной магистрали экспериментального стенда показана на рис. 5.22. Сжатый воздух поступает из внешней магистрали. Давление в воздушной магистрали стенда контролируется с помощью клапана (1). Два пропускных клапана (2) используются для регулировки массового расхода поступающего воздуха, что необходимо при работе с уплотнениями с сильно отличающимися расходными характеристиками (например, лабиринтные уплотнения и контактные щёточные уплотнения). Датчик расхода (3) расположен во входной части воздушной магистрали перед системой генератора закрутки газа. В зависимости от ожидаемой расходной характеристики используется один из двух имеющихся датчиков, которые отличаются диапазонами работы. Для гашения возможных скачков давления во внешней и внутренней магистралях используется воздушный резервуар (4) ёмкостью 500 литров.

В зависимости от параметров регулирующих клапанов (6) часть воздуха направляется в тестируемый узел, а другая часть остаётся в системе генератора начальной закрутки. Циркуляция воздуха в системе генератора закрутки осуществляется с помощью компрессора (5). Комбинация регулирующих клапанов (6) и компрессора (5) позволяет устанавливать величину закрутки потока, входящего в уплотнения, вне зависимости от входного давления и с использованием лишь одного кольца закрутки газа.

При проведении измерения расхода через уплотнение необходимо вначале достигнуть стационарного режима, при котором из внешней магистрали во внутренний контур поступает только та часть воздуха, которая была потеряна как расход через два одинаковых уплотнения.

Беспрецессионный стенд оснащён различным оборудованием для

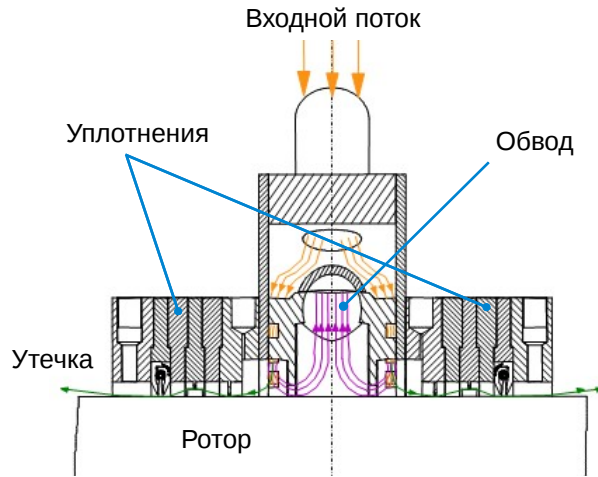
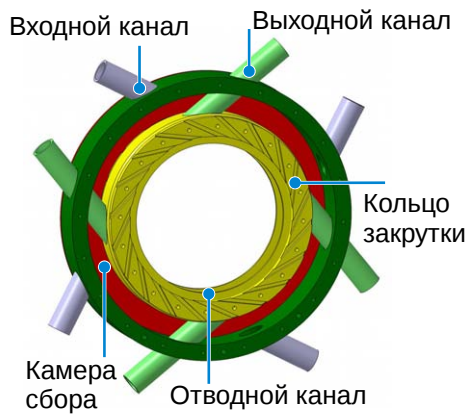


Рис. 5.20. Компоновка тестируемого узла и схема течения



а) Схема кожуха подачи

б) Фотография входного кольца закрутки

Рис. 5.21. Компоновка кожуха подачи и входной камеры

измерения положения вала в пространстве, давлений и температур в камерах уплотнений, полного давления во входной камере, давления окружающей среды и расхода воздуха. Стандартная схема расположения датчиков в тестируемом уплотнении показана на рис. 5.23.

В двух камерах уплотнительного узла измеряется окружное распределение статического давления на поверхности статора по десяти точкам на камеру. Первоначально на стенде использовалась система барабанного типа фирмы Scanivalve, основанная на использовании одного датчика давления и последовательном опросе всех точек замера (всего 48 позиций). После проведённой модификации стендов используются два модуля PSI 9116 многоканальной системы фирмы Pressure



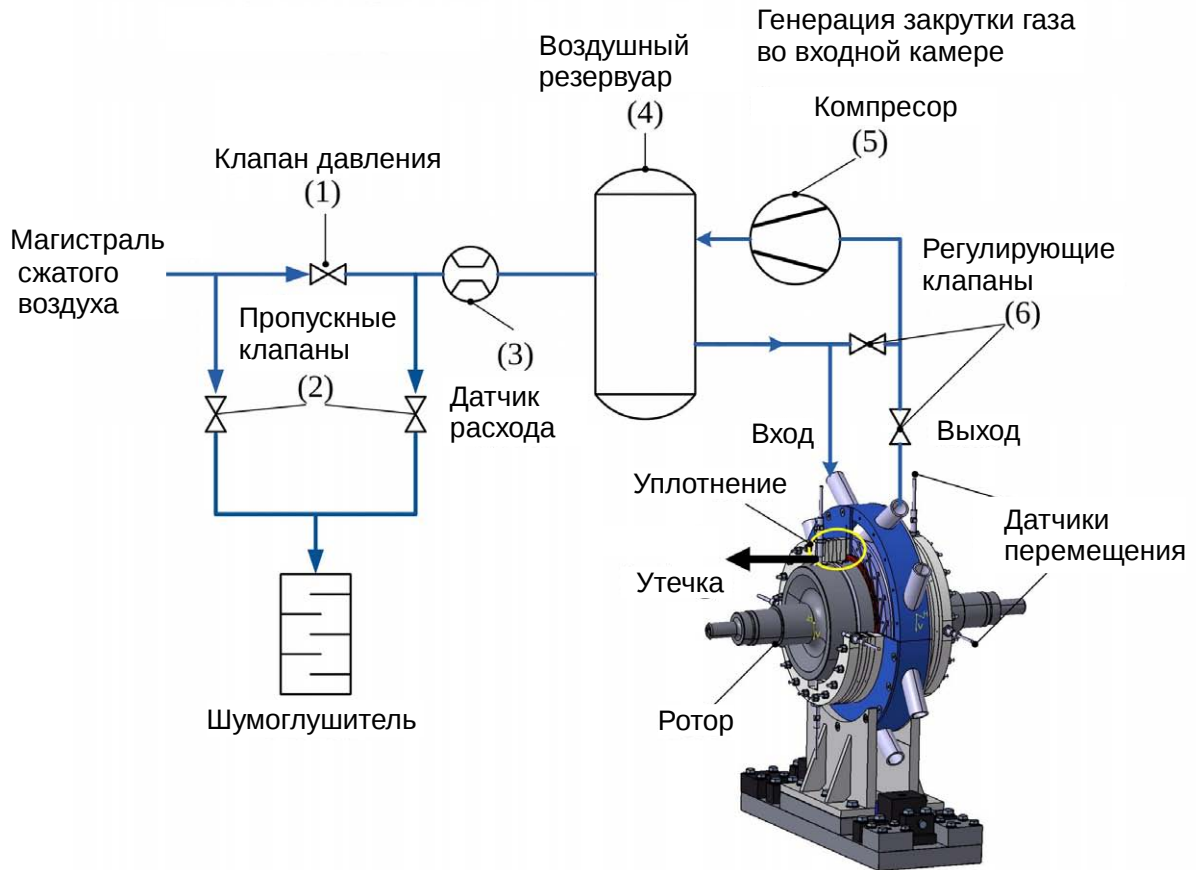


Рис. 5.22. Схема подачи сжатого воздуха

Systems с 32-мя датчиками давления, что позволило проводить параллельные измерения на всех позициях с более высокой точностью.

Во входной камере измеряется статическое и динамическое давления, значения которых используются для определения давления и закрутки потока воздуха перед входом в уплотнение. Динамическое давление измеряется с помощью трубки Пито. Величина статического давления во входной камере осредняется из показаний четырёх датчиков, распределённых в окружном направлении.

Индуктивные датчики положения Brüel & Kjær IN081 расположены в выходной камере уплотнения и используются для контроля за эксцентриситетом вала.

Для измерения расхода через конфигурацию, состоящую из двух идентичных уплотнений, используются два кориолисовых расходомера фирмы Rheonik с различными диапазонами измерения, которые ис-

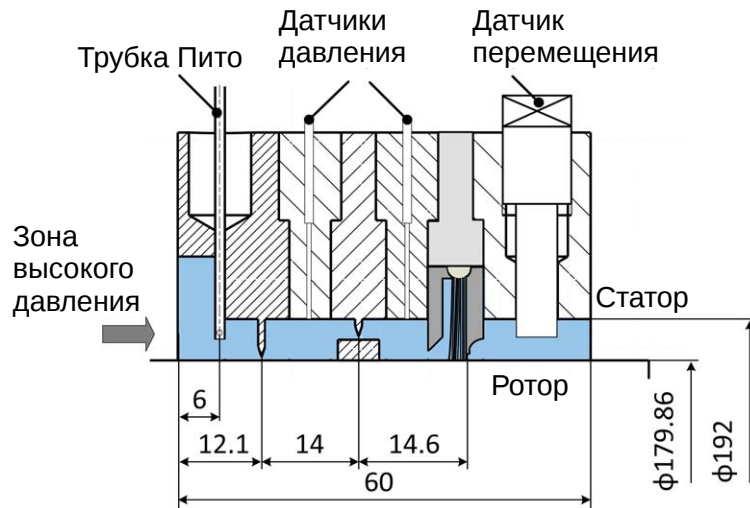


Рис. 5.23. Схема расположения датчиков в тестируемом уплотнении

пользуются в зависимости от ожидаемого расхода тестируемого уплотнения. Расход через уплотнения получается делением измеренной величины пополам.

На беспрецессионном стенде могут быть определены только так называемые локальные динамические коэффициенты прямой и поперечной жёсткости. Жёсткая компоновка роторной системы стенда не позволяет возникнуть прецессии вращающегося ротора.

Динамическая модель уплотнения из ур. (5.6) принимает в этом случае следующий вид ( $\Omega = 0$ ):

$$\begin{cases} F_r/e = -K_{xx}, \\ F_t/e = K_{xy}. \end{cases} \quad (5.7)$$

Радиальная и тангенциальная компоненты аэродинамической реакции уплотнения определяются путём численного интегрирования распределений давления по окружности статора, полученных экспериментально в двух камерах уплотнения. Распределение давления измеряется по десяти точкам в вертикальной плоскости, расположенной посередине каждой камеры.

Одним из допущений методики определения локальных коэффициентов жёсткости на беспрецессионном стенде является предположение постоянства окружного распределения давления вдоль оси камеры.

Принимая  $t$  за длину камеры, компоненты силы определяются как:

$$\begin{aligned} F_x &= F_x^1 + F_x^2, & F_x^{1,2} &= -Rt \int_0^{2\pi} p^{1,2}(\varphi) \cos \varphi \, d\varphi, \\ F_y &= F_y^1 + F_y^2, & F_y^{1,2} &= -Rt \int_0^{2\pi} p^{1,2}(\varphi) \sin \varphi \, d\varphi. \end{aligned} \quad (5.8)$$

Зная значение статического эксцентриситета вала и определив силы, можно определить прямой и перекрёстный коэффициенты жёсткости из ур. (5.7). Стандартная процедура идентификации локальных коэффициентов жёсткости включает в себя измерения при различных эксцентриситетах вала (используются от трёх до пяти значений). Окончательные значения коэффициентов жёсткости определяются путём аппроксимации зависимости силы от эксцентриситета с помощью метода наименьших квадратов.

На рис. 5.24 показаны для примера экспериментальные распределения давлений в одной из камер уплотнения при трёх различных значениях эксцентриситета вала.

Вследствие того, что для определения сил, возникающих в уплотнении, используется только давление в камерах, измеренное в одной плоскости, для коэффициентов жёсткости, полученных на беспрецессионном стенде, используется термин **«локальные коэффициенты жёсткости»**. Наряду с допущением о постоянстве давлении в осевом направлении в камерах, области гребешков и щёточных пакетов, а также входная и выходная камеры не учитываются при определении аэродинамических сил на беспрецессионном стенде.

Предположение о постоянном или малом изменении давления в камерах уплотнения в осевом направлении может являться некорректным для некоторых уплотнений и приносить с собой значительную погрешность. Количественный анализ данной погрешности приведён в соответствующем разделе работы (см., также, [297; 381]).

Основным назначением беспрецессионного стенда является исследование расходных характеристик уплотнений в зависимости от раз-

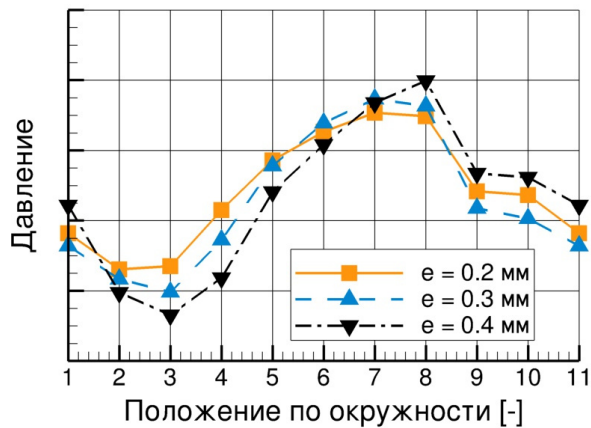


Рис. 5.24. Распределение давления в камере уплотнения при различных положениях вала

личных параметров. Несмотря на указанные особенности локальных коэффициентов жёсткости, экспериментальные значения, получаемые на беспрецессионном стенде, являются полезными при сравнения различных типов уплотнений и проверки адекватности и точности расчётных моделей.

### 5.5.3. Динамический стенд на податливых опорах

Динамические и беспрецессионный стенды используют один и тот же тестируемый узел и одну и ту же воздушную магистраль, т. е. при проведении экспериментальных исследований происходит переключение работы с одного стенда на другой. Компонировка тестируемого узла с двумя идентичными уплотнениями и воздушная магистраль описаны в разделе 5.5.2 (см. рис. 5.20 и рис. 5.22). Схема динамического стенда ТУМ показана на рис. 5.25.

В отличие от беспрецессионного стенда, роторная система динамического стенда состоит из легкого ротора, изготовленного из алюминия; длинного гибкого вала диаметром 25 мм, посередине которого установлен ротор; и двух подшипников скольжения. Такая компоновка позволяет ротору прецессировать в зазоре тестируемых уплотнений. Отсюда происходит и название динамического стенда.

В качестве подшипников скольжения используются гидростатические масляные подшипники. Величина межопорного расстояния для ро-

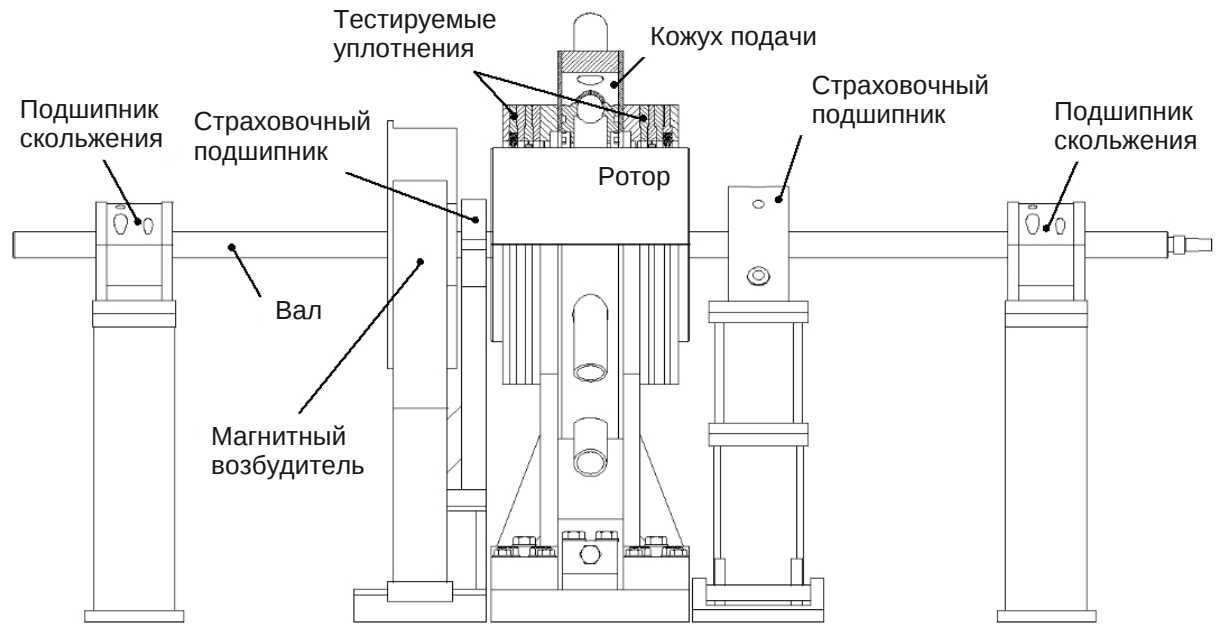


Рис. 5.25. Схема динамического стенда

торной системы может быть изменена в небольшом диапазоне. Вал с ротором соединён с электродвигателем через дополнительный торсионный вал для исключения влияния двигателя на динамику системы, а также предотвращения поломки электродвигателя при проведении экспериментов. В качестве привода используется асинхронный электродвигатель с частотным преобразователем.

Принцип проведения исследований на динамическом стенде основан на использовании магнитного возбудителя. С помощью магнитного возбудителя на ротор прикладываются силы бесконтактным способом в двух перпендикулярных направлениях. Возбудитель представляет собой магнитный подшипник, изготовленный специально для данного динамического стенда. Силы прикладываются в тангенциальном и радиальном направлениях к поверхности ротора. Два страховочных подшипника предотвращают контакт ротора с элементами статора тестируемого узла и магнитного подшипника при возникновении вибраций с большой амплитудой.

Для выполнения измерений, установления рабочего режима и контроля при проведении экспериментальных исследований используется информационно-измерительная система на основе LabVIEW, аналогич-

ная системе беспрецессионного стенда. Система управления магнитным возбудителем представляет собой отдельный модуль, управление которым выполняется частично вручную. Индуктивные датчики положения Brüel & Kjør, установленные в магнитный возбудитель, применяются в системе управления электромагнитными силами. Используемый магнитный возбудитель требует процедуры калибровки.

Как отмечалось выше, рабочие параметры, с которыми могут быть произведены измерения на динамическом стенде, (в первую очередь, давление на входе в уплотнение) зависят от устойчивости роторной системы стенда, т. е. зависят, в том числе, от динамических характеристик тестируемых уплотнений. Диапазон рабочих параметров динамического стенда заметно уже диапазона беспрецессионного стенда. Максимальная скорость вращения ротора ограничивается первой критической скоростью, которая составляет около 1800 об/мин.

Магнитный возбудитель является основным фактором, ограничивающим диапазон возможных рабочих параметров динамического стенда. Это связано с тем, что при высоких давлениях и/или скоростях вращения ротора возможности магнитного возбудителя не позволяют компенсировать силы, возникающие в уплотнениях.

Метод идентификации динамических коэффициентов жёсткости и демпфирования уплотнений на динамическом стенде основан на определении границы устойчивости всей системы при её возбуждении [387].

Тангенциальная сила возбуждения, прикладываемая через магнитный возбудитель, выводит ротор на границу устойчивости. Момент перехода от устойчивого к неустойчивому режиму определяется через наблюдение орбиты ротора и его амплитудно-частотной характеристики. Количественным критерием служит момент перехода колебаний с некоторой частотой прецессии на колебания с частотой, равной первой собственной частоте роторной системы.

Проведение измерений на динамическом стенде проходит в два этапа. Вначале находится граница устойчивости системы без подачи давления, т. е. при отсутствии аэродинамических сил в каналах уплотнений. Второй эксперимент осуществляется под давлением, но при прочих равных рабочих параметрах. При подаче давления силы, возникаю-

щие в уплотнении, изменяют границу устойчивости системы и частоту прецессии ротора. Граница устойчивости определяется как и в эксперименте без давления. Для компенсации сдвига частоты прецессии, по сравнению с экспериментом без давления, прикладывается магнитная радиальная сила, которая является вторым управляющим параметром магнитного возбудителя.

Таким образом, магнитный возбудитель выполняет две функции: вывод ротора на границу устойчивости, и управление частотой прецессии ротора для обеспечения одинаковых условий проведения эксперимента как в случае без перепада давления в уплотнениях, так и в случае с перепадом давления.

Магнитные силы, прилагаемые через магнитный возбудитель, контролируются двумя параметрами. Магнитный коэффициент возбуждения  $q$  соответствует тангенциальной силе. Магнитная жёсткость  $r$  соответствует радиальной силе. Увеличение положительного возбуждения  $q$  приводит к возникновению неустойчивости при прямой прецессии. Отрицательное возбуждение может стабилизировать систему до возникновения обратной прецессии. Положительная магнитная жёсткость увеличивает собственную частоту системы, а отрицательная магнитная жёсткость, соответственно, уменьшает собственную частоту всей роторной системы стенда.

Снятые значения двух управляющих параметров магнитного возбудителя конвертируются в две компоненты удельной силы с помощью калибровочных кривых. Удельная сила уплотнения определяется как разница между начальным измерением без подачи давления в уплотнения (индекс 0) и измерением с подачей давления (индекс 1):

$$\begin{cases} F_r/e = r^0 - r^1, \\ F_t/e = q^0 - q^1. \end{cases} \quad (5.9)$$

Магнитный возбудитель расположен с одной стороны тестируемого узла несимметрично по отношению к роторной системе, т. е. магнитные силы прилагаются не в том же месте, где возникают аэродинамические (и механические в случае контактных щётчных уплотнений) силы уплотнения. Поэтому необходимой является процедура определения

эквивалентной нагрузки, которую следует приложить посередине межопорного расстояния для получения одинакового динамического поведения системы. Для этой цели используется конечно-элементная балочная модель ротора динамического стенда. Динамические коэффициенты подшипников скольжения, используемые в конечно-элементной модели, были определены ранее в [387].

Для повышения точности измерения на динамическом стенде проводятся для прямой и обратной прецессии ротора. Значение частоты прецессии на границе устойчивости также варьируется в небольшом диапазоне путём изменения межосевого расстояния. Типичный результат динамического метода идентификации коэффициентов жёсткости и демпфирования уплотнения продемонстрирован на рис. 5.26, где символы показывают результаты отдельных измерений, а линии представляют собой аппроксимационные зависимости согласно динамической модели уплотнения из ур. (5.6).

Для коэффициентов жёсткости и демпфирования, идентифицированных на динамическом стенде, используется термин «**глобальные динамические коэффициенты**», т. к. методика определяет полные силы, возникающие в уплотнении.

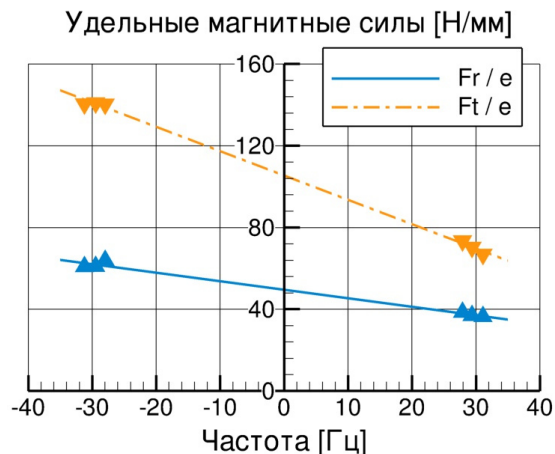


Рис. 5.26. Идентификация коэффициентов жёсткости и демпфирования на динамическом стенде



## 5.6. Выводы по главе 5

### Теоретические методы

Система дифференциальных уравнений, описывающая аэродинамическую модель бесконтактных уплотнений, решается с помощью сеточных методов ВГД на основе метода конечных объёмов.

При моделировании бесконтактных газовых уплотнений необходимо придерживаться общей схемы выполнения расчётов ВГД. Сложность геометрии каналов уплотнений и картин течения накладывает особые требования к каждому этапу моделирования, невыполнение которых может привести к получению неадекватных результатов.

Проведение расчётов уплотнений может быть организовано как с использованием коммерческих программ, так и пакетов с открытым кодом, которые находятся в свободном доступе. Предпочтительно работать со структурированными вычислительными сетками, несмотря на то, что процесс создания структурированных сеток связан, как правило, с большими трудностями и временными затратами по сравнению с процессом создания неструктурированных сеток.

Расчётная сетка может оказывать значительное влияние на аэродинамические силы, возникающие в каналах уплотнения. Также другие параметры расчётной модели (например, размер выходной области, модель турбулентности) влияют на расчётные характеристики уплотнения. Поэтому получаемые результаты требуют тщательной проверки и подтверждения для каждой конфигурации уплотнительного узла.

Динамика системы «ротор – уплотнения» может быть успешно смоделирована с помощью конечно-элементных моделей на основе балки Тимошенко, реализованных в виде пакета MRACE. Сравнение с результатами, полученными с использованием трёхмерных конечно-элементных моделей, продемонстрировало удовлетворительное согласование между различными моделями. Теоретические результаты также показали, что балочную теорию Бернулли-Эйлера не стоит использовать для роторных систем с массивными дисками.

## Экспериментальные исследования

Экспериментальные исследования уплотнений могут иметь различный характер и преследовать различные цели. Поэтому в зависимости от задач экспериментальных исследований используются различные стенды. Используемые в данной работе экспериментальные стенды позволяют определять расходные и динамические характеристики уплотнений в зависимости от различных рабочих параметров.

Характеристики уплотнительных узлов могут демонстрировать заметную чувствительность к компоновке экспериментальных стендов и методики проведения экспериментов. Малые зазоры в бесконтактных уплотнениях, высокие давления и скорости вращения приводят к необходимости использования высокоточной измерительной техники и кропотливой настройки экспериментов.

Применяемые в литературе процедуры экспериментальной идентификации динамических коэффициентов уплотнений основаны на ряде допущений и сами по себе могут являться предметом исследования. Метод вывода ротора на границу устойчивости с помощью бесконтактного магнитного возбуждения, используемый в данной работе, воспроизводит поведение динамической системы в реальном агрегате.

Компоновка экспериментальной установки (геометрия входных и выходных камер и т. д.) и методики измерений должны учитываться при проведении сравнительного анализа с результатами расчётов.

## Глава 6

### Анализ характеристик уплотнений

*В главе рассматриваются результаты по характеристикам различных лабиринтных и щёточных уплотнений, полученные в рамках данной работы. Приведён подробный сравнительный анализ данных экспериментальных и теоретических исследований. Показаны распределения давлений, расход, динамические коэффициенты жёсткости и демпфирования, а также другие результаты. При анализе использовались также экспериментальные данные, взятые из литературы.*

#### 6.1. Характеристики лабиринтных уплотнений

##### 6.1.1. Короткие лабиринтные уплотнения

В данном разделе рассматриваются короткие лабиринтные уплотнения с тремя гребешками. Данные по этим уплотнениям составляют базис для оценки преимуществ щёточных уплотнений.

Основное внимание уделено короткому лабиринтному уплотнению с тремя гребешками на статоре и со ступенью на роторе типа SSS (см. рис. 2.26). Рассматриваются три конфигурации SSS-1, SSS-2 и SSS-3, различающиеся радиальным зазором под гребешками (см. табл. 2.10). Диаметр вала отличается между конфигурациями незначительно.

Также в данном разделе приведены результаты моделирования короткого сквозного лабиринта с наклонёнными гребешками и короткого лабиринта с гребешками на роторе.

При расчётах всех конфигураций лабиринта используются полноохватные модели на основе стандартной ВГД-модели газового уплотнения, описанной в главе 3 и реализованной в пакете CFX. Давление за уплотнением является во всех случаях атмосферным. Уплотняемой средой является воздух при комнатной температуре.

Если не указано другое, то расчётные данные по динамическим коэффициентам уплотнений получены с помощью частотного метода круговой прецессии с использованием трёх частот (нулевая частота, прямая и обратная синхронные прецессии).

## Расходные характеристики

Для удобства сравнения уплотнений различных типов и размеров расходная характеристика уплотнения может быть представлена в виде функции эффективного зазора  $h^{eff}$ . Эффективный зазор рассчитывается из значения расхода  $\dot{m}$  как:

$$h^{eff} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_0}}{2\pi p_0 R_r Q}, \quad (6.1a)$$

где параметр  $Q$  определяется в зависимости от отношения давлений на входе и выходе в уплотнении  $p_0/p_1$ :

$$Q = \sqrt{\frac{2\gamma}{R_s(\gamma-1)} \left[ \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}, \quad \text{если } \frac{p_0}{p_1} \leq \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (6.1б)$$

и

$$Q = \sqrt{\frac{\gamma}{R_s} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}, \quad \text{в противном случае.} \quad (6.1в)$$

В ур. (6.1б)-(6.1в):  $\gamma$  – показатель адиабаты,  $R_s$  – удельная газовая постоянная. Для воздуха имеем:

$$\gamma = 1.4 \text{ (при } T = 20^\circ\text{K)}, \quad R_s = 287.04 \text{ Дж / (кг} \cdot \text{K)}. \quad (6.2)$$

Информация по выводу данных выражений может быть найдена в [397] (в частности см. ур. (3.25) и ур. (3.60) в [397]).

Экспериментальные расходные характеристики конфигураций коротких лабиринтных уплотнений SSS-1, SSS-2 и SSS-3 в зависимости от давления на входе показаны на рис. 6.1а. Характеристики имеют линейный характер, что говорит о закритическом режиме работы уплотнений (число Маха в последнем дросселирующем элементе превосходит

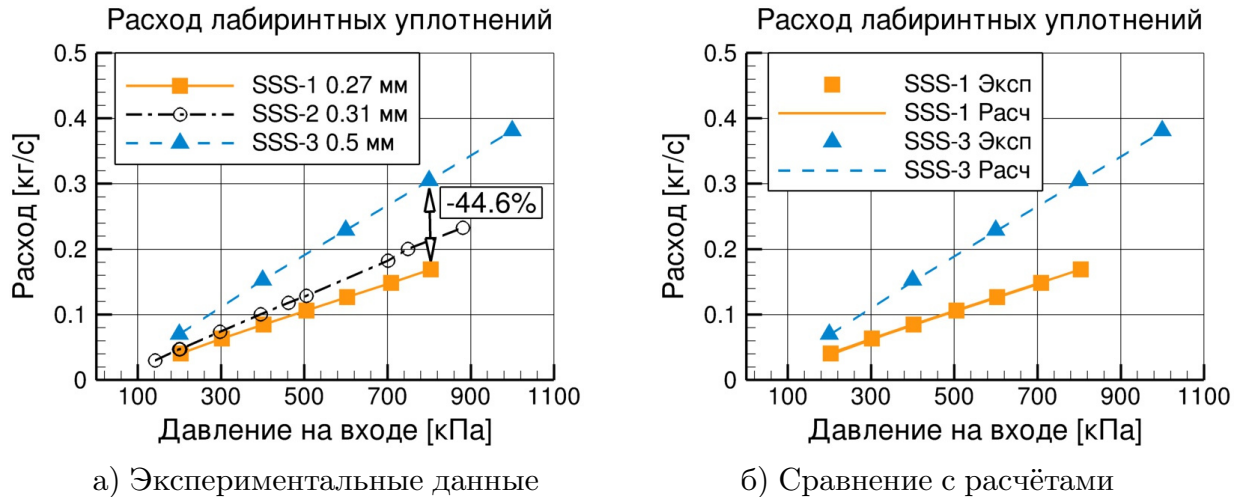


Рис. 6.1. Расходные характеристики лабиринтных уплотнений SSS

1). Уменьшение радиального зазора под гребешками с 0.5 мм до 0.27 мм приводит к снижению утечек на примерно 45%.

На рис. 6.16 представлено сравнение расчётных расходных характеристик с экспериментальными данными для уплотнений SSS-1 и SSS-3. Линии представляют собой расчётные данные, а символы – экспериментальные результаты. Можно отметить отсутствие отличий между расчётными и экспериментальными данными на всём диапазоне давлений.

### Динамические коэффициенты

В некоторых работах было предложено следующее представление динамических коэффициентов жёсткости и демпфирования для проведения сравнительного анализа: прямой коэффициент жёсткости представляется как функция в зависимости от расхода через уплотнение, поперечный коэффициент жёсткости представляется как функция в зависимости от силы входной закрутки, коэффициенты демпфирования представляются как функции в зависимости от осреднённой плотности уплотняемого газа ( $\rho_{ave}$ ).

Сила входной закрутки  $I_{u0}$  определяется как произведение расхода  $\dot{m}$  и скорости закрутки воздуха во входной камере  $c_{u0}$ :

$$I_{u0} = \dot{m} c_{u0}. \quad (6.3)$$

Указанное представление динамических коэффициентов жёсткости

и демпфирования оказывается в некоторых случаях удобным при проведении сравнительного анализа, т. к. может приводить к следующим линейным зависимостям [381]:

$$K_{xx} \sim \dot{m}, \quad K_{xy} \sim I_{u0}, \quad C_{xx} \sim \rho_{ave}, \quad C_{xy} \sim \rho_{ave}. \quad (6.4)$$

На рис. 6.2 показаны экспериментальные и расчётные глобальные и локальные коэффициенты жёсткости для уплотнения SSS-1 с радиальным зазором под гребешками 0.27 мм. Короткое лабиринтное уплотнение SSS-1 имеет отрицательную прямую жёсткость и высокую положительную поперечную жёсткость.

Из рис. 6.2 видно, что приведённые зависимости поперечного коэффициента жёсткости и локального прямого коэффициента жёсткости близки в данном случае к линейным.

Приведённые результаты также демонстрируют значительные отличия между значениями глобальных и локальных прямых коэффициентов жёсткости. Данные отличия обусловлены методикой идентификации динамических коэффициентов уплотнения на беспрецессионном (локальные коэффициенты) и динамическом (глобальные коэффициенты) стендах. Для поперечных коэффициентов жёсткости отличия между локальными и глобальными коэффициентами наблюдаются в гораздо меньшей степени.

Можно отметить, что для конфигурации лабиринтного уплотнения SSS-1 расчётные данные хорошо согласуются с экспериментальными результатами как для глобальных, так и для локальных коэффициентов жёсткости.

Динамические коэффициенты демпфирования для лабиринтного уплотнения SSS-1 показаны на рис. 6.3. Прямой и поперечный коэффициенты демпфирования показаны в зависимости от осреднённой плотности газа. Экспериментальные значения коэффициентов демпфирования получены на динамическом стенде. В качестве расчётных коэффициентов демпфирования представлены как локальные, так и глобальные коэффициенты.

Расчётный и экспериментальный прямой коэффициент демпфирования демонстрирует близкую к линейной зависимость от плотности га-

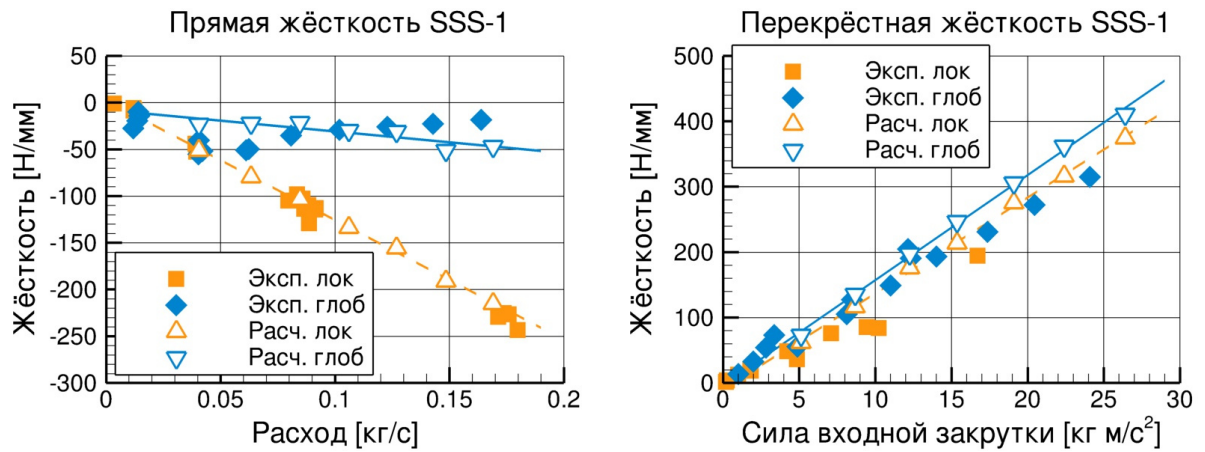


Рис. 6.2. Экспериментальные и расчётные коэффициенты жёсткости лабиринтного уплотнения SSS-1

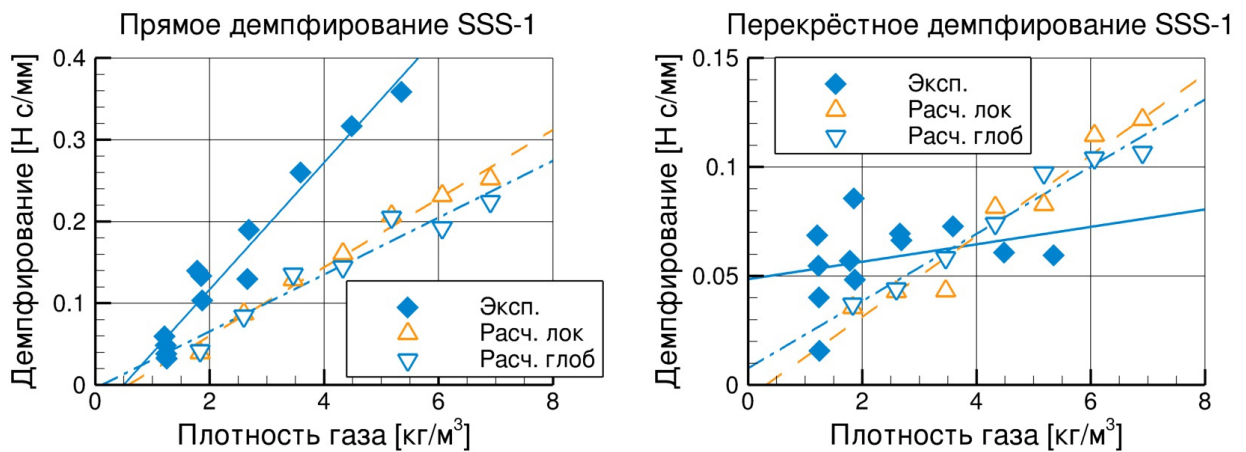


Рис. 6.3. Экспериментальные и расчётные коэффициенты демпфирования лабиринтного уплотнения SSS-1

за. Однако ВГД-расчёты выдают заметно более низкие значения  $C_{xx}$  по сравнению с экспериментальными данными.

Экспериментальные значения поперечных коэффициентов демпфирования демонстрируют разброс данных, которые, тем не менее, находятся в некотором согласовании с расчётными значениями. Разброс экспериментальных данных связан с чувствительностью поперечного коэффициента демпфирования к процедуре идентификации, а также с довольно малыми его значениями. Результаты расчётов показывают близкую к линейной зависимость поперечного коэффициента демпфирования от плотности газа.

Различия между расчётными локальными и глобальными коэффициентами демпфирования остаются достаточно малыми как для прямого, так и для поперечного коэффициентов демпфирования.

Приведённые данные по динамическим коэффициентам для уплотнения SSS-1 (высокие значения поперечного коэффициента жёсткости и малые значения прямого коэффициента демпфирования) говорят о возможности возникновения динамической неустойчивости вала в зазоре лабиринтного уплотнения.

Дополнительный анализ экспериментальных и теоретических результатов для лабиринтного уплотнения SSS-1 приведён в [297].

Динамические коэффициенты жёсткости и демпфирования для лабиринтного уплотнения SSS-3 с радиальным зазором 0.5 мм показаны на рис. 6.4 и рис. 6.5. Представлены экспериментальные и расчётные результаты для различных давлений и трёх значений скорости начальной закрутки газа. Экспериментальные данные показаны одним набором данных без разделения по скорости начальной закрутки. Аналогично конфигурации SSS-1, короткое лабиринтное уплотнение SSS-3 имеет отрицательную прямую жёсткость и высокую положительную поперечную жёсткость. Более детальный анализ экспериментальных данных для уплотнения SSS-3 приведён в [184].

На рис. 6.4 представлены локальные коэффициенты жёсткости для уплотнения SSS-3. Увеличение радиального зазора по сравнению с конфигурацией SSS-1 заметно изменяет поведение уплотнения SSS-3. Локальный прямой коэффициент жёсткости (как расчётные, так и экспериментальные значения) демонстрирует заметную зависимость от начальной скорости закрутки газа. Локальный поперечный коэффициент жёсткости, как и в случае SSS-1, показывает близкую к линейной зависимость от силы входной закрутки.

Расчётные значения демонстрируют заметное расхождение с экспериментальными данными для локального прямого коэффициента жёсткости в случае малой закрутки потока. Это может быть объяснено повышенной чувствительностью  $K_{xx}$  к значению эксцентриситета вала для случая малой закрутки по сравнению со случаями средней и высокой закрутки (см. [184]). Увеличение расчётного значения  $K_{xx}$  в среднем диа-



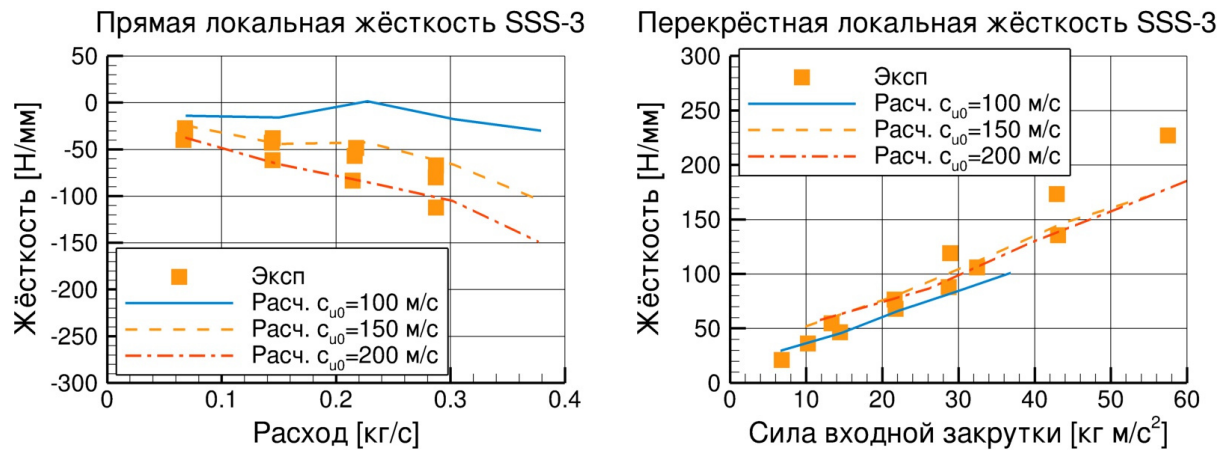


Рис. 6.4. Экспериментальные и расчётные локальные коэффициенты жёсткости лабиринтного уплотнения SSS-3

пазоне давлений требует дополнительного исследования. Для локального поперечного коэффициента жёсткости наибольшие различия между расчётными и экспериментальными данными наблюдаются для случая высокой начальной закрутки.

На рис. 6.5 представлены глобальные коэффициенты жёсткости и демпфирования для лабиринтного уплотнения SSS-3. Глобальный прямой коэффициент жёсткости, также как и в конфигурации SSS-1, демонстрирует сначала нисходящую, а затем восходящую характеристику. Расчётные данные демонстрируют в целом линейные зависимости для динамических коэффициентов. Наибольшие отличия между экспериментальными и расчётными данными наблюдаются для  $K_{xy}$  в случае высокой закрутки, а также для  $C_{xy}$  в случаях малой и высокой начальной закрутки газа.

Сравнивая динамические коэффициенты для лабиринтных конфигураций SSS-1 и SSS-3, можно отметить, что увеличение радиального зазора приводит в целом к уменьшению коэффициентов жёсткости и демпфирования по абсолютному значению. Качественное поведение конфигураций не меняется: уплотнение SSS-3 является склонным к динамической неустойчивым из-за высоких значений поперечной жёсткости и малых значений прямого демпфирования.

Сравнительный анализ показывает, что расчётная модель короткого лабиринтного уплотнения на основе методов ВГД позволяет полу-

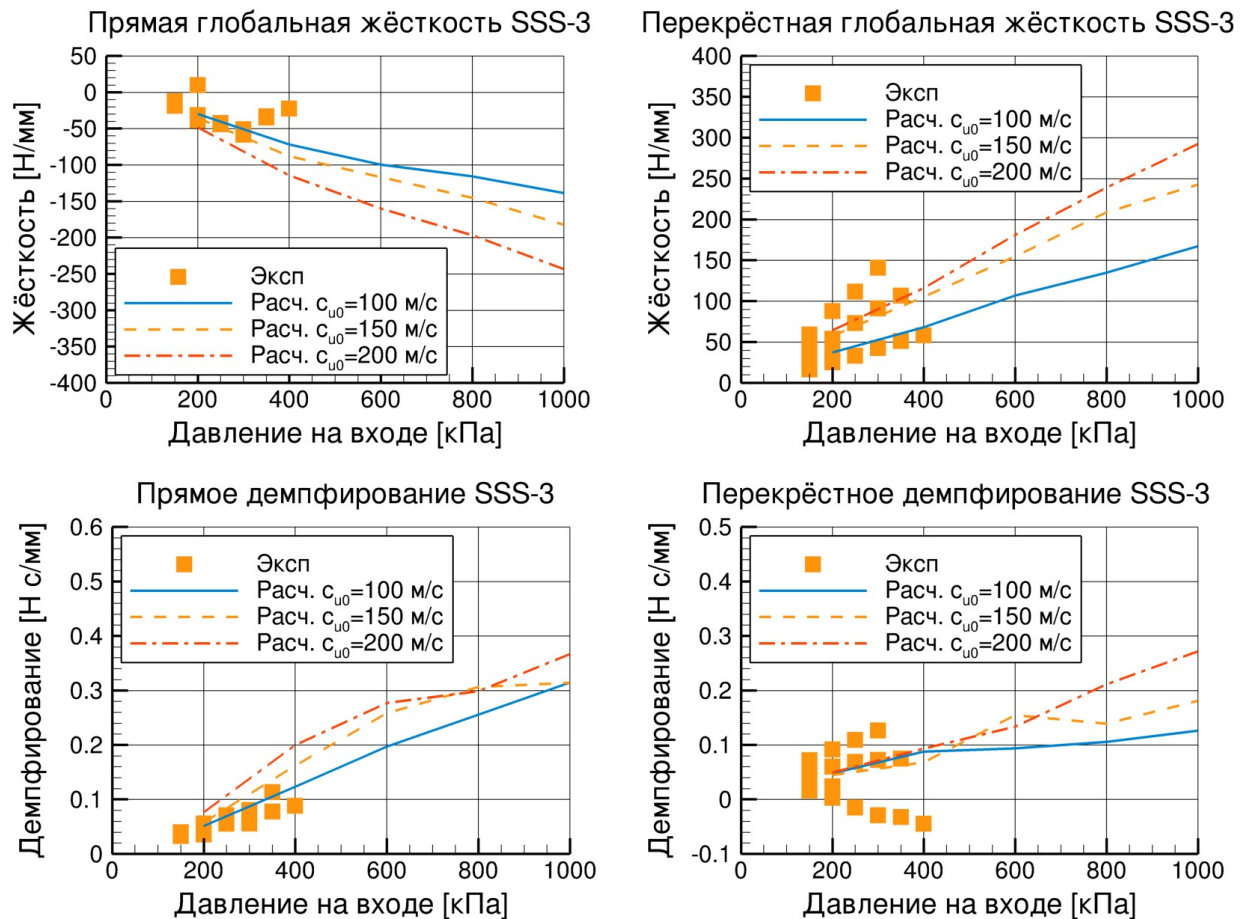


Рис. 6.5. Экспериментальные и расчётные глобальные динамические коэффициенты лабиринтного уплотнения SSS-3

чать адекватные результаты по расходным характеристикам и динамическим коэффициентам жёсткости и демпфирования. Однако для повышения достоверности расчётов необходимо знать точные граничные условия, детальную конфигурацию экспериментальной установки (геометрия входной и выходной областей уплотнения), а также процедуру выполнения экспериментов.

### Лабиринтное уплотнение с гребешками на роторе

В данном разделе приведён сравнительный теоретический анализ двух конфигураций короткого лабиринтного уплотнения: с гребешками на роторе и с гребешками на статоре. Из литературы известно, что гребешки на роторе могут отрицательно влиять на динамические характеристики уплотнения. Однако в ряде приложений использование гре-

бешков на статоре не является целесообразным. Примером таких приложений служат надбандажные уплотнения в турбинах, в которых на поверхность статора наносится абразивное покрытие для уменьшения расхода. Другим примером использования гребешков на роторе являются лабиринтные уплотнения, используемые совместно с сотовыми сегментами на статоре.

Схемы конфигураций короткого лабиринта с величиной радиального зазора под гребешками 0.5 мм приведены на рис. 6.6. Геометрия уплотнения с гребешками на статоре (конфигурация ГС) соответствует уплотнению SSS-3, но с упрощённым представлением геометрии гребешков. Ширина гребешков составляет 1 мм у основания и 0.3 мм на кончике.

Сечение канала уплотнения с гребешками на роторе (конфигурация ГР) представляет собой зеркальное отображение конфигурации ГС.

На рис. 6.6 показано типичное распределение давления в осевом направлении в конфигурации ГС, а также расчётная сетка для конфигурации ГР. Структурированная расчётная сетка для полноохватных уплотнений состоит из 3 740 460 узлов. Эксцентриситет вала составляет 0.1 мм. Модель уплотнений соответствует стандартной ВГД-модели лабиринтного уплотнения, описанной в главе 3. Расчётные динамические коэффициенты, приведённые ниже, получены с помощью аппроксимации аэродинамических сил по трём частотам прецессии.

В качестве граничных условий задаётся перепад давления, скорость вращения вала (9557 об/мин), температура воздуха (20°C). Закрутка входного потока газа достигается с использованием вращающейся зоны во входной области расчётной схемы (см. рис. 6.6).

Результаты численного расчёта представлены для различных перепадов давлений и двух значений начальной закрутки потока. Значения относительной закрутки потока на входе (тангенциальная составляющая скорости на входе, делённая на окружную скорость ротора) составляют примерно 0.16 (малая закрутка: конфигурации ГС-45 и ГР-45) и 0.30 (высокая закрутка: конфигурации ГС-20 и ГР-20) соответственно.

Для определения динамических коэффициентов с помощью частотного метода круговой прецессии дополнительно к расчёту с нулевой пре-

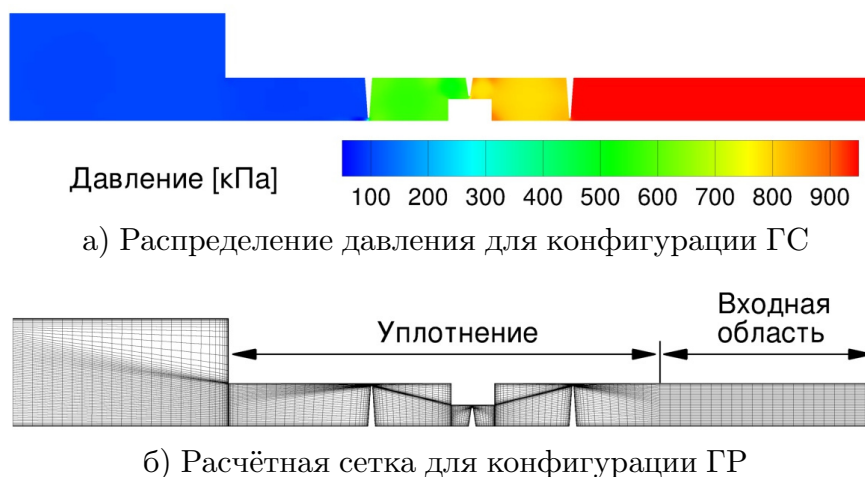


Рис. 6.6. Короткие уплотнения с гребешками на статоре и на роторе

цессией выполнялись расчёты для прямой и обратной прецессии с частотой, равной половине скорости вращения ротора. При определении динамических коэффициентов использовались аэродинамические силы, действующие на ротор в уплотнении и входной области (см. рис. 6.6).

При выполнении некоторых расчётов (в частности, для случая прямой прецессии в конфигурации ГР) стандартный критерий сходимости (ограничения для осреднённых невязок уравнений  $2 \times 10^{-6}$ ) не достигался. В таких случаях расчёт останавливался, когда физические характеристики уплотнения (расход и силы) оставались постоянными в процессе итераций, а величины невязок для уравнений не превышали  $2 \times 10^{-5}$ .

На рис. 6.7 приведены расходные характеристики уплотнений для одного значения начальной закрутки потока. Второй вариант закрутки не показал заметного влияние на расход. Конфигурация ГР демонстрирует немного более высокие утечки по сравнению с конфигурацией ГС с максимальным увеличением около 4%.

На рис. 6.8 приведены зависимости динамических коэффициентов жёсткости и демпфирования двух конфигураций уплотнений.

Прямая жёсткость  $K_{xx}$  имеет отрицательные значения при всех рабочих параметрах. Начальная закрутка потока газа незначительно влияет на значения  $K_{xx}$ . Конфигурация лабиринта ГС имеет более высокий прямой коэффициент жёсткости (в абсолютном значении) для давлений до 6 атмосфер, тогда как для более высоких давлений прямая жёсткость

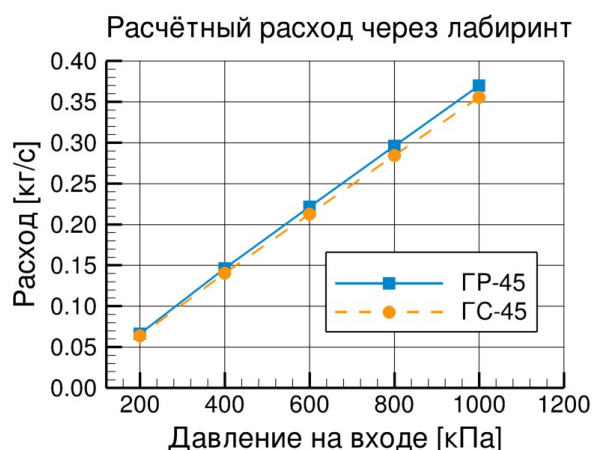


Рис. 6.7. Сравнение расчётного расхода для уплотнений с гребешками на роторе и статоре

выше в конфигурации ГР.

Перекры́стная жёсткость демонстрирует сильную зависимость от начальной закрутки потока (см. рис. 6.8). Конфигурация ГР имеет более высокую перекры́стную жёсткость, чем конфигурация ГС. Увеличение перекры́стной жёсткости в конфигурации ГР для варианта с высокой начальной закруткой потока составляет в среднем 26%.

На рис. 6.8 также приведены динамические коэффициенты демпфирования уплотнений. Конфигурация ГР имеет более высокие значения коэффициента прямого демпфирования в сравнении с конфигурацией ГС. Начальная закрутка потока увеличивает прямое демпфирование в конфигурации ГР в среднем на 40% для низкой начальной закрутки и 16% для высокой. В конфигурации ГС увеличение начальной закрутки приводит к заметному увеличению прямого коэффициента демпфирования, что не наблюдается в конфигурации ГР.

Перекры́стный коэффициент демпфирования незначительно зависит от конфигурации лабиринта (см. рис. 6.8). Намного более сильный эффект имеет величина начальной закрутки потока. Для высокой закрутки коэффициент перекры́стного демпфирования превышает коэффициент прямого демпфирования.

Расчёт значений коэффициента частоты прецессии  $\Omega_w$  и эффективного демпфирования  $C_{eff}$  показывает, что динамические характеристики двух рассмотренных конфигураций лабиринта в целом незначитель-

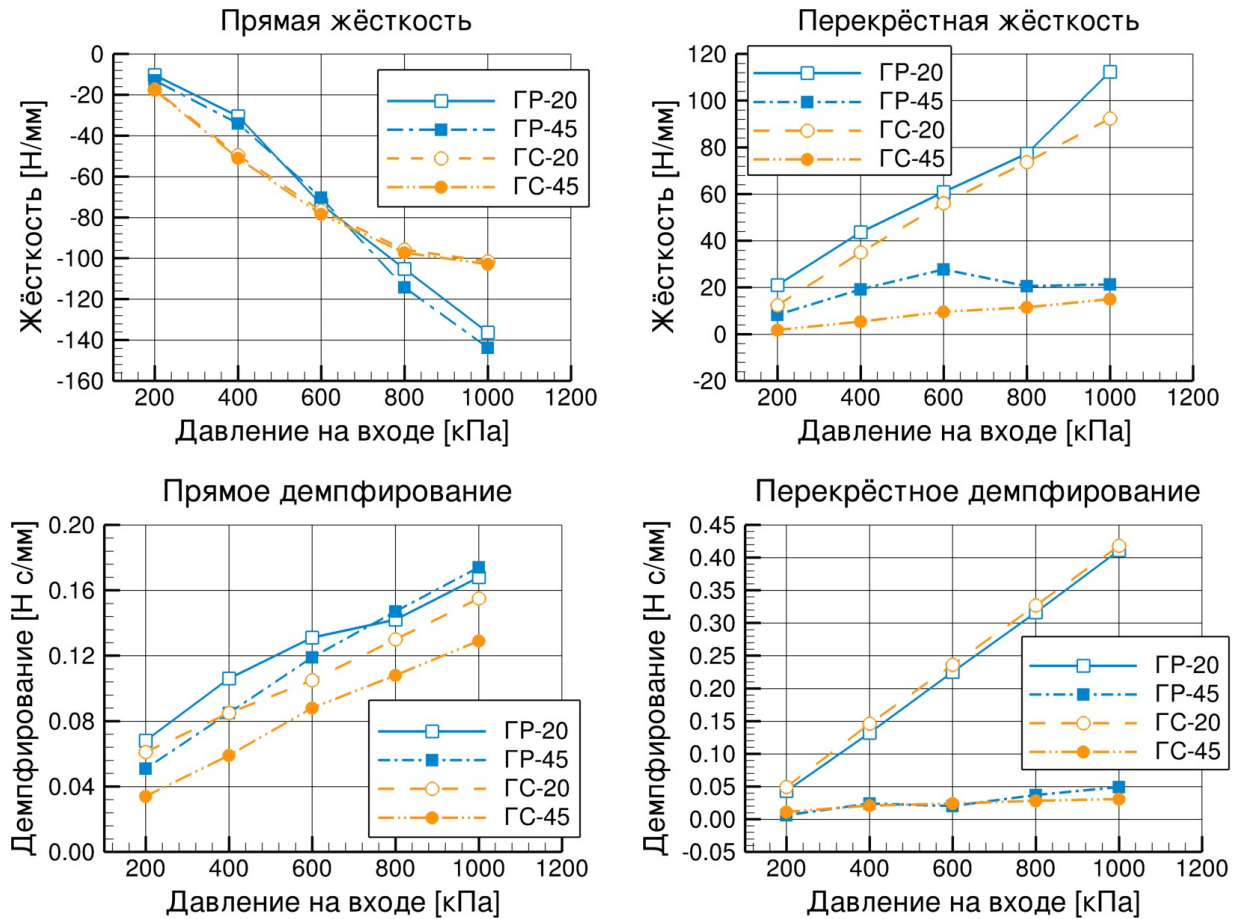


Рис. 6.8. Сравнение расчётных динамических коэффициентов для уплотнений с гребешками на роторе и статоре

но отличаются друг от друга.

Для малой начальной закрутки конфигурация ГР имеет заметно более высокий осреднённый коэффициент частоты прецессии. Однако его максимальная величина составляет 0.23, что гораздо меньше значения 0.5, которое является теоретической границей устойчивости.

Для высокой начальной закрутки значения коэффициента частоты прецессии превосходят значение 0.5 для двух конфигураций, когда давление на входе превышает 4 атмосферы. Разница между ГР и ГС составляет для осреднённого коэффициента  $\Omega_w$  около 4%. Хотя конфигурация ГР имеет незначительно более высокий коэффициент  $\Omega_w$ , данная конфигурация также имеет более высокое значение осреднённого эффективного демпфирования. С переходом от малой до высокой начальной закрутки потока эффективное демпфирование заметно умень-

шается как для конфигурации ГР, так и для конфигурации ГС.

В целом можно отметить, что расчётные результаты демонстрируют сравнительно небольшой эффект от исследованных конфигураций лабиринта на расходную характеристику и динамические коэффициенты уплотнения. Лабиринт с гребешками на роторе имеет более высокие значения расхода и перекрёстной жёсткости, но и более высокие значения прямого демпфирования, чем лабиринт с гребешками на статоре.

Небольшой эффект геометрии короткого лабиринта на характеристики уплотнения связан, предположительно, с малым числом гребешков. Можно ожидать, что для более длинных уплотнений ухудшение динамических характеристик в конфигурации с гребешками на роторе будет более явным.

### Сквозной лабиринт и лабиринт с наклонёнными гребешками

Рассмотрено влияние ступеньки на роторе в конфигурации короткого лабиринта SSS. В табл. 6.1 приведены расчётные данные для трёхгребешкового сквозного лабиринтного уплотнения по сравнению с данными для уплотнения SSS-3. Данные приведены для одной рабочей точки ( $p_0 = 0.4$  МПа,  $c_{u0} = 136$  м/с,  $\omega = 750$  об/мин,  $e = 0.1$  мм).

Как и ожидалось, полученные результаты демонстрируют значительный рост утечек в сквозном лабиринте. За исключением локального перекрёстного коэффициента жёсткости  $K_{xy}^l$ , значения коэффициентов жёсткости заметно снизились в сквозном лабиринте. Радиальная сила уплотнения принимает практически нулевое значение. Однако наблюдается увеличение прямого коэффициента демпфирования по сравнению с лабиринтом SSS-3.

Влияние угла наклона гребешков на расход и динамические коэффициенты показано для лабиринтной конфигурации SSS-3 в табл. 6.2. Данные приведены для следующей рабочей точки:  $p_0 = 0.2$  МПа,  $c_{u0} = 136$  м/с,  $\omega = 750$  об/мин,  $e = 0.1$  мм. Радиальный зазор под гребешками остаётся постоянным. Угол наклона гребешков  $\alpha$  измеряется от горизонтальной плоскости статора, причём  $\alpha < 90^\circ$  соответствует гребешку, наклонённому в сторону зоны высокого давления.

Таблица 6.1. Сравнение характеристик сквозного лабиринта и ступенчатого лабиринта SSS-3



			Отличие
$\dot{m}$ [кг/с]	0.1501	0.1734	15.5%
$K_{xx}^\ell$ [Н/мм]	-42.72	-20.84	-51.2%
$K_{xy}^\ell$ [Н/мм]	76.17	89.49	17.5%
$K_{xx}$ [Н/мм]	-87.15	-1.63	-98.1%
$K_{xy}$ [Н/мм]	102.60	92.48	-9.9%
$C_{xx}$ [Н·с/мм]	0.117	0.154	31.6%
$C_{xy}$ [Н·с/мм]	0.111	0.103	-7.2%

Таблица 6.2. Влияние угла наклона гребешков в лабиринте SSS-3

$\alpha$ [°]	60	75	90	105	120
$\dot{m}$ [кг/с]	0.062	0.066	0.071	0.078	0.088
$K_{xx}$ [Н/мм]	1.7	-10.6	-31.0	-27.8	-2.6
$K_{xy}$ [Н/мм]	69.6	67.6	63.8	58.9	59.5
$C_{xx}$ [Н·с/мм]	0.065	0.058	0.055	0.059	0.068
$C_{xy}$ [Н·с/мм]	0.029	0.034	0.038	0.046	0.046

Результаты демонстрируют, что уменьшение угла наклона приводит к снижению утечек. По динамическим коэффициентам можно отметить, что прямые коэффициенты жёсткости и демпфирования принимают минимальные значения в случае прямых гребешков ( $\alpha = 90^\circ$ ). Перекрёстный коэффициент жёсткости уменьшается, тогда как перекрёстный коэффициент демпфирования растёт при увеличении угла наклона гребешков. Таким образом получается, что конфигурация с наименьшим расходом ( $\alpha = 60^\circ$ ) имеет максимальный перекрёстный коэффициент жёсткости, увеличенный прямой коэффициент демпфирования и практически нулевой прямой коэффициент жёсткости.

В результате многокритериальной оптимизации по расходу и перекрёстному коэффициенту жёсткости получена улучшенная конфигурация лабиринтного уплотнения SSS-3. Схемы рассматриваемых уплотнений показаны на рис. 6.9.



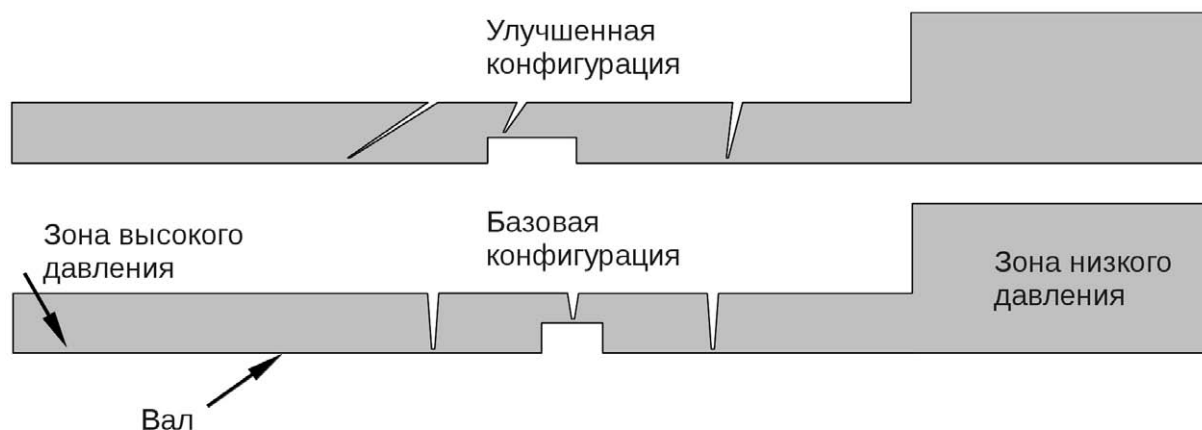


Рис. 6.9. Базовая и улучшенная конфигурации лабиринта SSS-3

Основным отличием улучшенной конфигурации по сравнению с базовой геометрией является неодинаковый наклон гребешков. Гребешок в зоне высокого давления имеет наибольший наклон, значение которого непрерывно уменьшается в последующих камерах уплотнения. Геометрия кольца на валу претерпела заметные изменения. Симметричное положение кольца и второго гребешка нарушено в улучшенной конфигурации: гребешок сдвинут ближе к краю кольца в сторону повышенного давления, а осевая длина кольца увеличена. Осевая длина камер также изменилась. В базовой конфигурации длина камер между гребешками была одинаковой, тогда как в улучшенной конфигурации длина первой камеры уменьшилась, а второй увеличилась. Все переменные проектирования для улучшенного профиля принимают значения внутри диапазона наложенных ограничений.

Для подтверждения улучшенных характеристик проведены расчёты для диапазона давлений. Фрагмент расчётной сетки для базового и улучшенного профиля лабиринтного уплотнения показан на рис. 6.10. Также на рис. 6.10 представлено сравнение распределений давления и скоростей в продольном сечении двух профилей. По распределению скорости можно видеть изменения в структуре течения в камерах улучшенного профиля по сравнению с базовой геометрией.

На рис. 6.11 представлены результаты сравнения характеристик базовой и улучшенной конфигурации лабиринтного уплотнения для диапазона перепада давления 0.1...0.9 МПа. Результаты приведены в от-

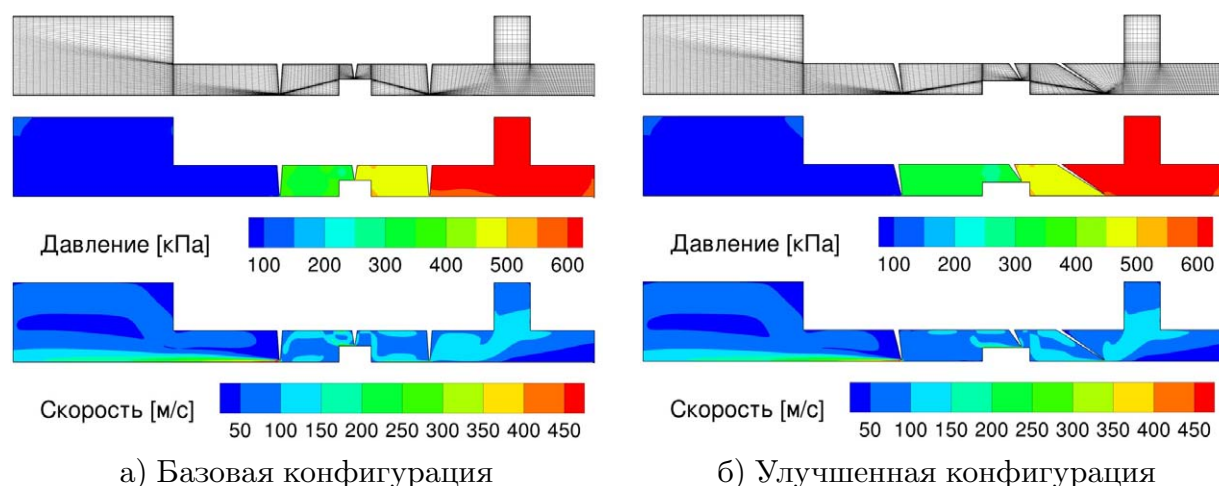


Рис. 6.10. Расчётная сетка и структура потока для базовой и улучшенной конфигураций SSS-3

носителем в виде: 1 означает базовую конфигурацию, значения  $< 1$  говорят об уменьшении характеристики по сравнению с базовой конфигурацией, значения  $> 1$  говорят об увеличении соответствующей характеристики.

Для расходной характеристики выигрыш улучшенной конфигурации остаётся практически постоянным для всех давлений и составляет примерно 14%. Относительные изменения для прямых коэффициентов жёсткости и демпфирования также мало зависят от перепада давления. Выигрыш улучшенной конфигурации по сравнению с базовой уменьшается для поперечного коэффициента жёсткости с уменьшением перепада давления. Единственным коэффициентом, значения которого увеличились в улучшенной конфигурации, является поперечное демпфирование.

Проведённые расчёты показывают, что помимо снижения расхода и поперечной жёсткости, улучшенная конфигурация также уменьшает прямой коэффициент демпфирования. Данный факт усложняет оценку преимуществ улучшенной конфигурации над базовой с точки зрения влияния уплотнения на динамику ротора. Поэтому был проведён дополнительный динамический анализ простой роторной системы методом конечных элементов. Результаты расчётов показали, что и базовая, и улучшенная конфигурации лабиринтного уплотнения являются

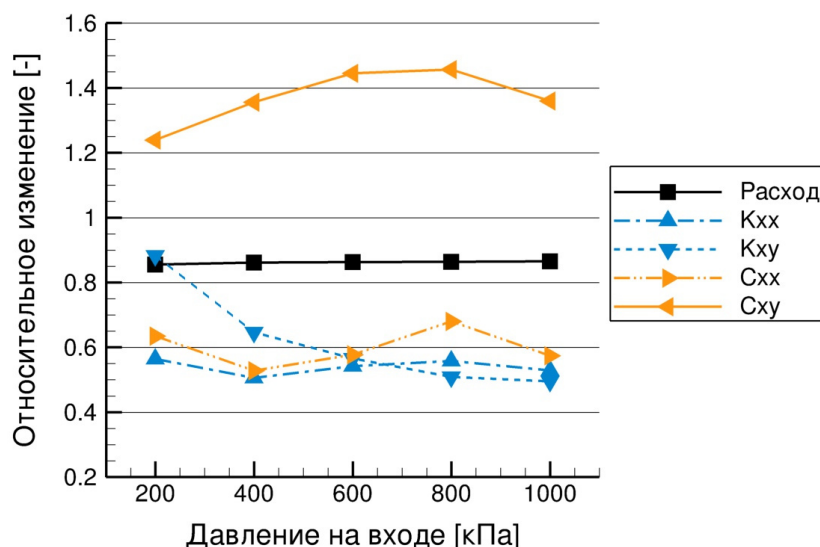


Рис. 6.11. Сравнение характеристик для базовой и улучшенной конфигураций уплотнения SSS-3

неустойчивыми. Однако при наличии в системе достаточного демпфирования использование улучшенной конфигурации уменьшает амплитуду колебаний вала примерно на 29%.

### 6.1.2. Лабиринтное уплотнение с 20 гребешками

В данном разделе приводится анализ характеристик длинного простого (сквозного) лабиринтного уплотнения с двадцатью гребешками на статоре, работающее на высоких перепадах давления до 70 бар. Экспериментальные данные взяты из [283; 284]. Геометрия 20-ти гребешкового уплотнения приведена на рис. 6.12. Диаметр вала составляет 114.5 мм.

Используемые экспериментальные данные, описанные в [283; 284], были получены на стенде, схема которого показана на рис. 6.13. Экспериментальный стенд выполнен с использованием симметричной компоновки, в которой воздух под давлением подаётся по центру между двумя идентичными уплотнениями.

Выходные камеры тестируемых уплотнений имеют два устройства для выпуска воздуха в атмосферу: либо через дополнительное выходное лабиринтное уплотнение, либо через вентиль, регулирующий величину противодействия. Выходные камеры дополнительно содержат гасители

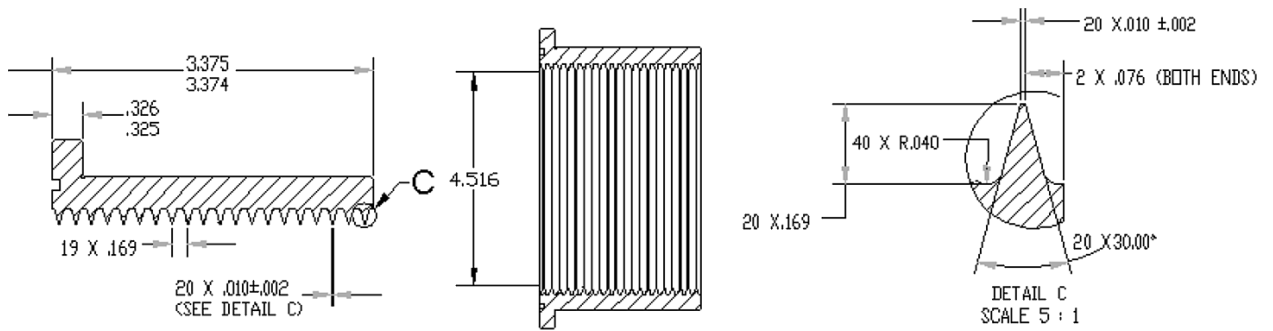


Рис. 6.12. Размеры (в дюймах) 20-ти гребешкового уплотнения из [283]

закрутки потока газа, чтобы уменьшить влияние выходных лабиринтов на динамику экспериментального стенда. Начальная закрутка газа генерируются во входном канале со сменными кольцами. Вал опирается на два гидростатических подшипника скольжения.

Экспериментальная идентификация динамических коэффициентов жёсткости и демпфирования уплотнения осуществляется с помощью гидравлического вибратора, который соединён со статором стенда и может возбуждать вибрации в диапазоне частот 20...230 Гц. Различные датчики используются для измерения рабочих параметров и данных по перемещениям ротора и статора, а также по виброускорениям статора.

В [283; 284] приведены результаты 108 экспериментов для различных коэффициентов давления, начальной закрутки газа и скорости вращения ротора. Рабочие параметры стенда приведены в табл. 6.3. Изменение начальной закрутки газа осуществлялось за счет установки колец с отверстиями, выполненными под различными углами.

### Идентификация динамических коэффициентов

Экспериментальная идентификация основана на определении так называемых импедансов  $H_{ij}$  (динамических жёсткостей) при различных частотах вибратора  $\Omega$  с помощью следующих выражений [284]:

$$\begin{Bmatrix} F_{xx} - m_s A_{xx} & F_{yx} - m_s A_{yx} \\ F_{xy} - m_s A_{xy} & F_{yy} - m_s A_{yy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} H_{xx} & H_{xy} \\ H_{yx} & H_{yy} \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} D_{xx} & D_{yx} \\ D_{xy} & D_{yy} \end{bmatrix}, \quad (6.5)$$

где  $F_{ij}$  – силы, приложенные вибратором,  $m_s$  – масса статора,  $A_{ij}$  – виброускорения статора,  $D_{ij}$  – относительные смещения статора.

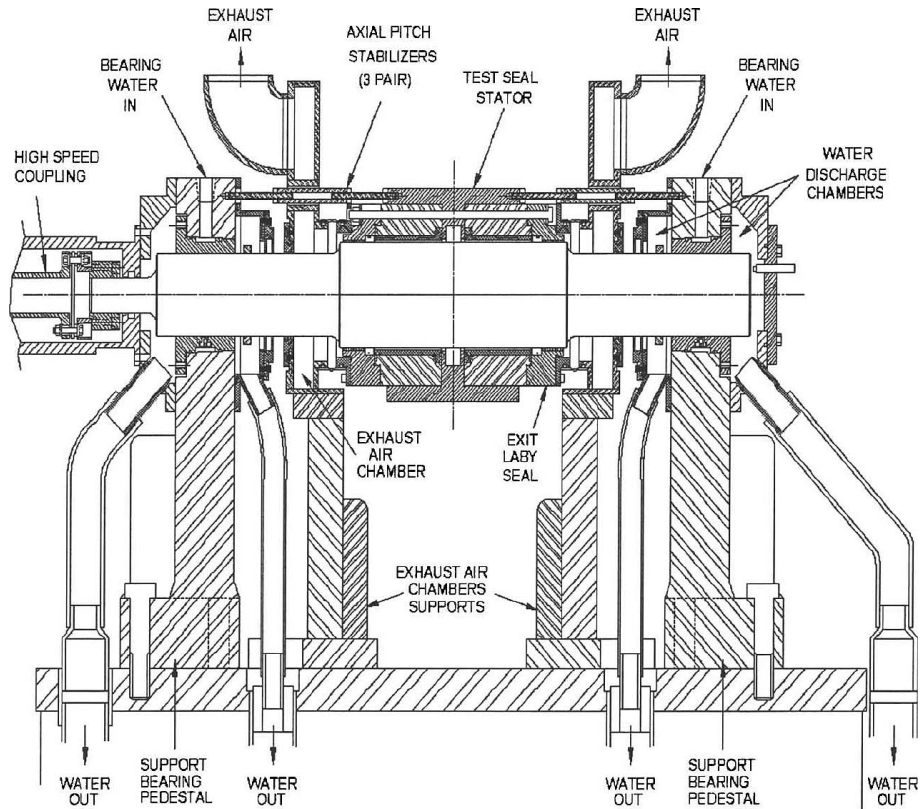


Рис. 6.13. Схема стенда с 20-ти гребешковым уплотнением [284]

Таблица 6.3. Параметры длинного лабиринта из [284]

Радиальный зазор гребешков [мм]	0.1		
Входное давление [бар]	70		
Коэффициент начальной закрутки газа	малый	средний	высокий
Коэффициент давления [-]	0.1	0.35	0.5
Скорость вращения вала [об/мин]	10200	15200	20200

Динамические коэффициенты жёсткости и демпфирования определяются из данных по импедансам из следующей формулы:

$$H_{ij}(\Omega) = K_{ij} + i(\Omega C_{ij}). \quad (6.6)$$

Коэффициенты жёсткости определяются с использованием сглаживания экспериментальных данных по импедансам полиномами первого и второго порядков:

$$\begin{aligned} \operatorname{Re}(H_{xx}) &= a_1\Omega + K_{xx}, & \operatorname{Re}(H_{xx}) &= b_1\Omega^2 + c_1\Omega + K_{xx}, \\ \operatorname{Re}(H_{xy}) &= a_2\Omega + K_{xy}, & \operatorname{Re}(H_{xy}) &= b_2\Omega^2 + c_2\Omega + K_{xy}. \end{aligned} \quad (6.7)$$

Пересечение аппроксимационной кривой с вертикальной осью  $y$  даёт соответствующий коэффициент жёсткости.

Коэффициенты демпфирования определяется из сглаживания экспериментальных данных по импедансам линейным полиномом, проходящим через начало координат:

$$\operatorname{Im}(H_{xx}) = C_{xx}\Omega, \quad \operatorname{Im}(H_{xy}) = C_{xy}\Omega. \quad (6.8)$$

Коэффициент демпфирования представляет собой наклон аппроксимационной линии.

### Коэффициент смешанной корреляции

В рамках работы, опубликованной в [301], авторами работ [283; 284] были предоставлены в табличной форме необработанные экспериментальные данные по импедансам для 20-ти гребешкового лабиринтного уплотнения. Идентификация динамических коэффициентов из необработанных экспериментальных данных была повторена вслед за авторами работ [283; 284].

Аппроксимация экспериментальных данных была выполнена с использованием метода наименьших квадратов. Для оценки согласования данных при получении экспериментальных значений динамических коэффициентов из ур. (6.7)–(6.8) для каждой рабочей точки были рассчитаны значения коэффициента смешанной корреляции  $R^2$  [252]:

$$R^2 = 1 - \frac{SS_{\text{err}}}{SS_{\text{tot}}} = 1 - \frac{\sum (y_i - f_i)^2}{\sum (y_i - \bar{y})^2}, \quad (6.9)$$

где  $y$  – измеренный отклик,  $\bar{y}$  – среднее значение отклика,  $f$  – сглаживающая кривая. Значение  $R^2$  обычно лежит между 0 и 1. Чем ближе значение  $R^2$  к 1, тем лучше согласуются экспериментальные данные со сглаживающей кривой.

Коэффициенты смешанной корреляции прямых и перекрёстных коэффициентов жёсткости и демпфирования показаны для всех экспериментальных точек на рис. 6.14. Значения 0, 1, 2 по оси абсцисс соответствуют малой, средней и высокой начальной закрутке соответственно.

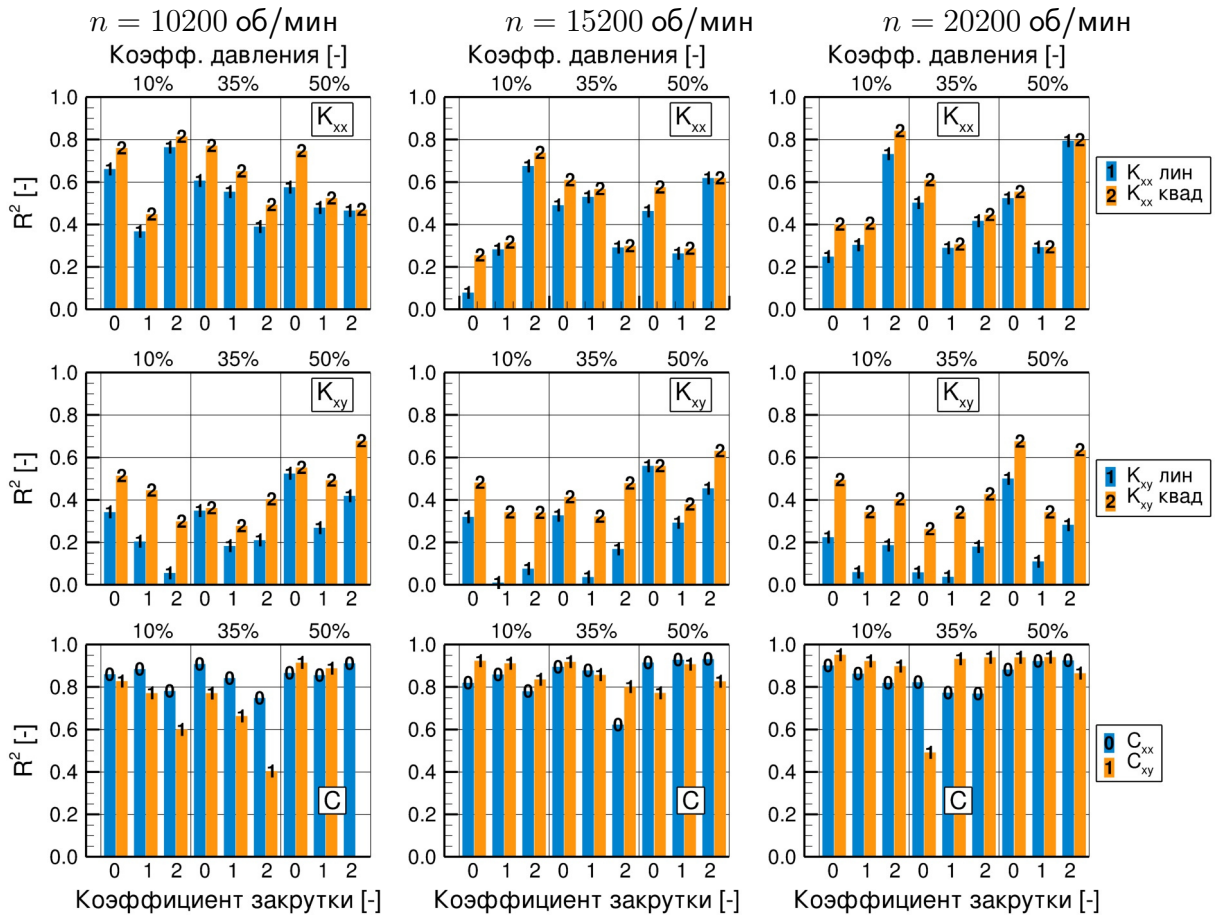


Рис. 6.14. Значения  $R^2$  для экспериментальных коэффициентов жёсткости и демпфирования (20-ти гребешковое уплотнение)

Для коэффициентов жёсткости результаты на рис. 6.14 показаны как для линейной, так и для квадратичной аппроксимации. Среднее значение  $R^2$  для линейного сглаживания составляет 49% для коэффициента  $K_{xx}$  и 24% для  $K_{xy}$ . Квадратичное сглаживание даёт лучшие результаты: средний коэффициент смешанной корреляции равен 54% и 44% для  $K_{xx}$  и  $K_{xy}$  соответственно.

По определению коэффициент смешанной корреляции может принимать отрицательные значения. Это может произойти, если в аппроксимирующей линейной функции отсутствует свободный член, как для случая динамических коэффициентов демпфирования. Особенно для  $C_{yx}$  (результаты не показаны на рис. 6.14) многие значения  $R^2$  являются отрицательными. Отрицательное значение коэффициента смешанной корреляции означает, что полученная аппроксимация является ху-

же горизонтальной линии, соответствующей среднему значению.

Все значения  $R^2$  положительны для прямого коэффициента демпфирования  $C_{xx}$  со средней величиной 85%. Для перекрёстного коэффициента демпфирования  $C_{xy}$  имеется одно отрицательное значение  $R^2$  при следующих рабочих параметрах:  $n = 10200$  об/мин, коэффициент давления 52%, высокая начальная закрутка. Среднее значение  $R^2$  для  $C_{xy}$  без учёта единственного отрицательного значения составляет 83%. Пикардо [283] указывает значения коэффициента смешанной корреляции в диапазоне от 85% до 95% для коэффициентов демпфирования.

Результаты, приведённые на рис. 6.14, не демонстрируют какой-либо общей тенденции для значений  $R^2$  в зависимости от коэффициента давления, скорости вращения или начальной закрутки газа. Динамические коэффициенты демпфирования имеют наибольшие значения  $R^2$ , тогда как перекрёстный коэффициент жёсткости демонстрирует наименьшие значения для коэффициента смешанной корреляции.

### ВГД-модель 20-ти гребешкового уплотнения

Для моделирования сквозного лабиринтного уплотнения с 20-ю гребешками методами вычислительной гидродинамики используется стандартный подход, описанный в главе 3: полноохватная трёхмерная геометрия с эксцентричным валом, стационарные осреднённые уравнения Навье-Стокса, модель турбулентности SST с автоматическими пристеночными функциями и корректировкой по закрутке потока газа, воздух как идеальный газ с постоянной динамической вязкостью. Динамические коэффициенты жёсткости и демпфирования определяются частотным методом круговой прецессии.

Геометрия и расчётная сетка лабиринтного уплотнения созданы в пакете ICEM CFD согласно размерам, приведённым на рис. 6.12. Радиальный зазор под гребешками составляет 0.1 мм, а эксцентриситет вала 0.02 мм. Для недостающих размеров входной и выходной камер были произведены следующие оценки: длина камер была принята равной 15 мм, а диаметр 132 мм. Дополнительный лабиринт на выходе, устройство гашения закрутки перед выходным лабиринтом, а также регули-



ровочные отверстия, расположенные в выходной камере, в модель не включены. Радиальный зазор выходного сечения был оценён в 0.18 мм.

Для оценки влияния расчётной сетки на результаты были проведены несколько тестовых расчётов на различных сетках с использованием опыта моделирования коротких лабиринтных уплотнений. Окончательная структурированная O-сетка состоит из около 19 миллионов узлов со следующими значениями параметров качества: минимальный угол  $43.5^\circ$ , максимальное изменение объёма (коэффициент расширения) 4, максимальное отношение сторон 166. Значения  $y+$  для окончательной сетки при коэффициенте давления 10% и  $n = 20200$  об/мин лежат в диапазоне 15...114.

На рис. 6.15 показана схема ВГД-модели с типичным распределением давления. Были протестированы несколько типов входных и выходных граничных условий с точки зрения ускорения сходимости численного решения. Комбинация оценочного значения массового расхода для входной границы с дополнительным сечением, имитирующим перепускной канал, продемонстрировала улучшенную скорость сходимости.

Два газовых граничных условия во входной камере упрощают задание значений коэффициента давления и начальной закрутки. Входное статическое давление 70 бар задаётся на границе перепускного канала. Входное сечение моделируется как непрерывное кольцевое отверстие, для которого устанавливается постоянный массовый расход 0.5 кг/с. Дополнительное тестирование показало, что оценочное значение массового расхода на входе не оказывает влияние на расход через уплотнение из-за наличия перепускного отверстия. Температура воздуха на входе составляет  $20^\circ\text{C}$ .

Начальная закрутка газа контролируется путём задания вектора направления входного потока. Нулевой, средний и высокий варианты коэффициента начальной закрутки, соответствующие условиям проведения эксперимента, моделируются с помощью следующих значений углов входа потока:  $5.7^\circ$ ,  $63.4^\circ$  и  $78.7^\circ$  соответственно.

Значение статического давления, рассчитанное в соответствии со значением коэффициента давления из табл. 6.3, задаётся на выходной кромке расчётной модели.

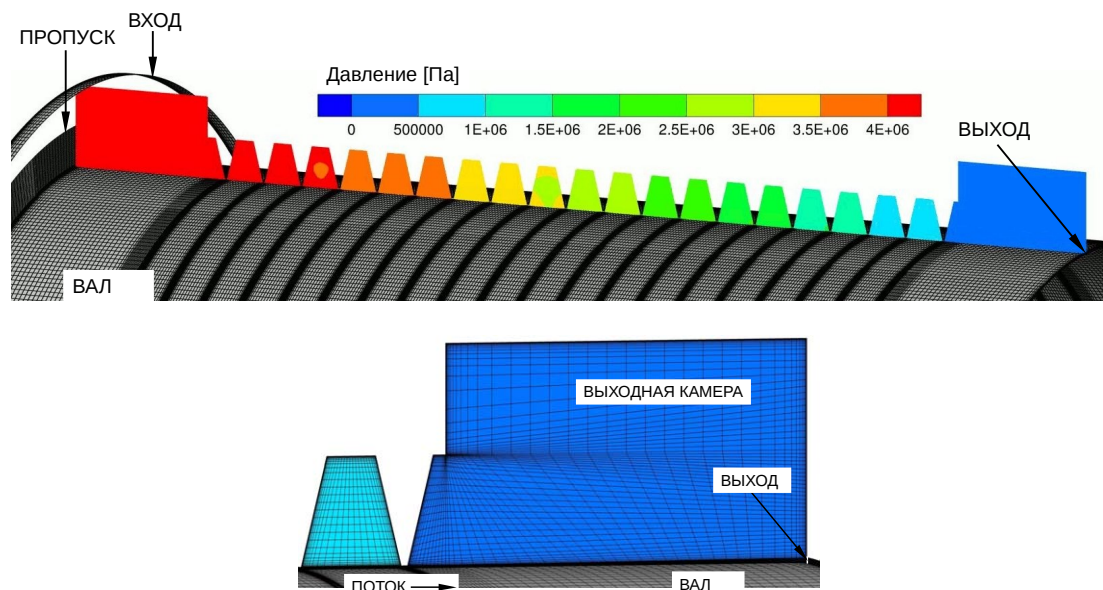


Рис. 6.15. Схема модели уплотнения с 20-ю гребешками (показаны распределение давления и расчётная сетка)

Поверхности вала и статора моделируются как адиабатные стенки с заданной скоростью вращения.

В качестве критериев сходимости для стационарных расчётов заданы верхние границы для осреднённых невязок уравнений ( $5 \times 10^{-6}$ ) и общих балансов уравнений сохранения (1%). Изменения в значениях расхода, давлений в первой и последней камерах, а также коэффициентов жёсткости контролировались во время итерационного процесса для достижения физической сходимости. Указанные критерии сходимости не были достигнуты при наименьшем коэффициенте давления 0.1. В этих случаях расчёт останавливался при прекращении изменений в отслеживаемых физических характеристиках и при достижении верхней границы для осреднённых невязок уравнений  $3 \times 10^{-5}$ .

### Результаты для 20-ти гребешкового уплотнения

Расчётные расходные характеристики, а также динамические коэффициенты жёсткости и демпфирования для сквозного лабиринтного уплотнения с 20-тью гребешками на статоре и с радиальным зазором 0.1 мм приведены в зависимости от коэффициента давления, скорости вращения вала и начальной закрутки потока. Данные на графиках, при-

ведённых ниже, сгруппированы по следующему правилу: столбцы соответствуют изменениям в скорости вращения, строки соответствуют изменениям в коэффициенте давления.

Показанные экспериментальные динамические коэффициенты получены из полного массива данных по импедансам. Это приводит к небольшим отличиям в окончательных экспериментальных значениях по сравнению с оригинальными работами [283; 284]. Можно предположить, что в [283; 284] несколько выбросов в значениях  $H_{ij}$  были опущены в процессе идентификации коэффициентов  $K_{ij}$  и  $C_{ij}$ , однако было не указано, по каким критериям проходил отбор выбросов.

Динамические коэффициенты определяются на основе трёх ВГД-расчётов с частотами прецессии 0 и  $\pm 2000$  об/мин. Подобно экспериментальным результатам, значение коэффициента начальной закрутки в модели не постоянно, а зависит от скорости вращения вала и коэффициента давления. В итоге было проведено более 81 ВГД-расчёта.

Также было выполнено сравнение полученных численных результатов с теоретическими данными расчётов с использованием теории интегральных характеристик Хирса (ГИХ), взятых из [284]. Авторы в [284] использовали модели ГИХ на основе одного и двух контрольных объёмов. В целом модель с одним контрольным объёмом показала лучшее согласование с экспериментальными данными из [284]. Поэтому для сравнения использовались лишь результаты однообъёмной модели. Результаты расчётов методом интегральных характеристик не были доступны в табличной форме, поэтому значения были вручную извлечены по диаграммам из [284] с определённой степенью погрешности [301].

На рис. 6.16 представлены расходные характеристики уплотнения.

Расход через уплотнение практически не зависит от начальной закрутки газа. Значения, полученные с помощью ВГД-модели, ниже экспериментальных для всех рабочих параметров. Максимальное отклонение составляет 19.8%, что, тем не менее, является более точным по сравнению с результатами ГИХ. Наибольшие отклонения наблюдаются при наименьшей скорости вращения 10 200 об/мин. Точность ВГД-модели может быть улучшена путём уточнения геометрии входных и выходных камер уплотнения.

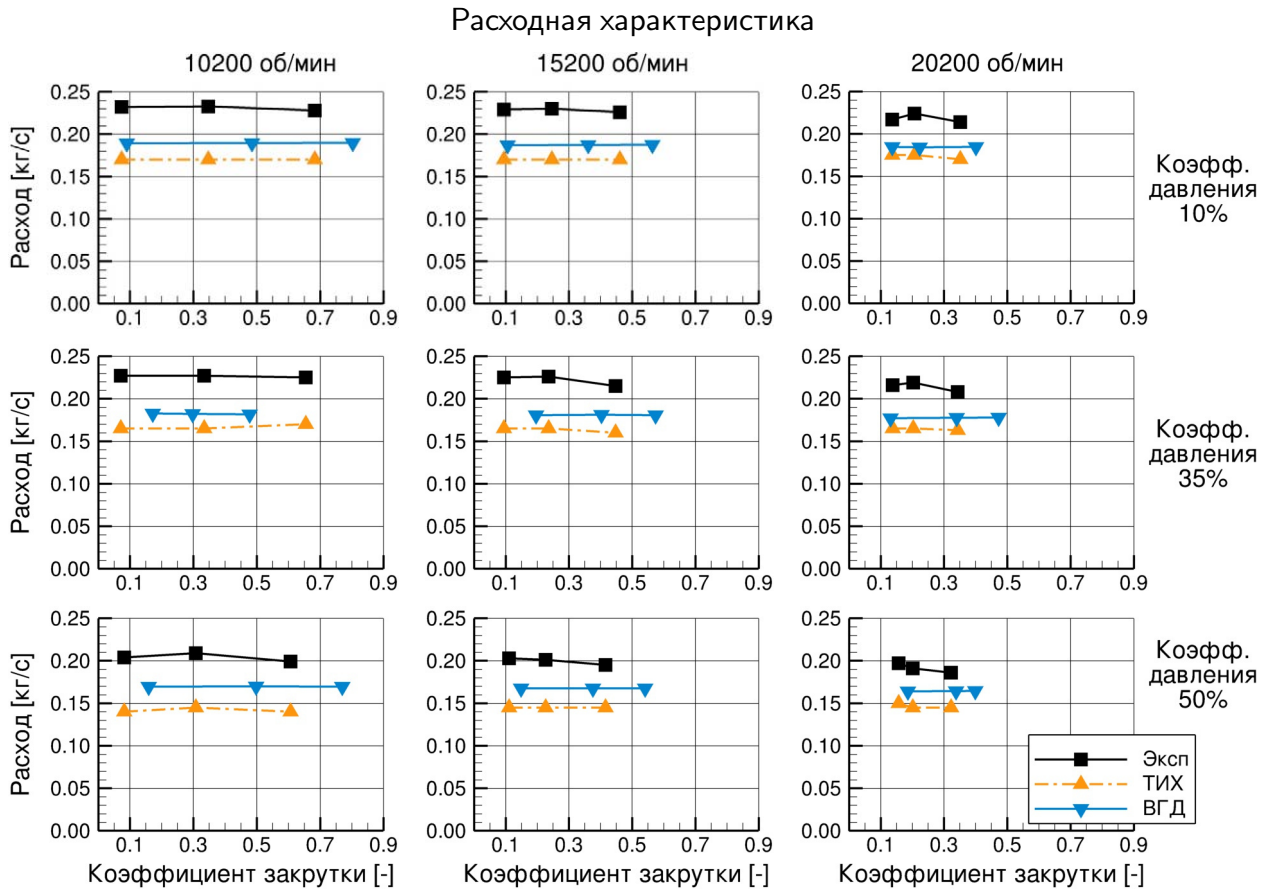


Рис. 6.16. Расход для 20-ти гребешкового уплотнения

На рис. 6.17 показан прямой коэффициент жёсткости. Экспериментальные значения  $K_{xx}$  показаны с использованием как линейной, так и квадратичной аппроксимации. Прямая жёсткость принимает отрицательные значения на всех рабочих точках.

Расчётная прямая динамическая жёсткость остаётся практически постоянной при изменении коэффициента начальной закрутки. Экспериментальные значения имеют минимум при среднем коэффициенте начальной закрутки для двух значений коэффициента давления 10% и 35%. Наибольшее отличие между экспериментальными данными и результатами ВГД составляет около 40%. ВГД-модель приводит к заниженной прямой жёсткости при коэффициенте давления 10%, а также для всех рабочих точек при скорости вращения вала 20 200 об/мин.

Сравнивая с данными ТИХ, можно отметить, что результаты ВГД являются более точными, особенно для коэффициентов давления 35% и 50% при скорости вращения вала 20 200 об/мин.

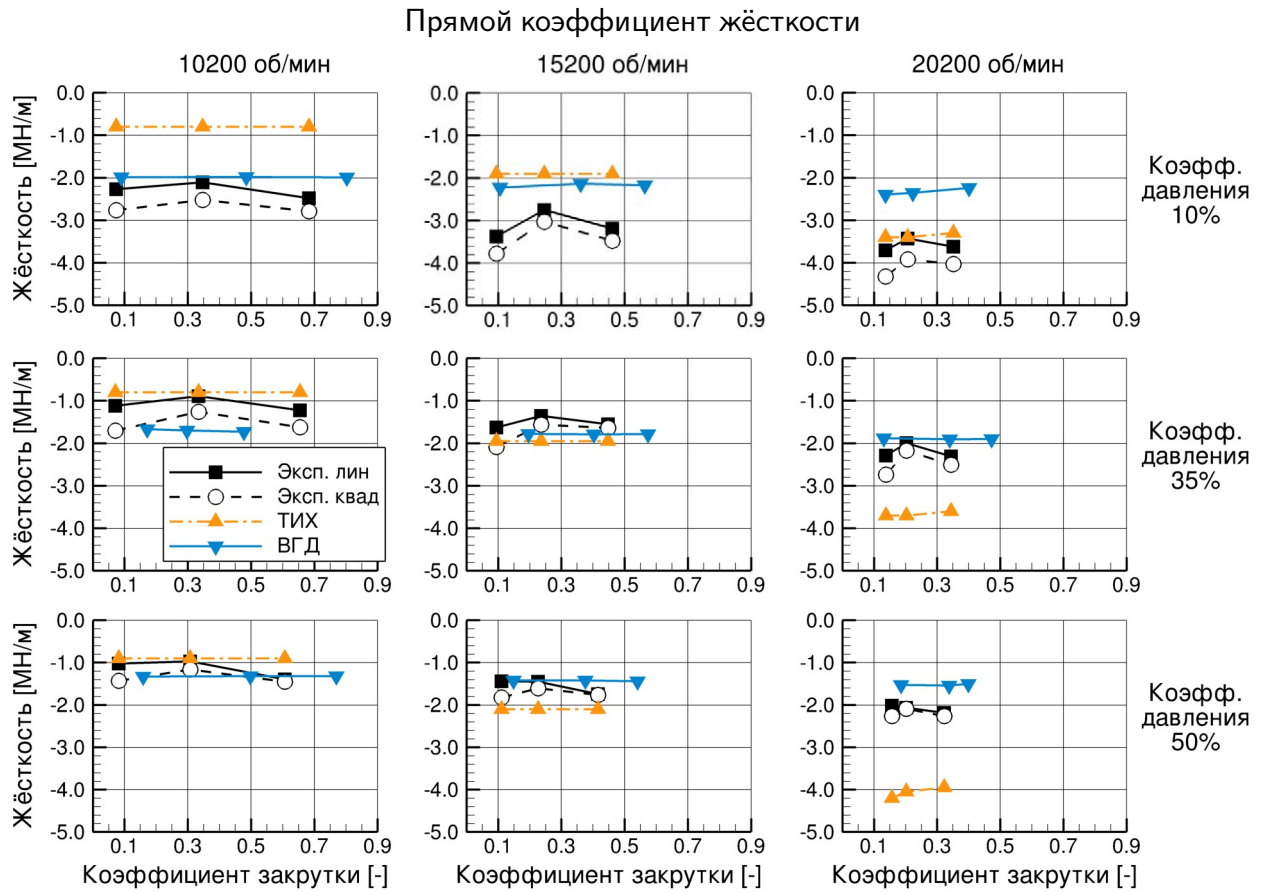


Рис. 6.17. Прямая жёсткость для 20-ти гребешкового уплотнения

На рис. 6.18 представлен перекрёстный коэффициент жёсткости. Экспериментальные значения  $K_{xy}$  также показаны с использованием как линейной, так и квадратичной аппроксимации. Перекрёстная жёсткость заметно зависит от коэффициента начальной закрутки.

Расчётные значения перекрёстной жёсткости согласуются с экспериментальными данными, хотя и имея значительное расхождение на нескольких рабочих точках. Экспериментальные значения растут быстрее с увеличением начальной закрутки, чем результаты ВГД-расчётов. Экспериментальная перекрёстная жёсткость принимает отрицательные значения для наименьшей закрутки при скоростях вращения вала 10 200 и 15 200 об/мин. Данное поведение не воспроизводится ВГД-моделью. Вследствие отличий между экспериментальными и теоретическими значениями коэффициента начальной закрутки, а также сильной зависимости  $K_{xy}$  от величины закрутки количественная оценка отклонений между экспериментом и расчётом в данном случае не проводилась.

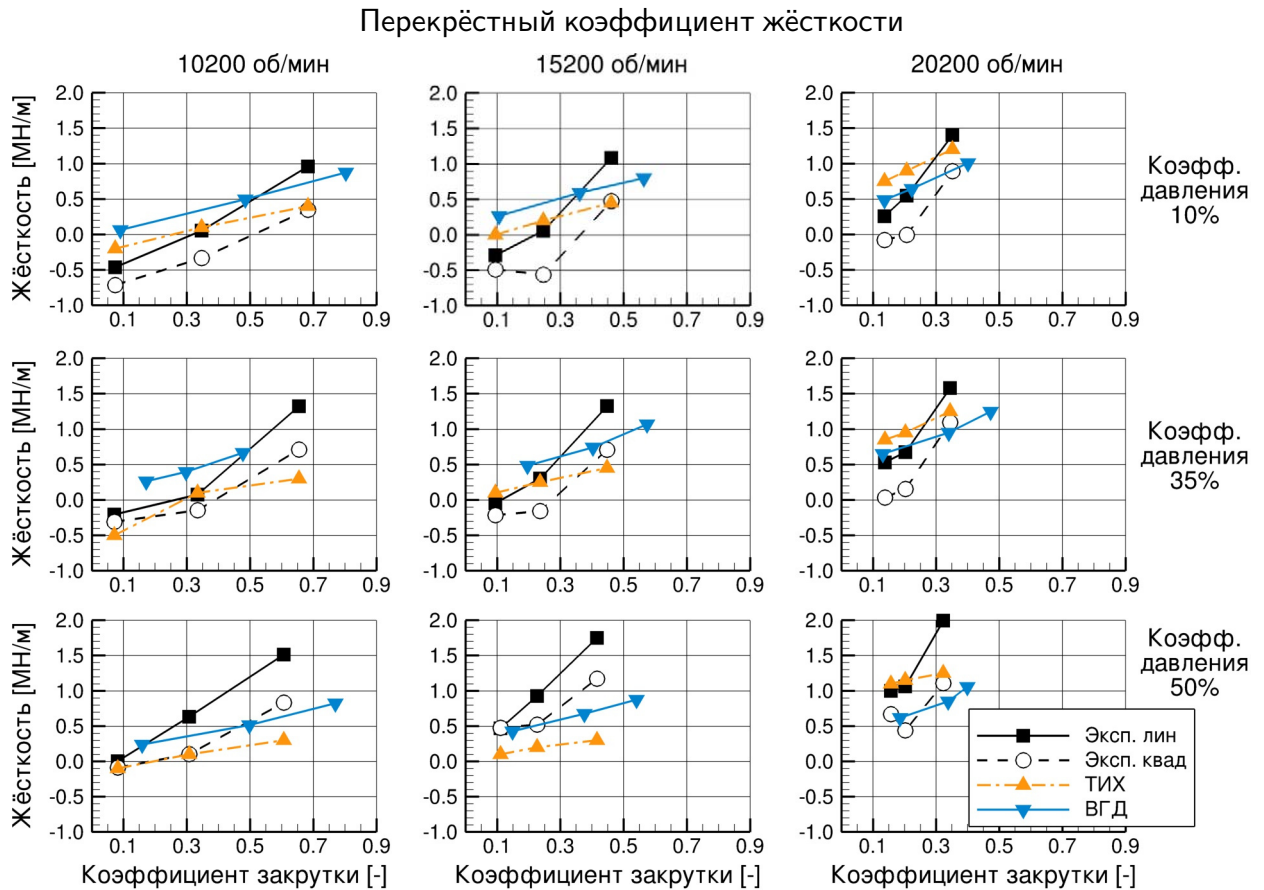


Рис. 6.18. Перекрёстная жёсткость для 20-ти гребешкового уплотнения

Сравнение с данными ТИХ не приводит к однозначному заключению о том, какая модель является более точной для перекрёстного коэффициента жёсткости. Однако обобщая результаты на всех рабочих точках, можно отметить, что ВГД-расчёты в целом лучше согласуются с экспериментом.

На рис. 6.19 приведён прямой коэффициент демпфирования. Экспериментальные значения  $C_{xx}$  немного увеличиваются при увеличении коэффициента начальной закрутки потока и скорости вращения вала.

ВГД-модель обнаруживает уменьшение в значениях прямого коэффициента демпфирования при наибольшем коэффициенте начальной закрутки на практически всех рабочих точках. В остальном, расчётные данные находятся в приемлемом согласовании с экспериментальными значениями.

Сравнивая с данными ТИХ, можно отметить, что ВГД-модель приводит к лучшему согласованию с экспериментом за исключением рабо-

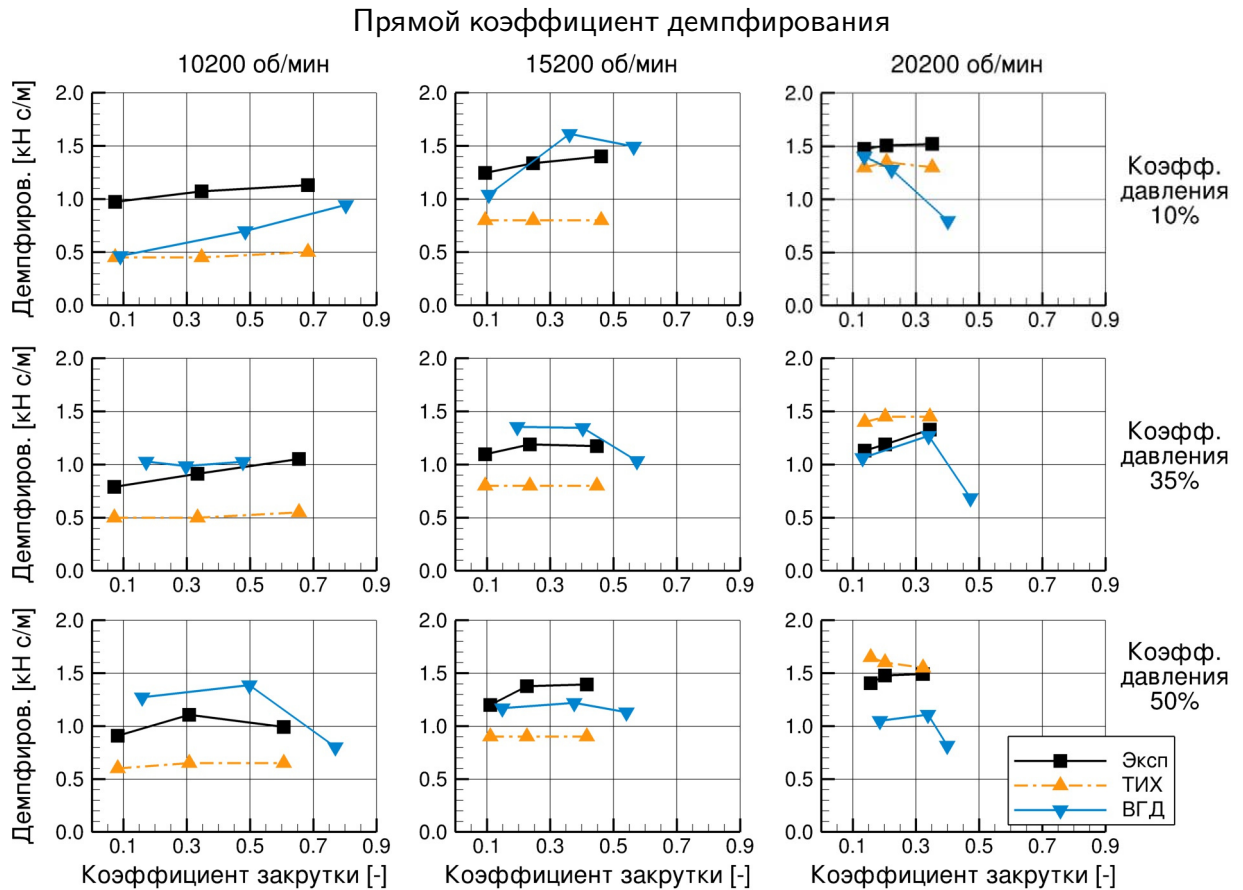


Рис. 6.19. Прямое демпфирование для 20-ти гребешкового уплотнения

чих точек при наибольшем коэффициенте начальной закрутки и скорости вращения вала 20 200 об/мин.

На рис. 6.20 приведён перекрёстный коэффициент демпфирования. Поведение экспериментальных значений  $C_{xy}$  похоже на поведение прямого коэффициента демпфирования. На некоторых рабочих точках значение перекрёстного демпфирования немного превышает значения  $C_{xx}$ .

Результаты, полученные с помощью ВГД-модели, демонстрируют неудовлетворительное согласование с данными экспериментов. Расчётные перекрёстные коэффициенты демпфирования в большинстве случаев ниже экспериментальных значений. Хорошее согласование между расчётом и экспериментом наблюдается лишь для коэффициента давления 10% и скорости вращения вала 10 200 об/мин.

Сравнивая с данными ТИХ, можно сделать вывод, что для перекрёстного коэффициента демпфирования ВГД-модель имеет меньшую точность, чем ТИХ-модель с одним контрольным объемом.

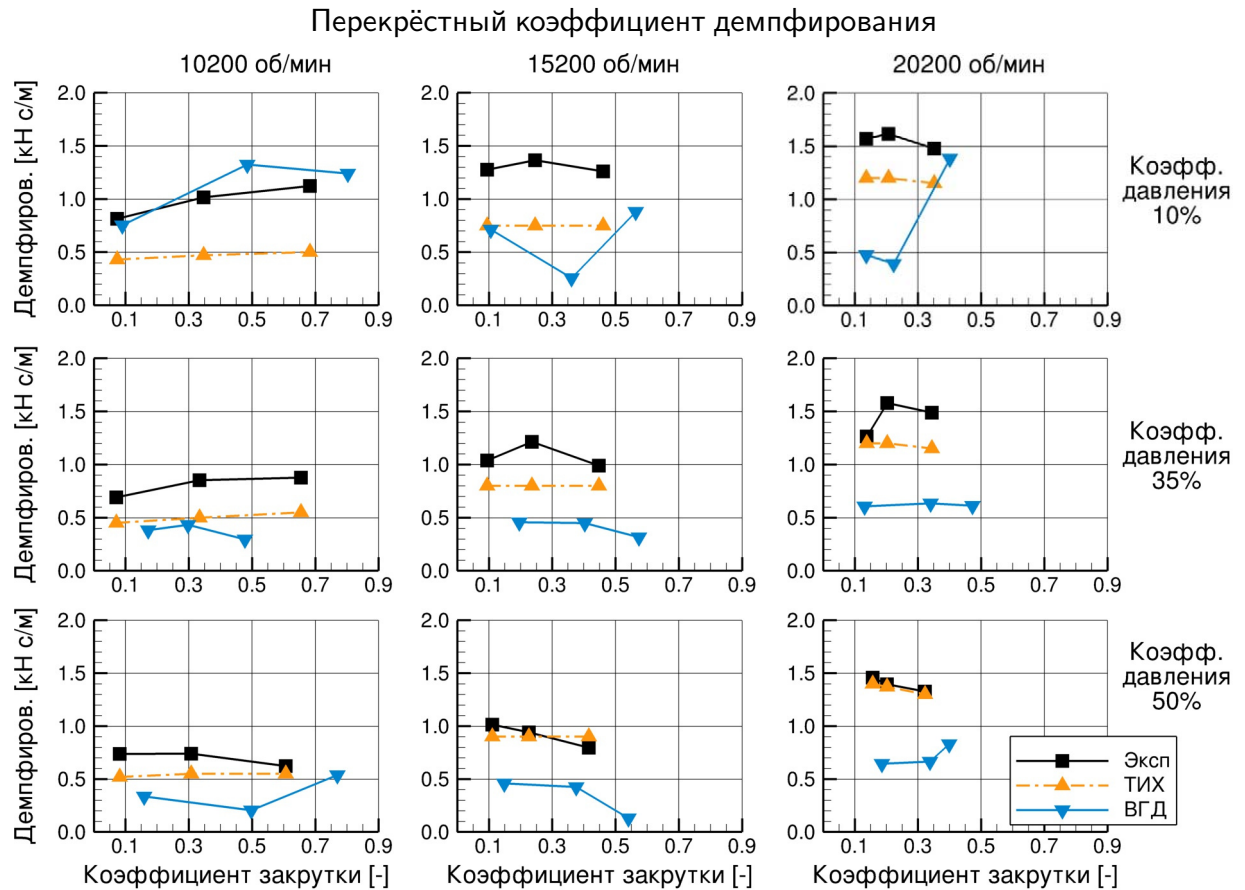


Рис. 6.20. Перекрёстное демпфирование для 20-ти гребешкового уплотнения

В заключении можно отметить, что, несмотря на неопределённость по некоторым геометрическим параметрам входной и выходной камер уплотнительного узла, ВГД-модель приводит к удовлетворительным результатам по расходу и динамическим коэффициентам длинного лабиринтного уплотнения.

## 6.2. Характеристики щёточных уплотнений

### 6.2.1. Изменение зазора в щёточном уплотнении

Свободный зазор между кончиками волокон и поверхностью вала в щёточном уплотнении может зависеть как от рабочих параметров, так и от характеристик щёточного пакета. В щёточных уплотнениях, устанавливаемых с нулевым номинальным зазором или с натягом, также



может возникать всплытие или опускание пакета вследствие вращения вала или его эксцентричного положения.

Экспериментальное определение функции свободного радиального зазора в щёточном уплотнении в зависимости от перепада давления проводилось на беспрецессионном стенде оптическим методом с использованием цифровой камеры. Оценка величины зазора между волокнами и валом осуществлялась с помощью полуавтоматической обработки полученных снимков. Применяемый подход подробно описан в [199].

Полученные экспериментальные оценки функции свободного радиального зазора для щёточных уплотнений В-1, В-2В и В-2С приведены на рис. 6.21. Оптические измерения для уплотнений В-2В и В-2С были проведены в конфигурации SSB, тогда как щёточное уплотнение В-1 тестировалось в одиночной постановке. Поэтому перепад давления, показанный на рис. 6.21б, соответствует полному перепаду давления в конфигурации SSB. При необходимости локальный перепад давления для щёточных уплотнений В-2В и В-2С может быть пересчитан из осевого распределения давления в камерах конфигурации SSB. Это выполнено в разделе 7.3.

Из результатов, приведённых на рис. 6.21, видно, что все рассмотренные щёточные уплотнения, устанавливаемые с положительным номинальным зазором, явно демонстрируют эффект опускания щётки при повышении перепада давления.

В щёточном уплотнении В-1 даже при максимальном перепаде давления в 0.9 МПа наблюдается остаточный свободный зазор величиной около 0.02 мм. Однако функция изменения зазора для В-1 в диапазоне высоких перепадов давлений ещё не принимает горизонтальный характер, как, например, функции зазора для уплотнений В-2В и В-2С, показанные на рис. 6.21б.

Щёточные уплотнения В-2В и В-2С демонстрируют различные характеристики закрытия зазора. Данные для щёточных уплотнений В-2 были получены как для прямого, так и для обратного хода, что позволяет провести оценку гистерезисной характеристики щёточных пакетов. В уплотнении В-2В, изготовленном из тонкой проволоки, происходит полное закрытие зазора уже при средних значениях перепада давления. В

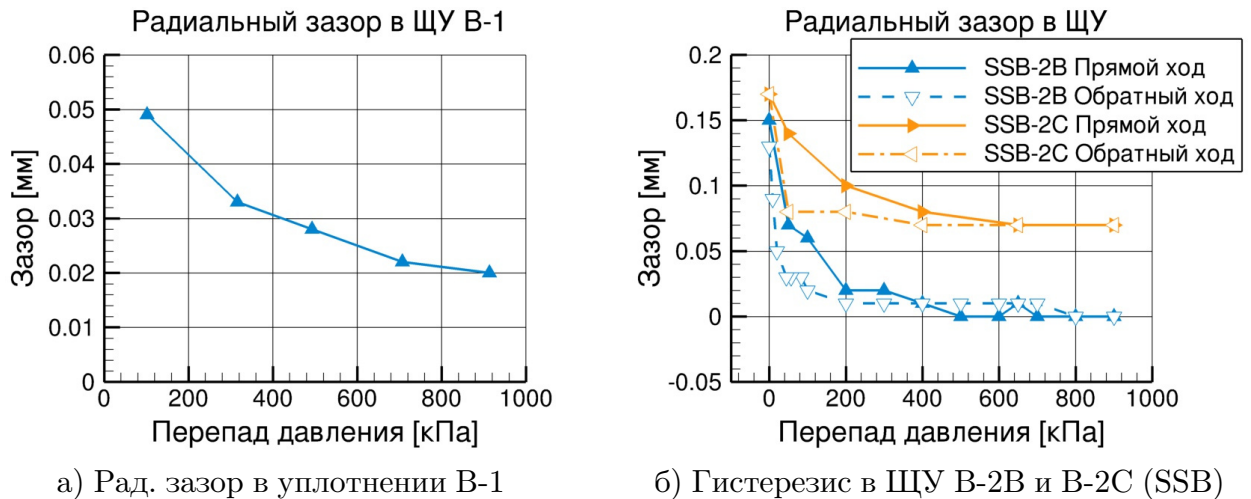


Рис. 6.21. Изменение радиального зазора в щёточных уплотнениях

уплотнении В-2С, изготовленном из толстой проволоки, функция радиального зазора вначале уменьшается, но затем становится постоянной при относительно высоком значении (около 0.07 мм).

Повышенный эффект закрытия зазора в уплотнении В-2В по сравнению с уплотнением В-1 также может быть объяснён отсутствием защитного кольца в обойме щёточного уплотнения В-2В.

Гистерезисный характер зависимостей для щёточных уплотнений связан с трением между волокнами в щёточном пакете. Зависимость величины свободного радиального зазора от истории нагружения, приведённая на рис. 6.21б, указывает на существование подобной зависимости для расходных характеристик уплотнений В-2В и В-2С.

### 6.2.2. Изменение толщины щёточного пакета

Используя значения остаточного радиального зазора в щёточных уплотнениях, полученные экспериментально, проведена калибровка используемой модели пористой среды для каждого из измеренных значений давления подачи. Толщина щёточного пакета изменялась с целью получения экспериментального значения расхода. Данная процедура позволяет получить функции изменения толщины (сжатия) щёточного пакета в зависимости от перепада давления.

На рис. 6.22а показана расчётная схема уплотнения с одним щёточ-

ным пакетом типа В-1 (см. табл. 2.11). Расчётная модель аналогична стандартной ВГД-модели для уплотнения с тремя щёточными пакетами, описанной в разделе 3.4.3 (также, см. [299]).

Результаты по радиальному зазору и толщине щёточного пакета, полученные экспериментально и теоретически, приведены на рис. 6.22б. Щёточный пакет В-1 заметно сжимается при малом перепаде давлений, а затем толщина пакета остаётся практически постоянной и равной 1.3 мм. Данное значение превосходит значение теоретической минимальной толщины пакета, определяемое с помощью ур. (2.8), что согласуется с наблюдениями о том, что в реальных условиях толщина пакета не достигает своего теоретически минимального значения даже при высоких перепадах давления [207; 390].

Расчётные значения по сжатию пакетов других щёточных уплотнений в зависимости от перепада давления приведены в разделе 7.3.

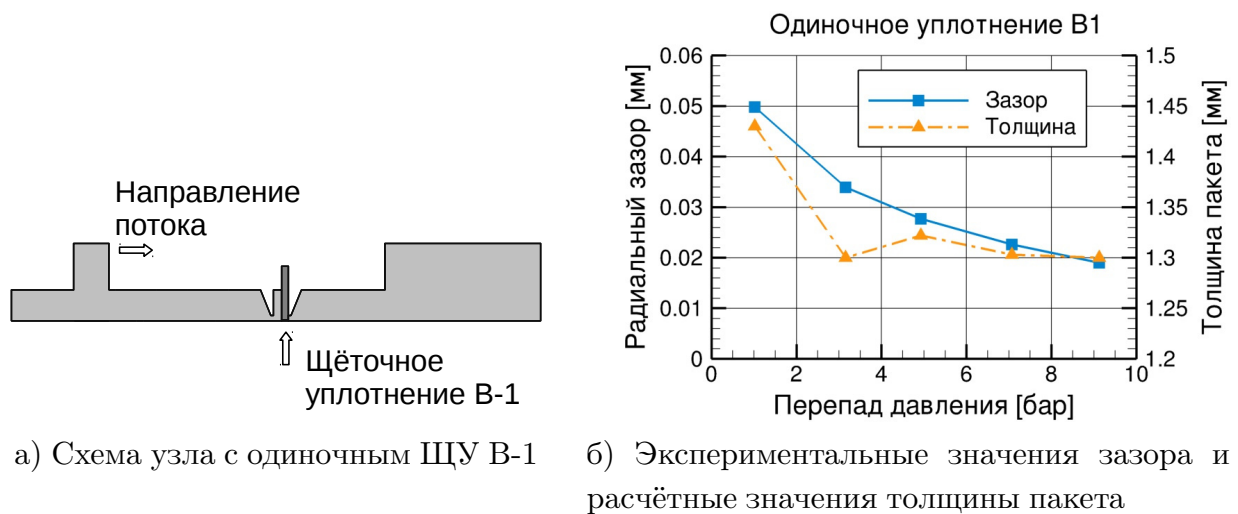


Рис. 6.22. Сжатие пакета в одиночном щёточном уплотнении

### 6.2.3. Давление в узлах с щёточными уплотнениями

В данном разделе приведены экспериментальные и расчётные распределения давлений в осевом и окружном направлениях для различных исследованных лабиринтных, щёточных, а также щёточно-лабиринтных уплотнений.

На рис. 6.23 показаны расчётные локальные распределения давления и структура потока воздуха в зоне щёточного пакета для уплотнений В-1, В-2В, В-2С и В-3 при давлении подачи 0.6 МПа. Расчёты были проведены с использованием модели пористой среды для уплотнительной конфигурации типа SSB с двумя лабиринтными камерами перед щёточным уплотнением.

Сравнивая пакеты В-3 и В-1, можно наблюдать влияние геометрии защитного кольца на структуру потока. В щёточном уплотнении В-3 наблюдается дополнительная зона рециркуляции непосредственно перед пакетом, тогда как в уплотнении В-1 такая зона отсутствует.

В щёточных уплотнениях без защитного кольца (уплотнения В-2В и В-2С) пакет является по сути продолжением второй камеры щёточно-лабиринтного уплотнения с увеличенной основной зоной рециркуляции потока. Можно сказать, что в этом случае из-за отсутствия защитного кольца более значительная часть щёточного пакета (в радиальном направлении) участвует в понижении давления (особенно ярко это видно для уплотнения В-2С).

Сравнивая распределение давления непосредственно перед щёточным пакетом, можно отметить, что в лабиринтных камерах перед пакетом практически не происходит понижение давления в уплотнениях SSB-3, SSB-1 и SSB-2С. Лишь в уплотнении SSB-2В заметно небольшое падение давления перед щёточным уплотнением по сравнению с давлением подачи.

Данный эффект более наглядно показан на рис. 6.24а, где приведены расчётные распределения давления в осевом направлении в четырёх камерах конфигураций SSS и SSB. При представлении результатов используются следующие обозначения для камер: 1 – входная зона, 2 – камера после первого гребешка, 3 – камера перед щёточным пакетом, 4 – выходная зона.

В уплотнении SSB-3 в первых двух камерах давление практически не отличается от давления на входе. Понижение давления происходит лишь в щёточном пакете В-3, которое имеет нулевой номинальный радиальный зазор. В конфигурациях с щёточными уплотнениями, установленными с положительным номинальным радиальным зазором

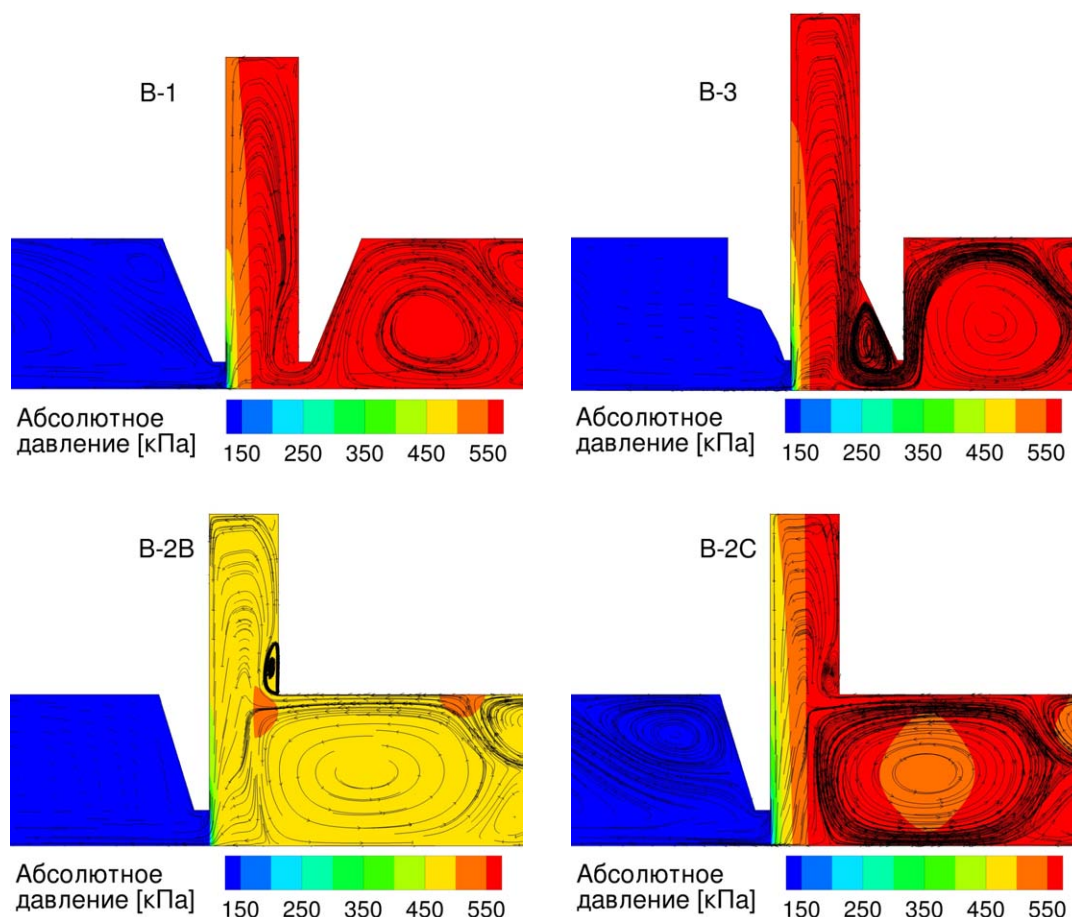
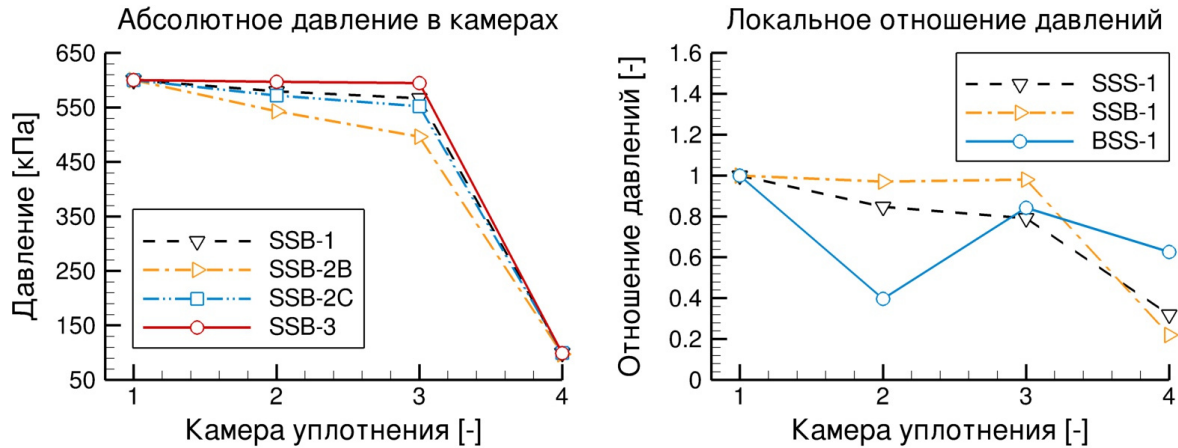


Рис. 6.23. Распределение давления и структура течения в различных щёточных уплотнениях

(SSB-2B, SSB-2C), наблюдается небольшое падение давления в первых двух камерах, однако основную работу по понижению давления выполняет опять же щёточный пакет.

Сравнение локальных отношений давлений между камерами конфигураций SSS-1, SSB-1 и BSS-1 показано на рис. 6.24б. Результаты демонстрируют отличия в механизме понижения давления для щёточно-лабиринтных узлов в зависимости от положения щёточного уплотнения по сравнению с чисто лабиринтным уплотнением.

На рис. 6.25 представлено сравнение экспериментального и расчётного распределения давления в осевом направлении для конфигураций SSB-2C и BSS-2C. В конфигурации BSS гребешки лабиринта более заметно участвуют в понижении давления, чем в конфигурации SSB. Можно отметить хорошее согласование между теорией и эксперимен-



а) Расчётные распределения давлений      б) Эксперимент. отношения давлений

Рис. 6.24. Распределения давлений в осевом направлении для различных щёточно-лабиринтных уплотнений

том для двух представленных конфигураций.

В табл. 6.4 приведены типичные экспериментальные значения локальной степени понижения давления в каждой камере конфигураций SSS-1 и BBB-1. Локальная степень понижения давления определяется по формуле:

$$\delta p_i^{\text{лок}} = \frac{p_i^{\text{кам}}}{p_{i-1}^{\text{кам}}}, \quad i = 1 \dots 3. \quad (6.10)$$

При малых перепадах давления обе конфигурации SSS-1 и BBB-1 демонстрируют сходную способность для понижения давления в камерах. С увеличением суммарного перепада давления степень понижения давления заметно ухудшается для первого и второго щёточных уплотнений в узле BBB-1 (происходит увеличение с значения 0.86 до 0.92). В лабиринтном уплотнении степень понижения для первого и второго гребешков практически не зависит от общего перепада давления (постоянное значение 0.85 для первого гребешка).

Сравнение экспериментальных и расчётных значений локального перепада давления в камерах уплотнения BBB-1 показано на рис. 6.26.

Данные на рис. 6.26 представлены для двух случаев: 1) малые значения давления подачи и начальной закрутки (левая ось  $y$ ), 2) большие значения давления подачи и начальной закрутки (правая ось  $y$ ).

Щёточные уплотнения 1 и 2 в узле BBB-1 демонстрируют значи-

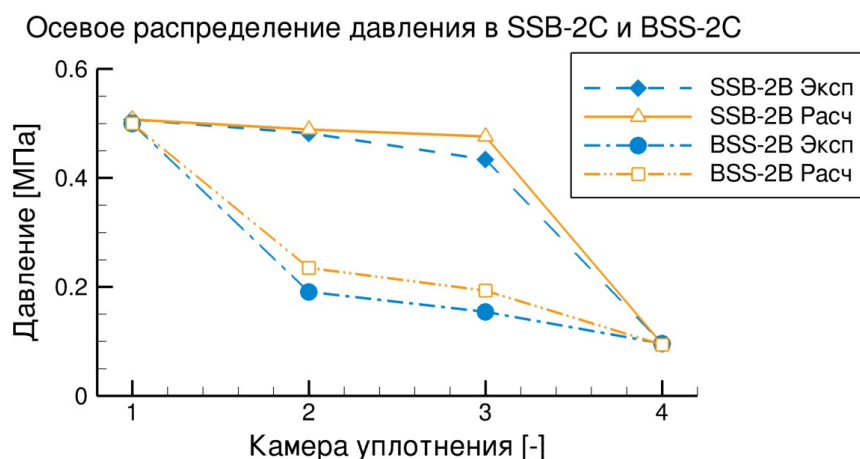


Рис. 6.25. Сравнение осевого распределения давления в узлах SSB и BSS

Таблица 6.4. Экспериментальная локальная степень понижения давления в уплотнениях SSS-1 и BBB-1

$\Delta p$ [МПа]	0.1 (SSS) 0.11 (BBB)				0.35 (SSS) 0.35 (BBB)				0.85 (SSS) 0.9 (BBB)			
	Номер камеры				Номер камеры				Номер камеры			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
SSS-1	1	0.84	0.84	0.68	1	0.85	0.79	0.32	1	0.85	0.79	0.15
BBB-1	1	0.86	0.85	0.66	1	0.84	0.92	0.28	1	0.92	0.93	0.11

тельно меньший перепад давления по сравнению с последним ЩУ 3. Несмотря на заметные различия между экспериментальными и расчётными данными для случая малого давления подачи, модель позволяет с удовлетворительной точностью определить динамические коэффициенты (см. ниже). Хорошее согласование для случая высокого давления подачи обусловлено детальной калибровкой модели пористой среды для данной рабочей точки, что также является необходимым при расчёте динамических коэффициентов. Теоретические и экспериментальные результаты по локальным динамическим коэффициентам жёсткости для уплотнительного узла BBB-1 приведены в разделе 6.4.2.

На рис. 6.27 представлено сравнение экспериментальных и расчётных кривых распределения давления в окружном направлении в двух камерах конфигурации SSB-1 для трёх различных давлений на входе. Результаты приведены для значения эксцентриситета вала 0.1 мм. Расчётные кривые в данном случае хорошо согласуются с эксперименталь-

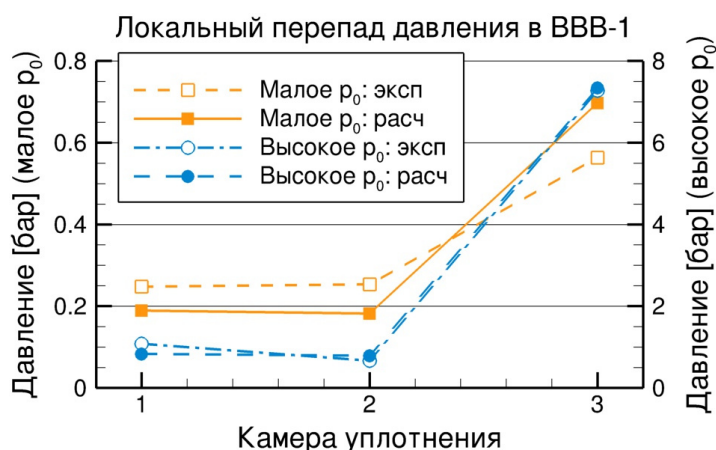


Рис. 6.26. Сравнение локального перепада давления в камерах щёточного уплотнения с тремя пакетами

ными данными.

Сравнение распределения давления в камерах щёточно-лабиринтных уплотнений SSB-3 и SSB-4, в которых щёточные уплотнения имеют нулевой номинальный радиальный зазор, приведена на рис. 6.28 для значения эксцентриситета вала 0.2 мм и давление на входе 0.4 МПа (уплотнение SSB-3) и 0.2 МПа (уплотнение SSB-4).

Как отмечалось выше, падение давления в конфигурациях SSB-3 и SSB-4 происходит практически только в контактном щёточном уплотнении, поэтому уровни давления в двух камерах перед щёточным уплотнением отличаются незначительно. Теоретические значения также демонстрируют удовлетворительное согласование с экспериментальными данными.

При установке щёточного уплотнения впереди двух лабиринтных гребешков (конфигурация BSS) щёточное уплотнение может работать в качестве гасителя закрутки потока входного газа [198].

На рис. 6.29 показано распределение окружной компоненты скорости в сечении конфигурации BSS-2B. В расчётной модели используется в данном случае укороченная в радиальном направлении область щёточного пакета, а также немного видоизменённая конфигурация входной камеры. Видно, что щёточный пакет в значительной степени гасит закрутку находящий поток газа.

На рис. 6.29 также приведено сравнение трёх компонент скорости



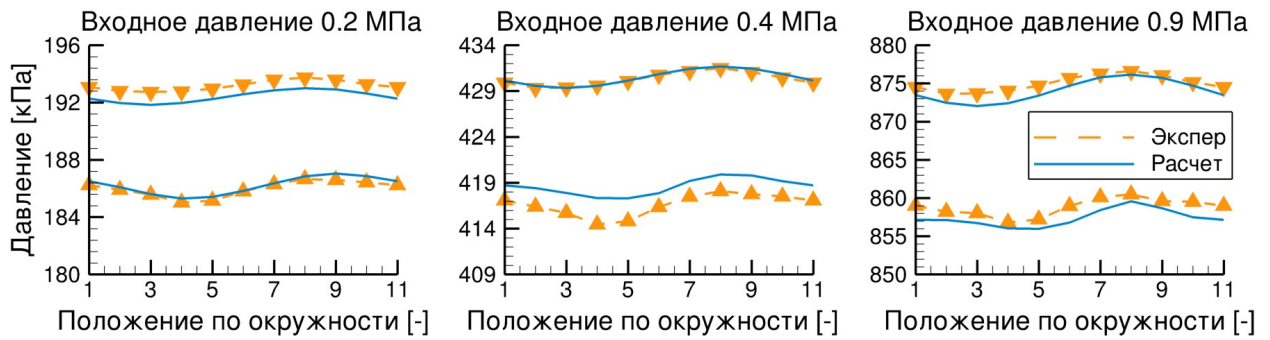


Рис. 6.27. Расчётные и экспериментальные распределения давлений в камерах щёточно-лабиринтного уплотнения SSB-1

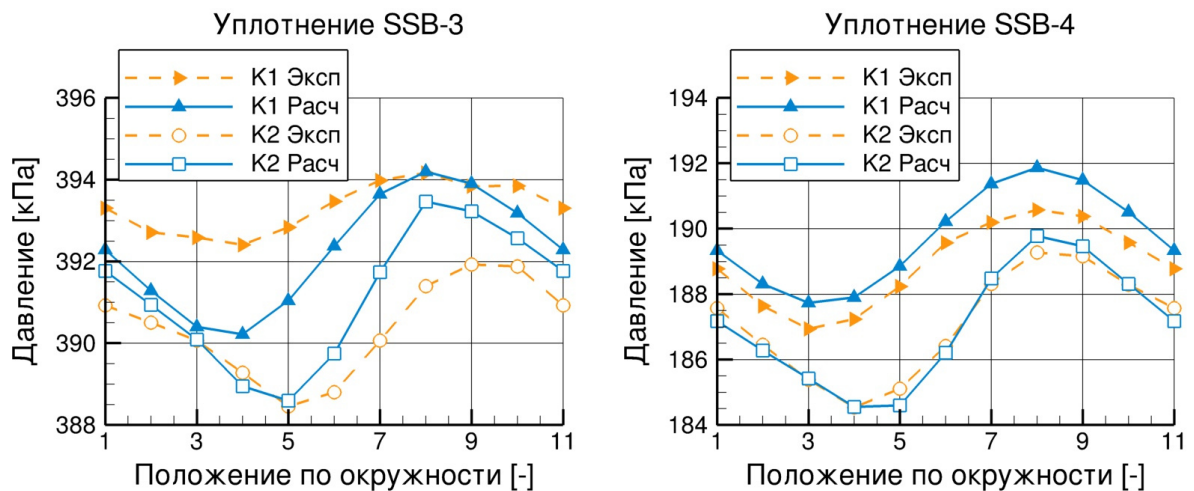


Рис. 6.28. Расчётные и экспериментальные распределения давлений в камерах уплотнений SSB-3 и SSB-4

газа для позиций, на которых выполняются измерения при проведении исследований на беспрецессионном экспериментальном стенде (балки чёрного цвета). Данные результаты позволяют проверить адекватность методики определения экспериментальных значений закрутки с помощью трубки Пито и датчика статического давления. Малость компонент скорости в радиальном и осевом направлениях подтверждает применимость экспериментальной процедуры определения закрутки потока во входной камере перед уплотнением. Однако на позициях датчиков давлений во второй и, прежде всего, в третьей камере лабиринта преобладание окружной компоненты скорости значительно падает, и она становится сопоставима с другими компонентами вектора скорости.

На рис. 6.30 приведено сравнение распределений окружной состав-

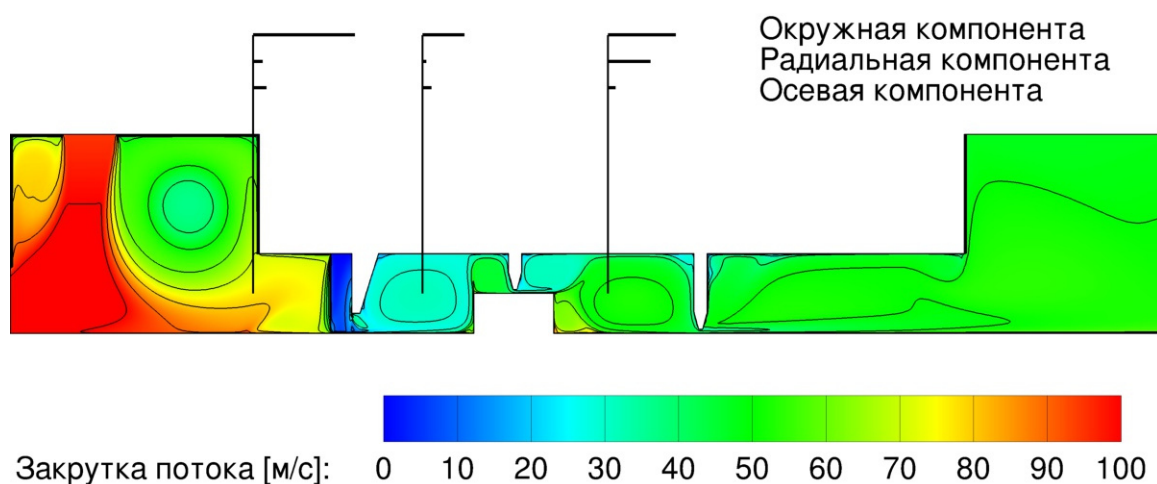


Рис. 6.29. Расчётное распределение окружной скорости газа в сечении щёточно-лабиринтного уплотнения BSS-2B

ляющей скорости газа в камерах уплотнительных конфигураций SSS-2 и BSS-2 при различных значениях начальной закрутки, перепаде давления около 0.5 МПа и скорости вращения вала 12 000 об/мин. Горизонтальная линия показывает скорость вращения вала.

Результаты для двух конфигураций показывают, что основное понижение окружной составляющей скорости потока происходит в первом дросселирующем элементе. Однако щёточный элемент в конфигурации BSS-2 уменьшает закрутку значительно сильнее, чем первый гребешок в конфигурации SSS. По сравнению с конфигурацией SSS-2 величина понижения закрутки в конфигурации BSS-2 незначительно зависит от величины начальной закрутки. В последующих камерах величина закрутки остаётся на высоком уровне в конфигурации SSS-2, тогда как в конфигурации BSS-2 наблюдается небольшой прирост, при котором окружная скорость газа остаётся ниже скорости вращения ротора.

Расчётные значения окружной скорости потока, приведённые на рис. 6.30, согласуются с результатами измерений. В случае лабиринтного уплотнения SSS-2 теоретическая модель приводит к немного завышенным результатам по сравнению с экспериментальными данными, тогда как для конфигурации BSS-2 расчётные данные являются немного заниженными.

Приведённые результаты для конфигурации BSS показывают, что

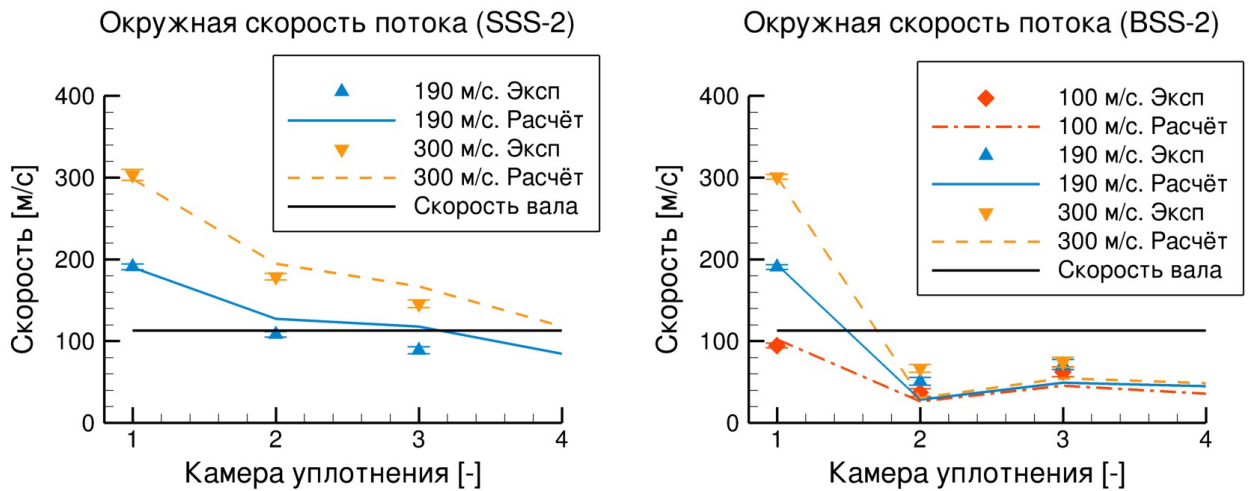


Рис. 6.30. Распределение окружной скорости потока в камерах конфигураций SSS-2 и BSS-2B

щёточное уплотнение может действовать как эффективное устройство снижения закрутки потока газа. Относительно динамических характеристик уплотнений можно отметить, что конфигурация BSS-2 будет иметь меньший перекрёстный коэффициент жёсткости из-за низкой величины закрутки в камерах по сравнению с конфигурацией SSS-2.

Дополнительные теоретические и экспериментальные результаты по влиянию свободного зазора в щёточном уплотнении на степень понижения закрутки потока газа могут быть найдены в [198].

## 6.3. Расход узлов с щёточными уплотнениями

### 6.3.1. Щёточно-лабиринтные уплотнения

В данном разделе приведён сравнительный анализ результатов экспериментальных и теоретических исследований по определению расходных характеристик уплотнительных узлов с щёточными элементами. Между собой сравниваются четыре конфигурации короткого щёточно-лабиринтного уплотнения типа SSB. Конфигурации отличаются радиальными зазорами в лабиринте, а также геометрией и параметрами щёточных уплотнений.

Расчёт течения в каналах уплотнений проводится с использованием базовой ВГД-модели из раздела 3.4 для неполноохватного трёхмерного

сегмента уплотнения с использованием модели пористой среды. Размер структурированной сетки для сегмента щёточно-лабиринтного уплотнения (см. рис. 3.9) составляет около 500 000 узлов (см., также, [44]).

В качестве модели пористой среды использовалась модель М-3 из ур. (3.28), которая в данном случае привела к более реалистичным значениям расчётной толщины щёточного пакета. Параметры и результаты калибровки сведены в табл. 6.5, в которой также приведены значения минимальной теоретической толщины щёточного пакета.

Калибровка модели пористой среды проводилась для одного перепада давления путём варьирования толщины щёточного пакета в осевом направлении. Для щёточных пакетов с положительным номинальным радиальным зазором использовались зависимости радиального зазора между кончиками волокон и поверхностью вала от перепада давления, полученные экспериментально (см. раздел 6.2.1).

Процедура калибровки была выполнена для среднего значения давления на входе уплотнения из диапазона 0.2–1.0 МПа. Для всех трёх щёточных уплотнений с положительным номинальным радиальным зазором (В-1, В-2В и В-2С) наблюдается эффект закрытия зазора (опускание волокон в направлении к поверхности вала). Наибольший остаточный зазор имеет уплотнение SSB-2С с пакетом, изготовленном из толстой проволоки.

Максимальное сжатие щёточного пакета наблюдается в конфигурациях SSB-1 (пакет из тонкой проволоки, небольшой остаточный зазор) и

Таблица 6.5. Результаты калибровки модели пористой среды

		SSB-1	SSB-2B	SSB-2C	SSB-3	SSB-4
$p_0$	[МПа]	0.45	0.5	0.5	0.6	0.6
$h_b^{exp}$	[мм]	0.03	0.01	0.08	0.0	0.0
$b_b^{pred}$	[мм]	1.425	1.855	1.525	1.755	1.555
$b_{b,min}^{pred}$	[мм]	1.21	1.21	1.40	1.66	1.40
$\varepsilon^{pred}$	[-]	0.236	0.413	0.181	0.153	0.196
$\dot{m}^{pred}$	[г/с]	35.79	86.44	55.50	37.87	58.40
$\dot{m}^{exp}$	[г/с]	35.61	86.20	55.65	37.72	58.30

SSB-2C (щёточное уплотнение из толстой проволоки, отсутствие защитного кольца, присутствие заметного остаточного зазора). Пакет В-2В (тонкая проволока, отсутствие защитного кольца, практически полное закрытие зазора) сжимается незначительно. Пакет В-3 из толстой проволоки с нулевым номинальным зазором сжимается умеренно.

Расчёты для различных давлений на входе в щёточно-лабиринтное уплотнение были выполнены с использованием результатов калибровки, приведённых в табл. 6.5. Значения толщины щётки и радиального зазора в данном случае не изменялись в зависимости от перепада давления в щёточном уплотнении.

На рис. 6.31 представлены расчётные и экспериментальные расходные характеристики щёточно-лабиринтных уплотнений для различных перепадов давлений. Значения расхода приведены в терминах эффективного зазора, определяемого с помощью ур. (6.1a).

Как и можно было ожидать, уплотнение с щёточным пакетом В-3, волокна которого выполнены из толстой проволоки и который установлен с нулевым зазором, имеет наименьшую расходную характеристику. Наибольший расход демонстрирует уплотнение SSB-2В с щёточным пакетом из тонкой проволоки без защитного кольца.

Для сравнения, значения эффективных зазоров для чистого лабиринта SSS с тремя гребешками и ступенькой на роторе с радиальным зазором под гребешками 0.27 мм и 0.5 мм составляет для перепада давления 0.5 МПа 155 мкм и 270 мкм соответственно.

Для уплотнения SSB-3 результаты расчётов хорошо согласуются с экспериментальными данными. Для конфигураций с щёточными уплотнениями, которые устанавливаются с положительным номинальным зазором, имеют место отклонения между расчётными и экспериментальными данными в области низких и высоких давлений. Это связано с наблюдаемым эффектом закрытия зазора в щёточном уплотнении.

Восходящая форма кривой эффективного зазора в области низких давлений характерна для чистых лабиринтов и щёточных уплотнений с нулевым зазором. Нисходящая форма кривой эффективного зазора является характеристикой щёточных уплотнений с положительным номинальным радиальным зазором и косвенным подтверждением эффекта

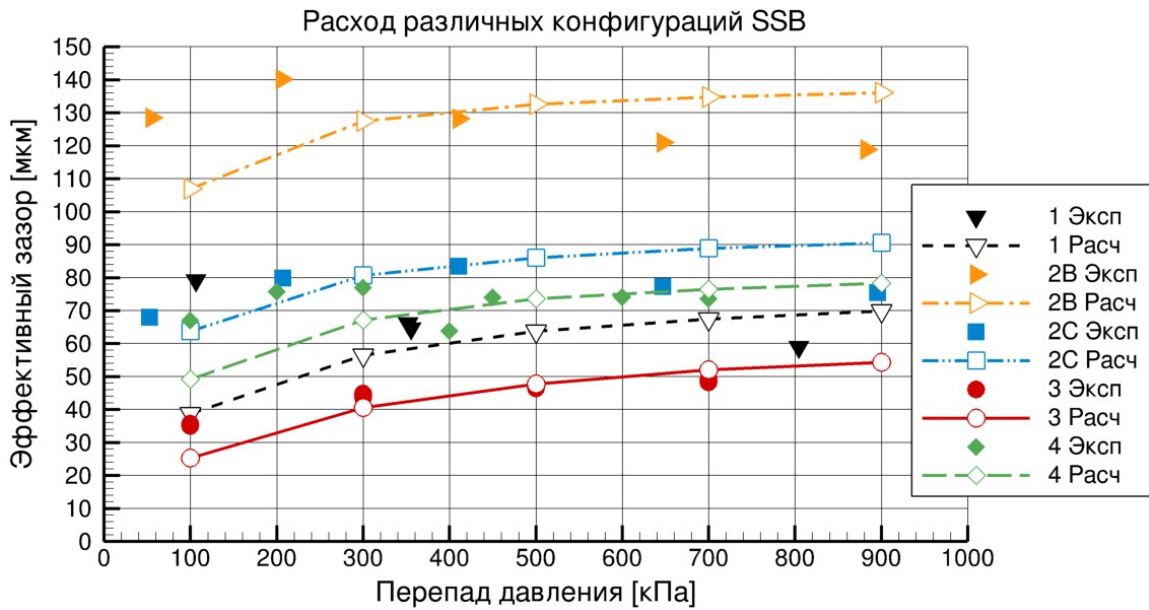


Рис. 6.31. Расход щёточно-лабиринтных уплотнений SSB

закрытия свободного зазора. Поэтому, а также в связи с тем, что калибровка модели пористой среды проводилась для среднего значения давления, в области низких давлений расчётные значения лежат ниже экспериментальных, в зоне высоких давлений лежат выше.

Сравнение расчётных и экспериментальных расходных характеристик для щёточно-лабиринтных уплотнений SSB-2В, SSB-2С, BSS-2В и BSS-2С приведено на рис. 6.32.

Отличия в расходных характеристиках конфигураций SSB и BSS являются незначительными, причем конфигурация SSB имеет немного меньшие значения расхода.

В каждой компоновке щёточно-лабиринтного уплотнения использование щёточного пакета В-2С приводит к значительно меньшему расходу по сравнению с пакетом В-2В, несмотря на то, что щёточное уплотнение В-2С демонстрирует более высокие значения остаточного радиального зазора (см. рис. 6.21).

Расход через щёточное уплотнение с остаточным зазором можно разделить на утечки сквозь остаточную щель и утечки через щёточный пакет. Для щёточного уплотнения В-2С по сравнению с уплотнением В-2В можно сказать, что уменьшение расхода через щёточный пакет является более значительным, чем увеличение расхода сквозь более вы-

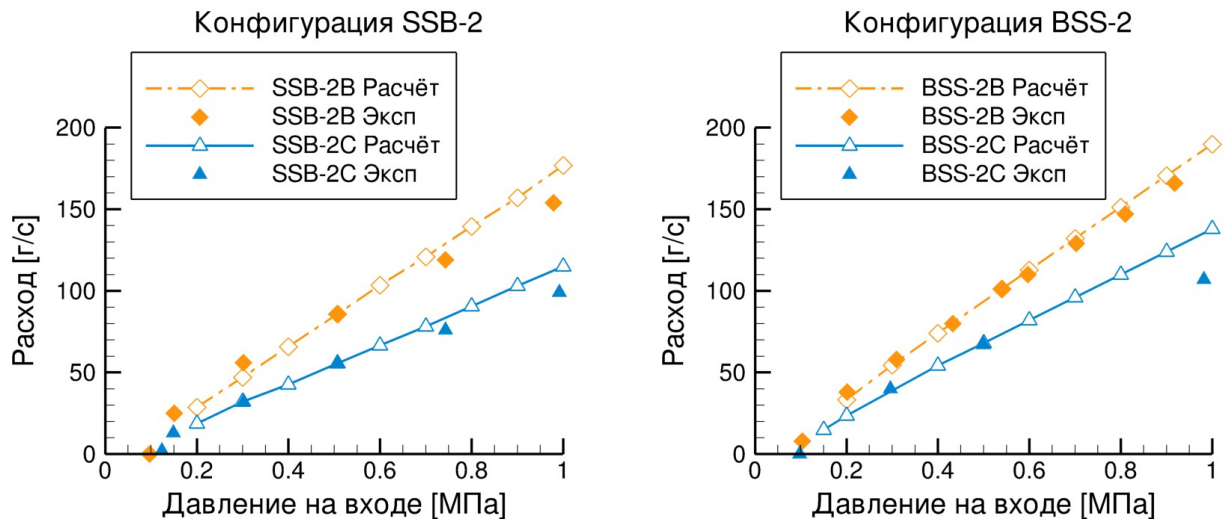


Рис. 6.32. Сравнения расхода в конфигурациях BSS-2 и SSB-2

сокий радиальный зазор.

Уменьшение утечек через щёточный пакет В-2С объясняется более низким значением пористости (81% от пористости щёточного пакета В-2В в номинальном состоянии).

Результаты, приведённые на рис. 6.32, также демонстрируют приемлемое согласование между экспериментальными данными и теоретическими значениями расхода, полученными с использованием одной калибровочной точки. В данном случае в качестве пористой модели использовалась модель М-2. Дополнительный анализ данных результатов может быть найден в [302].

### 6.3.2. Щёточное уплотнение с тремя пакетами

Узел ВВВ-1, состоящий из трёх идентичных щёточных уплотнений В-1, был протестирован на беспрецессионном стенде для различных значений давлений подачи, входной закрутки потока и скорости вращения ротора.

На рис. 6.33 приведено сравнение расходных характеристик для конфигурации ВВВ-1. На левом графике приведены экспериментальные значения утечек через уплотнения ВВВ-1 и SSS-1 с радиальным зазором 0.27 мм, которое было описано выше. Уплотнение ВВВ-1 уменьшает расход максимально на 60% в сравнении с уплотнением SSS-1.

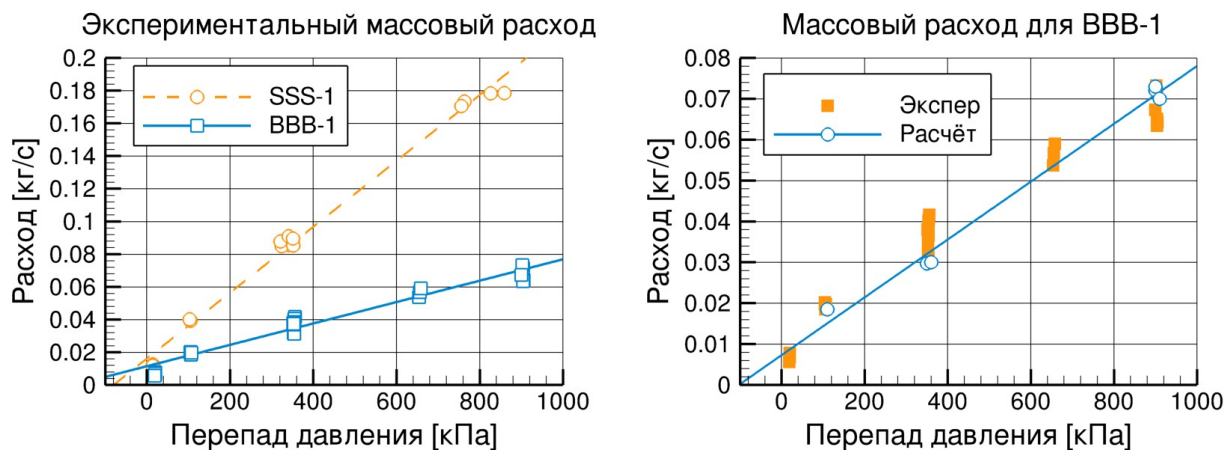


Рис. 6.33. Сравнение расходных характеристик лабиринтного уплотнения и узла с тремя щёточными уплотнениями

Правый график на рис. 6.33 показывает расчётные и экспериментальные значения расхода уплотнения BBB-1. Результаты находятся в достаточно хорошем согласовании. Разброс экспериментальных значений обусловлен различиями в рабочих параметрах (начальная закрутка потока газа и скорость вращения вала).

## 6.4. Динамические коэффициенты узлов с щёточными уплотнениями

### 6.4.1. Щёточно-лабиринтные уплотнения

В данном разделе анализируются теоретические и экспериментальные результаты по динамическим коэффициентам жёсткости и демпфирования щёточно-лабиринтных уплотнительных конфигураций типов SSB и BSS.

Как было описано в разделе 5.5.2, посвящённом проведению экспериментальных исследований на беспрецессионном стенде, интегрируя распределения давлений, аналогичные показанным на рис. 6.27, и умножая полученную удельную силу на длину камеры в осевом направлении, можно получить локальные силы, действующие в камерах уплотнения. Зная эксцентриситет вала, из локальных сил, действующих в радиальном и тангенциальном направлениях, можно получить локальные дина-



мические прямые и перекрёстные коэффициенты жёсткости.

Из-за допущения о постоянстве сил в камерах уплотнения, а также неучёта сил, возникающих во входной и выходной областях, под гребешками и в пакете щётчного уплотнения, применимость локальных динамических коэффициентов жёсткости является ограниченной. Данные коэффициенты могут использоваться для сравнения различных уплотнений между собой, а также для детальной проверки адекватности расчётных моделей.

На рис. 6.34 и рис. 6.35 приведены экспериментальные и расчётные значения для глобальных и локальных коэффициентов жёсткости и демпфирования уплотнительных конфигураций BSS-1 и SSB-1. ВГД-расчёты проводились для значения эксцентриситета вала 0.059 мм и скорости вращения 750 об/мин с использованием модели пористой среды M-2 и частотного метода круговой прецессии.

На рис. 6.34 прямой коэффициент жёсткости приведён в зависимости от расхода, а перекрёстный коэффициент жёсткости показан в зависимости от силы входной закрутки газа  $I_{u0}$ . Приведённые результаты демонстрируют близкую к линейной зависимость коэффициентов жёсткости от выбранных параметров.

Сравнивая коэффициенты жёсткости конфигураций BSS-1 и SSB-1 (а также SSS-1), можно отметить уменьшение перекрёстного коэффициента жёсткости в конфигурациях с щётчным уплотнением по сравнению с лабиринтным уплотнением, что является положительным фактором. Отличия между двумя конфигурациями с щётчными уплотнениями для перекрёстных коэффициентов жёсткости остаются незначительными.

Конфигурация SSB-1 с щётчным уплотнением, установленным после двух гребешков, демонстрирует положительные значения глобального прямого коэффициента жёсткости, что является существенным отличием по сравнению с отрицательными значениями  $K_{xx}$  в конфигурациях BSS-1 и SSS-1. Анализ формирования коэффициентов жёсткости в конфигурациях щётчно-лабиринтных уплотнений приведён в разделе 7.2.2 (см., также, [298]).

Сравнение между расчётными и экспериментальными значениями

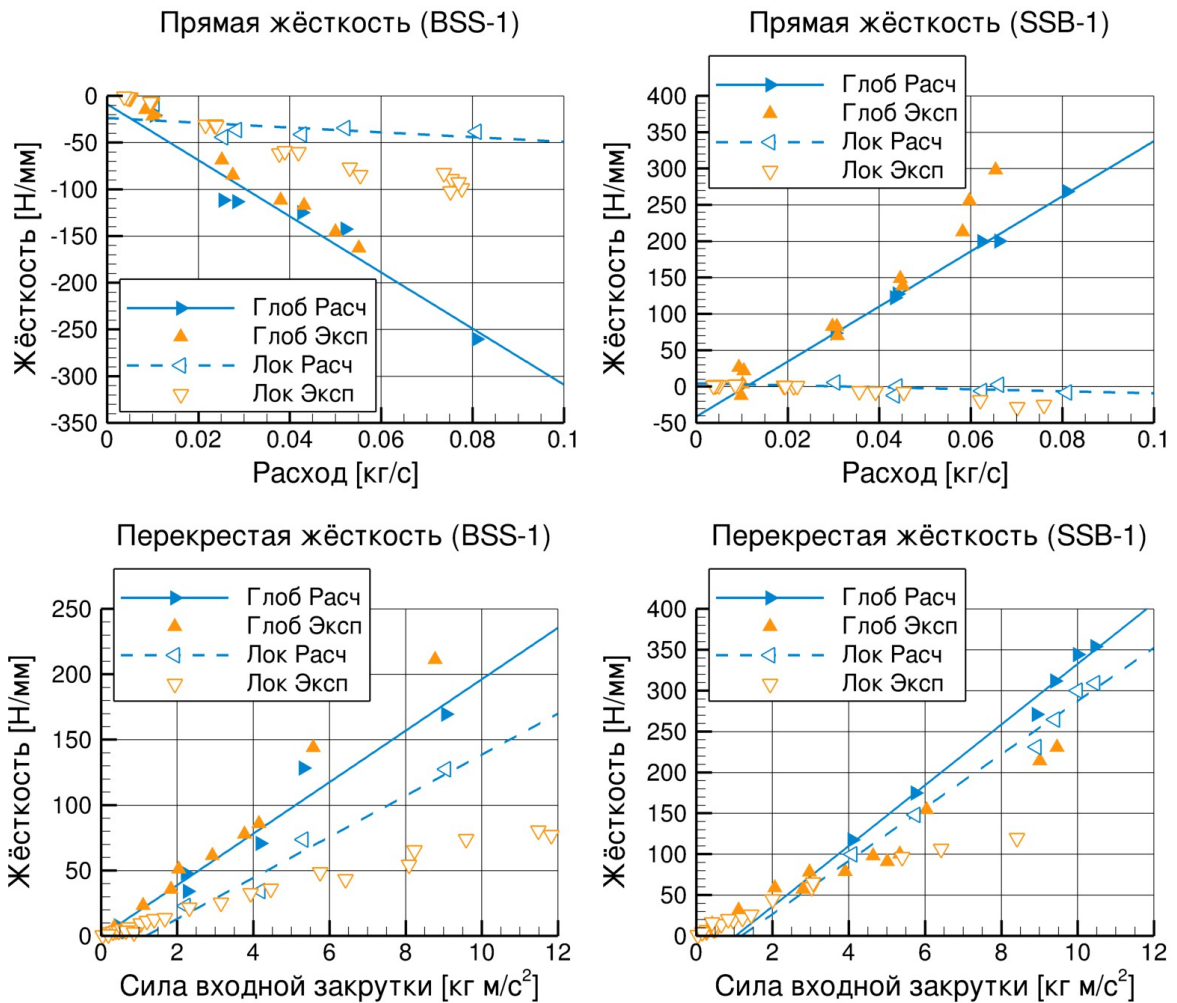


Рис. 6.34. Сравнение коэффициентов жёсткости для уплотнительных узлов BSS-1 и SSB-1

демонстрирует в целом хорошее согласование для глобальных коэффициентов жёсткости в двух конфигурациях BSS и SSB. Различия обнаруживаются для локальных коэффициентов жёсткости при высоких значениях расхода и силы входной закрутки. При этом расчётная модель выдаёт значения локальной прямой жёсткости, лежащие ниже экспериментальных значений (по абсолютному значению), а значения локальной перекрёстной жёсткости, лежащие выше экспериментальных значений.

Коэффициенты демпфирования на рис. 6.35 приведены в зависимости от осреднённых значений плотности воздуха. Можно сказать, что прямые коэффициенты демпфирования демонстрируют зависимость от плотности, близкую к линейной, тогда как перекрёстные коэффициен-

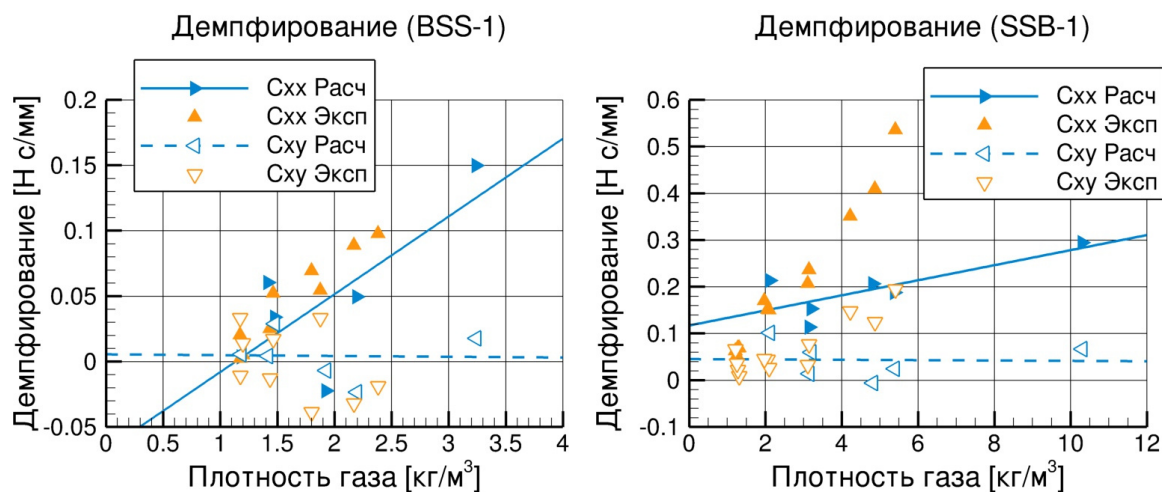


Рис. 6.35. Сравнение коэффициентов демпфирования для уплотнительных узлов BSS-1 и SSB-1

ты показывают более заметный разброс в значениях.

Результаты демонстрируют, что конфигурация SSB-1 вновь имеет преимущество перед конфигурациями BSS-1 и SSS-1 в виде высоких значений прямого коэффициента демпфирования. Прямое демпфирования принимает наименьшие значения в случае конфигурации BSS-1.

Сравнение между расчётными и экспериментальными коэффициентами демпфирования показывает, что для конфигурации BSS-1 имеет место удовлетворительное согласование, тогда как в случае SSB-1 расчётные значения прямого коэффициента демпфирования заметно ниже экспериментальных значений для высоких значений плотности.

Было также проведено более детальное исследование по теоретическому определению коэффициентов жёсткости и демпфирования для щёточно-лабиринтного уплотнения SSB-1. В новых расчётах в качестве модели пористой среды используется модель М-3. При выполнении процедуры калибровки применялись теоретические результаты, полученные для случая концентричного положения вала для единичного перепада давления путём варьирования толщины щёточного пакета в осевом направлении.

Оценка величины свободного радиального зазора между щёточным пакетом и поверхностью вала проводилась с использованием экспериментальных данных. Однако для эксцентричного положения вала, что

является необходимым для определения динамических коэффициентов уплотнения, потребовалась более детальная калибровка. Дополнительно к базовой калибровке по расходу для каждого значения давления на входе в уплотнение выполнялась вторичная калибровка по локальному перепаду давления через щёточный пакет.

Динамические коэффициенты жёсткости и демпфирования исследуемого щёточно-лабиринтного уплотнения SSB-1 показаны на рис. 6.36 в зависимости от давления на входе в уплотнение. Данные по локальным коэффициентам жёсткости приведены как для отдельных камер, так и в качестве суммы по двум камерам.

Относительно локальных коэффициентов жёсткости можно отметить, что расчётные значения согласуются с экспериментальными как для отдельных камер, обозначенных К1 и К2 на рис. 6.36, так и для суммарных коэффициентов. Локальная прямая жёсткость принимает довольно малые значения, которые становятся отрицательными при увеличении давления на входе. Это связано с тем, что в данном случае локальные прямые коэффициенты жёсткости имеют в двух камерах противоположенные знаки.

Значения локальной перекрёстной жёсткости в двух камерах являются сопоставимыми. Модель показывает практически линейный рост локальной перекрёстной жёсткости, тогда как в эксперименте прирост в значениях перекрёстной жёсткости заметно уменьшается при переходе от средних значений диапазона входных давлений к высоким.

Значения глобальных динамических коэффициентов жёсткости и демпфирования, которые также показаны на рис. 6.36, представляют собой суммарные коэффициенты вследствие возникающих в уплотнении аэродинамических и механических сил. В расчёте аэродинамические силы определяются путём интегрирования давления по всей поверхности вала. Идентификация экспериментальных глобальных динамических коэффициентов на динамическом стенде основана на определении удельных сил, действующих в уплотнении, с помощью откалиброванного магнитного возбудителя.

Конфигурация SSB-1 имеет более высокие глобальные прямые коэффициенты жёсткости и демпфирования. Глобальная прямая жёст-

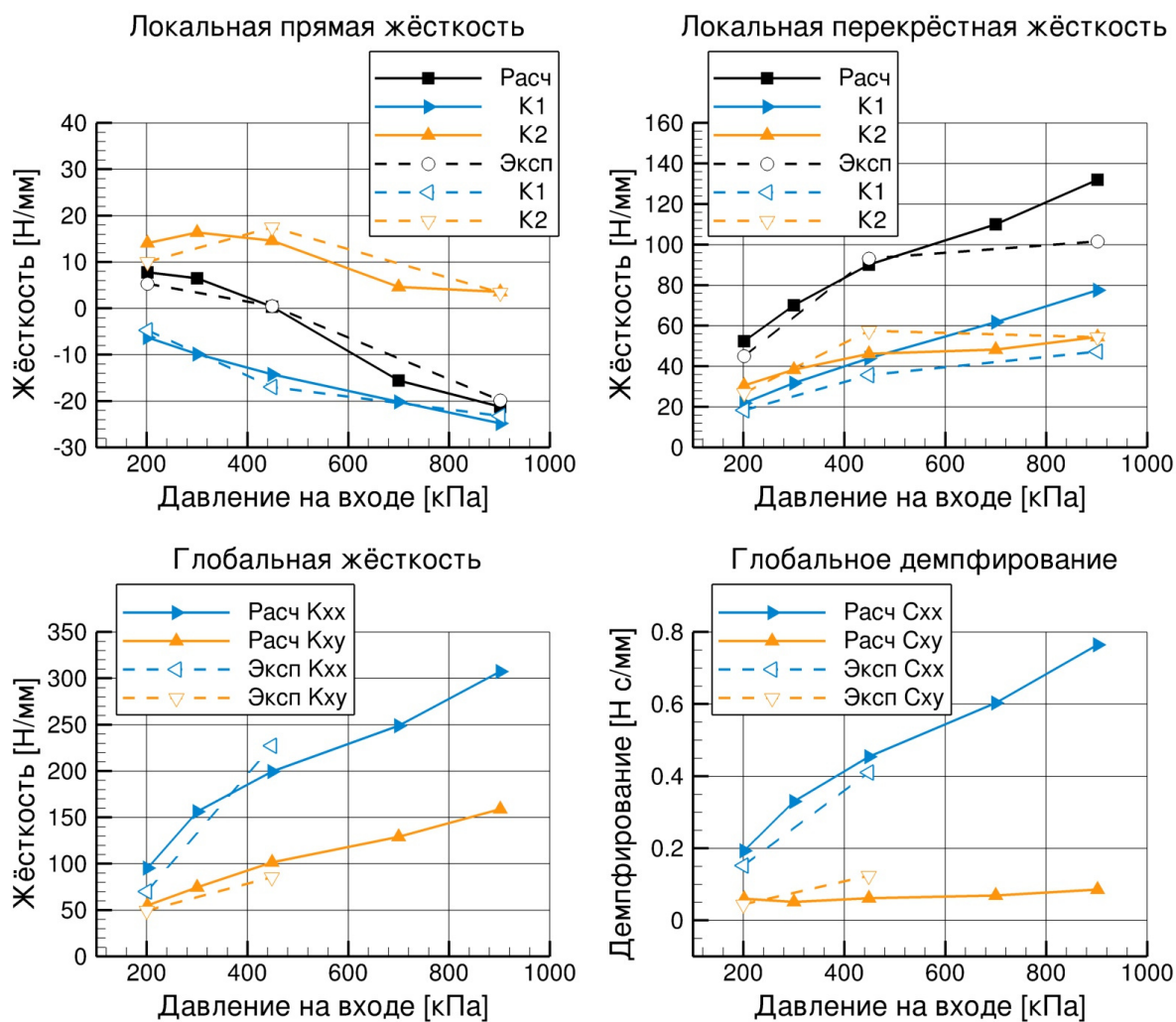


Рис. 6.36. Расчётные и экспериментальные, локальные и глобальные динамические коэффициенты щёточно-лабиринтного уплотнения SSB-1

кость принимает высокие значения из-за увеличенного влияния механической компоненты. Значения глобальной перекрёстной жёсткости сопоставимы со значениями локальной перекрёстной жёсткости. За исключением перекрёстного коэффициента демпфирования, все глобальные коэффициенты демонстрируют сильную зависимость от давления на входе в уплотнение. Перекрёстное демпфирование практически не изменяется при увеличении перепада давления.

Расчётные значения глобальных коэффициентов жёсткости и демпфирования, показанные на рис. 6.36, представляют собой сумму глобальных аэродинамических коэффициентов, которые были получены с помощью полноохватной ВГД-модели, и механических составляющих,

определённых с помощью упрощённых подходов, описанных в разделе 3.5. Учёт механических составляющих коэффициентов жёсткости и демпфирования приводит к хорошему согласованию между расчётными и экспериментальными данными.

Для непосредственной оценки влияния уплотнений на динамику ротора была рассмотрена балочная модель простой роторной системы, показанной на рис. 6.37 (см., также, [42]).

Данная роторная система представляет собой немного изменённую конфигурацию динамического экспериментального стенда, на котором определяются глобальные коэффициенты жёсткости и демпфирования. Два идентичных уплотнения расположены симметрично в средней части экспериментально вала.

В табл. 6.6 сведены результаты расчёта критических скоростей вала с помощью разработанного пакета MRACE (см. раздел 5.4.2), а также отклика на дисбаланс для трёх вариантов конфигурации: без учёта уплотнений; с трёхгребешковым ступенчатым лабиринтным уплотнением SSS-1; с щёточно-лабиринтным уплотнением SSB-1. Результаты приведены в процентах по отношению к конфигурации без уплотнений.

Результаты демонстрируют, что лабиринтное уплотнение незначительно уменьшает первые три критические скорости вала вследствие отрицательной прямой жёсткости. Как было показано выше, щёточно-лабиринтное уплотнение имеет высокую прямую жёсткость, что приводит к заметному увеличению первых двух критических скоростей. И лабиринтное, и щёточно-лабиринтное уплотнения обладают демпфирующими свойствами, что позволяет уменьшить максимальную амплитуду

Таблица 6.6. Влияние уплотнений на динамику роторной системы

		Без уплотнения	Уплотнение SSS-1	Уплотнение SSB-1
Критическая скорость	1	100%	91.8%	128.0%
	2	100%	95.8%*	132.0%*
	3	100%	99.7%	100.4%
	4	100%	100.3%	100.8%
Макс. амплитуда		100%	53.6%	37.1%

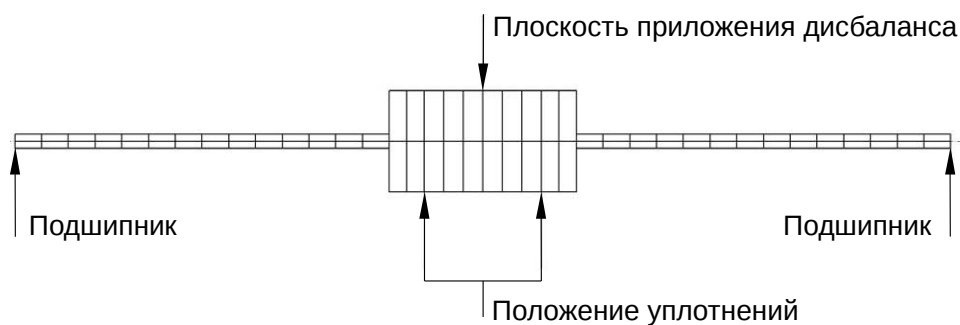


Рис. 6.37. Схема конечно-элементной модели простой роторной системы

отклика на дисбаланс. Однако щёточно-лабиринтное уплотнение имеет более высокие значения прямого коэффициента демпфирования, что приводит к более низкому значению максимальной амплитуды.

Устойчивость роторной системы можно оценить по знаку действительной части комплексной собственной частоты, получаемой при модальном анализе. Вторая критическая частота для обоих уплотнений имеет положительный знак, что указывает на неустойчивость данной формы (отмечены звездой в табл. 6.6).

Для дальнейшего анализа устойчивости роторной системы был выполнен динамический расчёт методом прямого численного интегрирования. Задача Коши решалась с помощью метода Ньюмарка, реализованного в пакете MRACE.

Расчётная траектория движения геометрического центра среднего сечения вала показана на рис. 6.38. Лабиринтное уплотнение является неустойчивым, амплитуда колебаний за короткий промежуток времени превышает критическое значение, что в реальных условиях приведёт к контакту между ротором и статором. Щёточно-лабиринтное уплотнение незначительно увеличивает амплитуду колебаний, но траектория остаётся устойчивой. Однако при увеличении скорости вращения вала щёточно-лабиринтное уплотнение также может привести к неустойчивости из-за возможного увеличения значений перекрёстного коэффициента жёсткости.

Сравнение динамических коэффициентов щёточно-лабиринтных уплотнений SSB-3 и SSB-4, в которых используются контактные щёточные уплотнения, приведено на рис. 6.39 и рис. 6.40. Приведены данные для

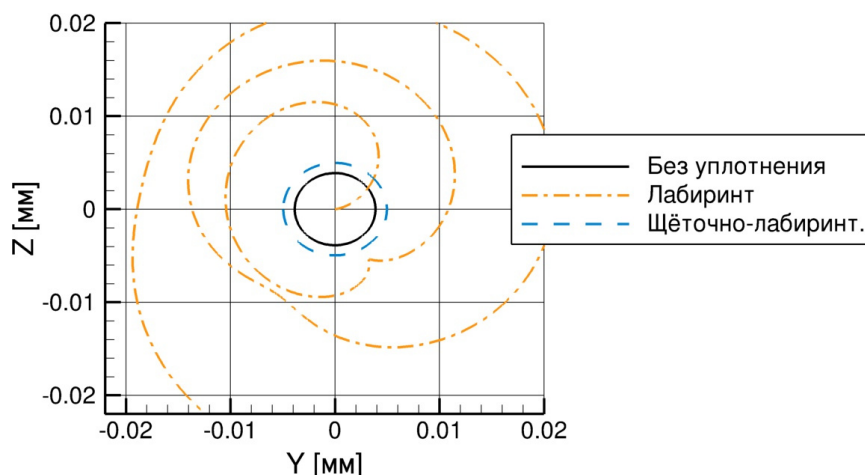


Рис. 6.38. Траектории движения вала с учётом влияния уплотнений

случае средней начальной закрутки потока (уплотнение SSB-3) и малой начальной закрутки потока (уплотнение SSB-4).

Локальные коэффициенты жёсткости, приведённые на рис. 6.39 получены для скорости вращения ротора 6 000 об/мин. Величина эксцентриситета вала в расчётной модели есть 0.2 мм. Отличия по локальному прямому коэффициенту жёсткости, который принимает малые положительные значения, между двумя конфигурациями SSB-3 и SSB-4 являются незначительными. Коэффициент  $K_{xx}^{\ell}$  является положительным в щёточно-лабиринтных уплотнениях с контактным щёточным пакетом, что является существенным отличием по сравнению с конфигурациями SSS-1, SSS-3 и SSB-1, в которых локальные прямые коэффициенты жёсткости отрицательны.

Проводя сравнение значений локальных перекрёстных коэффициентов жёсткости, можно отметить, что конфигурация SSB-4 имеет заметно более высокий локальный перекрёстный коэффициент по сравнению с уплотнением SSB-3. Локальный перекрёстный коэффициент жёсткости конфигурации SSB-4 сопоставим с коэффициентом  $K_{xy}^{\ell}$  лабиринтного уплотнения SSS-1 и даже превосходит его при высоких давлениях подачи и начальных закрутках потока газа.

Сравнение теоретических и экспериментальных данных на рис. 6.39 демонстрирует удовлетворительное согласование. В случае уплотнения SSB-3 теоретическая модель приводит к завышенным значениям коэф-



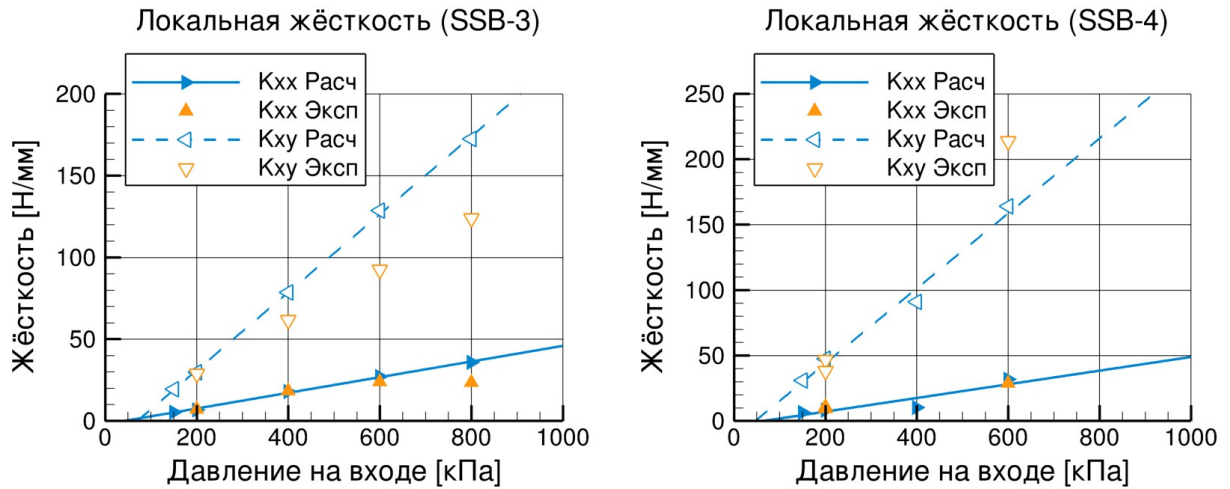


Рис. 6.39. Локальные коэффициенты жёсткости узлов SSB-3 и SSB-4

коэффициента  $K_{xy}^l$ , тогда как для уплотнения SSB-4 модель показывает заниженные значения коэффициента  $K_{xy}^l$  в области высоких давлений по сравнению с экспериментальными результатами.

Как обсуждалось выше, локальные коэффициенты жёсткости не учитывают области в щёточных пакетах и под гребешками, что объясняет довольно низкую локальную прямую жёсткость. По этой же причине высокие локальные поперечные коэффициенты жёсткости ещё не означают явное ухудшение влияния уплотнения на динамику ротора.

Глобальные коэффициенты жёсткости и демпфирования щёточно-лабиринтных уплотнений SSB-3 и SSB-4 с контактным щёточным пакетом приведены на рис. 6.40. Из-за ограничений магнитного возбудителя динамического стенда, экспериментальные данные по глобальным коэффициентам получены для относительно узкого диапазона перепадов давления через уплотнение.

Глобальный прямой коэффициент жёсткости принимает очень высокие положительные значения, тогда как глобальный поперечный коэффициент жёсткости довольно мал и в некоторых случаях отрицателен. Это является результатом суммарной жёсткости уплотнения, которая складывается из аэродинамической и механической составляющих. При этом механическая жёсткость контактного щёточного уплотнения преобладает над аэродинамической жёсткостью щёточно-лабиринтного уплотнения.

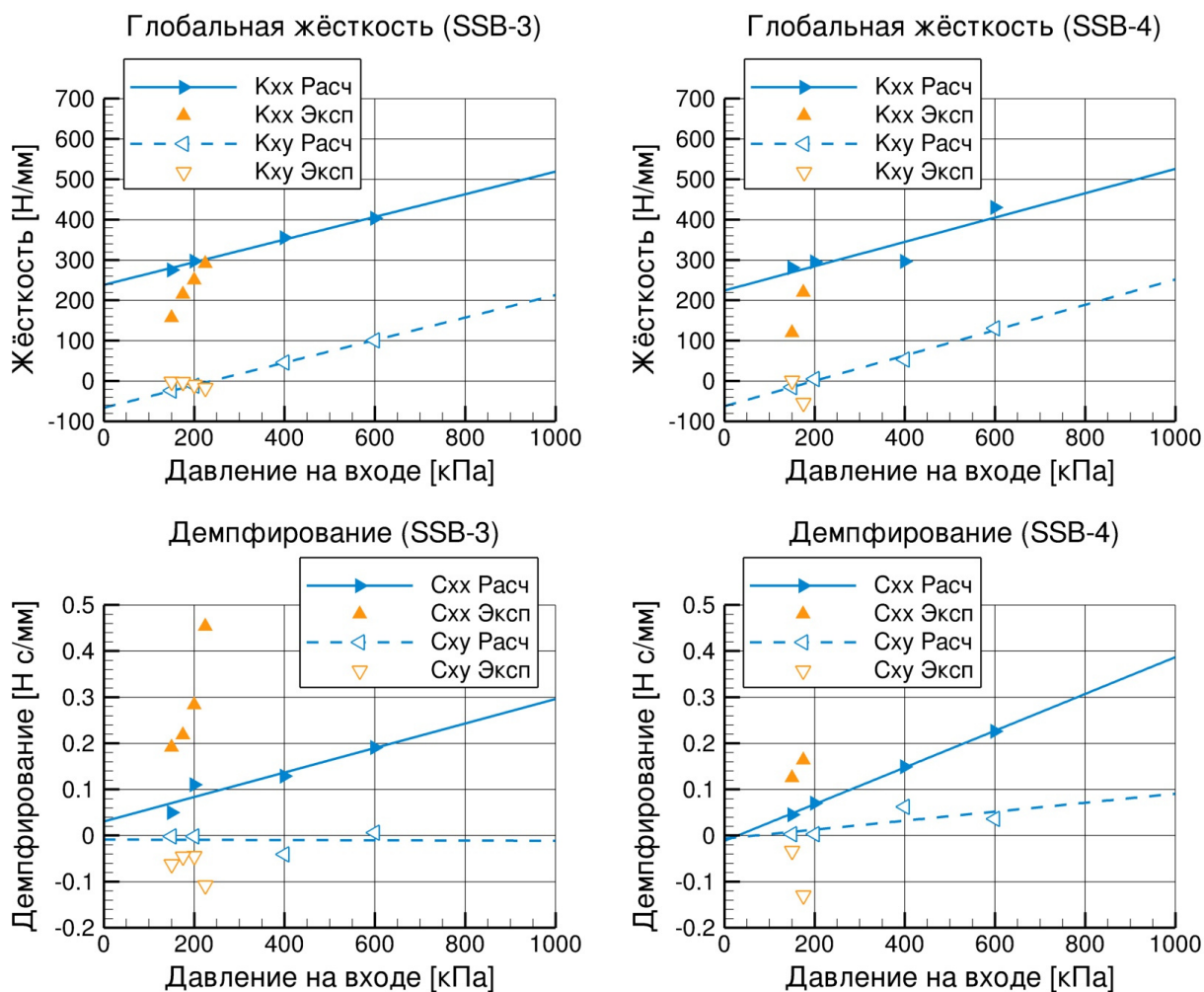


Рис. 6.40. Глобальные динамические коэффициенты щёточно-лабиринтных уплотнений SSB-3 и SSB-4

Наличие камеры между щёточным пакетом и упорным кольцом в уплотнении В-4 снижает трение в этой зоне, что приводит к небольшому уменьшению прямого коэффициента жёсткости в конфигурации SSB-4 по сравнению с конфигурацией SSB-3.

Теоретические результаты по глобальным коэффициентам жёсткости получены с использованием упрощённой механической модели щёточного уплотнения, описанной в разделе 3.5. Теоретические коэффициенты жёсткости представляют собой сумму аэродинамической составляющей, полученной из ВГД-расчётов, и механической составляющей. Механическая компонента поперечного коэффициента жёсткости оценивалась с использованием значения коэффициента трения 0.2.

Полученные результаты показали, что доля механической состав-

ляющей в суммарном расчётном прямом коэффициенте жёсткости составляет около 85% для области низких давлений и 55% для области высоких давлений. Механическая компонента перекрёстного коэффициента жёсткости сопоставима с его аэродинамической составляющей.

Анализ экспериментальных и теоретических глобальных коэффициентов жёсткости показывает, что теоретический подход с использованием упрощённой механической модели щёточного уплотнения позволяет получить уровень жёсткости, сравнимый с экспериментальными данными. Однако ограниченный набор результатов измерений не позволяет сделать выводы о поведении уплотнения и адекватности модели для высоких давлений.

Оценочные значения механической компоненты жёсткости не зависят от давления, что приводит к простому сдвигу функций коэффициентов жёсткости, полученных в ВГД-расчётах, вдоль оси ординат. Экспериментальные данные указывают на зависимость механической жёсткости щёточного уплотнения от давления вследствие сжатия щёточного пакета. Данный эффект должен учитываться при разработке более сложных механических моделей щёточных уплотнений.

Выполняя сравнение значений глобальных перекрёстных коэффициентов жёсткости для различных конфигураций, можно отметить, что уплотнения со свободным радиальным зазором (SSS, SSB-1) имеют значительно более высокий коэффициент  $K_{xy}$ , чем конфигурации с контактными щёточными уплотнениями (SSB-3 и SSB-4).

Подобно глобальным коэффициентам жёсткости, уплотнения SSB-3 и SSB-4 демонстрируют немного увеличенные прямые коэффициенты демпфирования и отрицательные перекрёстные коэффициенты демпфирования. Анализируя экспериментальные данные для других значений закрутки потока, можно сказать, что изменения прямого коэффициента демпфирования в конфигурациях SSB-3 и SSB-4 имеют нелинейный характер.

Расчётные значения коэффициентов демпфирования, приведённые на рис. 6.40, представляют собой лишь аэродинамические составляющие демпфирования. Теоретический аэродинамический прямой коэффициент демпфирования заметно мал по сравнению с экспериментальным

полным коэффициентом  $C_{xx}$ . Сравнивая между собой теоретические и экспериментальные результаты, можно провести оценку механической составляющей демпфирования.

Дополнительные экспериментальные результаты по динамическим коэффициентам уплотнений SSB-3 и SSB-4 могут быть найдены в [239].

#### 6.4.2. Щёточное уплотнение с тремя пакетами

В данном разделе приведены экспериментальные и расчётные значения локальных коэффициентов жёсткости для конфигурации ВВВ-1, состоящей из трёх щёточных уплотнений типа В-1.

Экспериментальные значения прямых и перекрёстных коэффициентов жёсткости при невращающемся роторе показаны для конфигураций SSS-1 и ВВВ-1 на рис. 6.41. Для каждого осреднённого значения также нанесен его разброс, показывающий влияние эксцентриситета вала. Перекрёстный коэффициент жёсткости представлен в зависимости от силы закрутки потока на входе в уплотнение.

В отличие от лабиринтного уплотнения SSS-1, конфигурация щёточных уплотнений ВВВ-1 имеет положительный локальный прямой коэффициент жёсткости. Сравнивая значения локальной перекрёстной жёсткости двух уплотнений, можно сказать, что щёточное уплотнение имеет улучшенную характеристику для большинства рабочих условий, т. к. для одинаковых значений давления подачи и начальной закрутки потока щёточное уплотнение имеет меньшую силу входной закрутки вследствие меньшего расхода.

Экспериментальные данные для конфигурации ВВВ-1 при нулевой скорости вращения вала приведены в табличной форме в работе [299].

На рис. 6.42 показан эффект скорости вращения вала на экспериментальные значения локальных коэффициентов жёсткости для трёх значений начальной закрутки газа (48, 220 и 308 м/с соответственно) при давлении на входе  $p_0 = 0.4$  МПа.

Прямой коэффициент жёсткости практически не зависит от скорости вращения при высокой начальной закрутке. Для низкой начальной закрутки значение прямого коэффициента жёсткости удваивается при

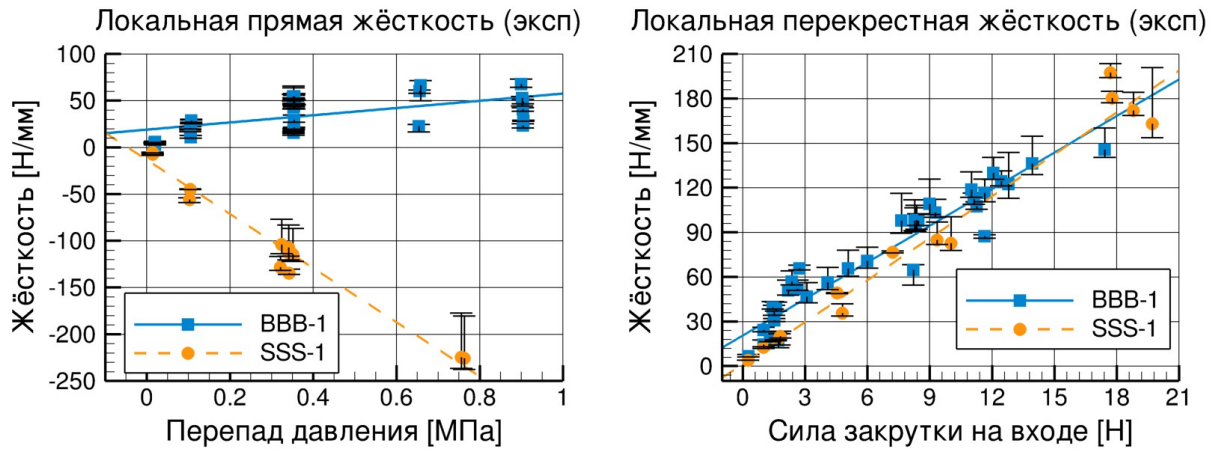


Рис. 6.41. Экспериментальные локальные коэффициенты жёсткости для уплотнений ВВВ-1 и SSS-1 при нулевой скорости вращения вала

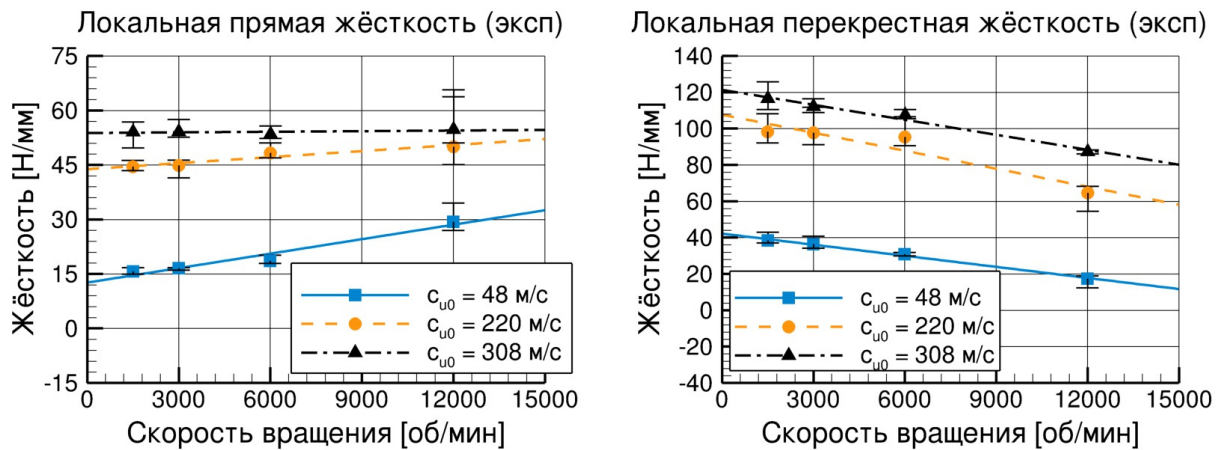


Рис. 6.42. Влияние скорости вращения вала на экспериментальные локальные коэффициенты жёсткости для ВВВ-1

увеличении скорости вращения с 1500 об/мин до 12 000 об/мин. Поперечная жёсткость уменьшается с увеличением скорости вращения для трёх случаев закрутки. Максимальный разброс в значениях локальных коэффициентов жёсткости наблюдается при высокой начальной закрутке и высокой скорости вращения вала.

На рис. 6.43 представлено сравнение экспериментальных и расчётных значений для локальных коэффициентов жёсткости для уплотнения ВВВ-1.

В качестве экспериментальных данных на рис. 6.43 показаны осреднённые значения вместе с доверительными интервалами, демонстриру-

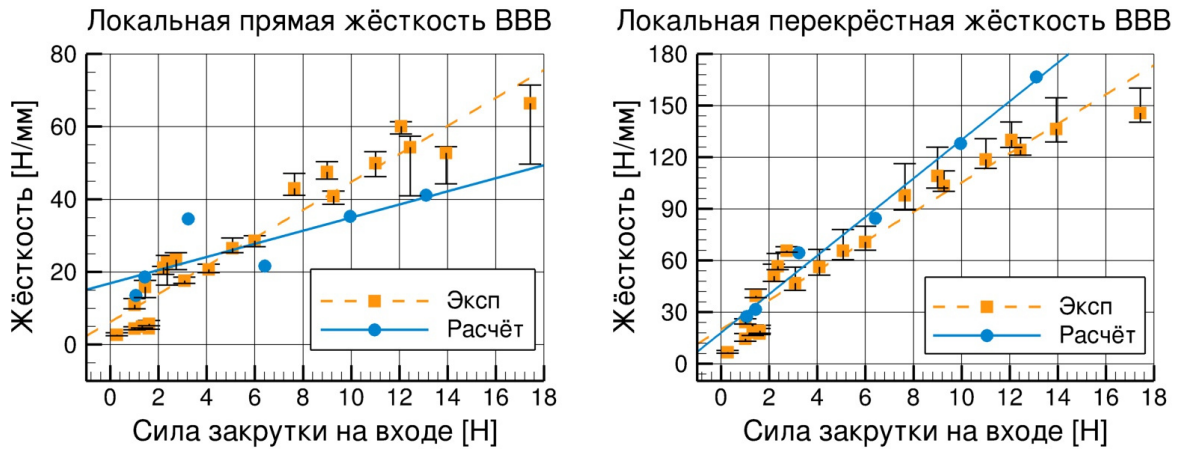


Рис. 6.43. Расчётные и экспериментальные локальные коэффициенты жёсткости для уплотнения ВВВ-1

рующими влияние эксцентриситета вала на локальные коэффициенты жёсткости. Рабочие точки с высокими значениями начальной закрутки при средних и высоких значениях давления подачи приводят к наибольшему разбросу в экспериментальных данных. Абсолютные значения разброса для прямого и перекрёстного коэффициента жёсткости сопоставимы между собой. Осреднённые значения перекрёстной жёсткости заметно превышают значения прямой жёсткости, поэтому относительная неопределённость в случае перекрёстной жёсткости более низкая и с более согласованными значениями.

Зависимость коэффициентов жёсткости от эксцентриситета вала в конфигурации ВВВ-1 может быть объяснена эффектом опускания щёточных пакетов. Не считая концентричного случая, значения эксцентриситета вала варьировались в диапазоне от 0.100 мм до 0.205 мм. Величина свободного радиального зазора под щёточным пакетом в окружном направлении зависит как от эксцентричного положения вала, так и от характеристики опускания щётки. Формирование радиальной силы, из которой определяется прямой коэффициент жёсткости, происходит в областях высоких относительных эксцентриситетов  $e/h_b$ , т. е. между поверхностью вала и кончиками волокон. Поэтому зависимость прямого коэффициента жёсткости от эксцентриситета вала выражена более ярко по сравнению с перекрёстным коэффициентом жёсткости. Экспериментальные исследования также показали, что измерения при малом

эксцентриситете вала 0.055 мм могут значительно увеличить разброс данных по жёсткости от осреднённого значения вследствие более высокой чувствительности метода проведения эксперимента от рабочих параметров и конфигурации тестируемого узла.

Расчётные результаты, показанные на рис. 6.43, следуют общей тенденции изменения экспериментальных значений локальных коэффициентов жёсткости. При выполнении расчётов значения параметров  $b_b$  и  $h_b$  в модели задаются для последнего щёточного уплотнения 3 с использованием полученных ранее полуэмпирических функций в зависимости от локального перепада давления в осевом направлении. Перепады давления в щёточных уплотнениях 1 и 2 имеют для большинства рабочих точек значения меньше 0.1 МПа. Поэтому аналогичный подход для выбора  $b_b$  и  $h_b$  в этом случае не может быть использован. Окончательные значения этих параметров для уплотнений 1 и 2 определяются с использованием процедуры вторичной калибровки по локальному перепаду давления.

Начальные оценки  $b_b^{1,2}$  и  $h_b^{1,2}$  приводят к удовлетворительным результатам для малых значений давления на входе в уплотнение. Высокие значения давления на входе могут привести к значительным изменениям в состоянии отдельных пакетов многокаскадного щёточного уплотнения. Это приводит к усложнению процедуры калибровки модели конфигурации ВВВ-1 из-за неопределённости в значениях параметров  $b_b^{1,2}$  и  $h_b^{1,2}$ .

В табл. 6.7 приведено детальное сравнение экспериментальных и расчётных данных для двух случаев малых и высоких значений давления на входе ( $p_0$ ) и начальной закрутки потока ( $c_{u0}$ ). Первые две колонки представляют отклонение результатов расчётов от осреднённых экспериментальных значений, показанных на рис. 6.43. Затем следует сравнение для одного значения эксцентриситета вала, для которого отдельно представлены данные для камер 1 и 2, а также суммарное значение. Приведённое значение эксцентриситета соответствует положению вала, использованному в расчётной модели.

Относительно суммарных локальных коэффициентов можно отметить, что расчётная перекрёстная жёсткость завышена в двух случа-

Таблица 6.7. Отклонения между экспериментальными и расчётными данными для уплотнения ВВВ-1

Вариант:	Осреднённые		$K_{xx}, e = 0.104$ мм			$K_{xy}, e = 0.104$ мм		
	$K_{xx}$	$K_{xy}$	К. 1	К. 2	Сумма	К. 1	К. 2	Сумма
Малые $p_0$ и $c_{u0}$	0.22	0.12	-0.39	0.45	0.07	0.16	-0.11	0.05
Высокие $p_0$ и $c_{u0}$	-0.20	0.20	-0.54	-10.54	-0.07	0.15	-0.14	0.08

ях, тогда как расчётная прямая жёсткость завышена для случая малых ( $p_0, c_{u0}$ ) и занижена для случая высоких ( $p_0, c_{u0}$ ). Отличия для всех суммарных коэффициентов не превышают 22%.

Как и ожидалось, лучшее согласование между расчётными и экспериментальными значениями наблюдается при сравнении не с осреднёнными значениями, а для случая постоянного эксцентриситета ( $e = 0.104$  мм). Однако при этом сравнение расчётных значений в отдельных камерах обнаруживает более значительные расхождения с экспериментальными данными. В случае высокой начальной закрутки экспериментальное значение прямого коэффициента жёсткости во второй камере превосходит расчётное значение в 10 раз. Тем не менее, комбинированный эффект от двух камер приводит к удовлетворительному согласованию между суммарными экспериментальными и расчётными значениями. Расчётные значения перекрёстного коэффициента жёсткости в отдельных камерах демонстрируют уровень расхождения с экспериментом, сходный с уровнем расхождения суммарных коэффициентов.

## 6.5. Эффект сегментирования щёточного пакета на расход и динамические коэффициенты

В данном разделе представлен анализ экспериментальных и теоретических характеристик щёточно-лабиринтного уплотнения SSB-3 с сегментированным щёточным пакетом.

Как и лабиринтные уплотнения, щёточные уплотнения могут изготавливаться либо целыми кольцами, либо сегментами. Сегментирование уплотнений требуется, как правило, для сборки определённых ти-



пов турбомашин. Круговое уплотнение может быть разделено на два или более одинаковых сегмента. В то время, когда считается, что сегментирование лабиринтных уплотнений не оказывает заметного влияния на характеристики узла, разделение щёточных уплотнений может привести к потере части волокон в пакете и, поэтому, к изменению их поведения.

Процесс сегментирования и обработка окончаний сегментов могут быть выполнены таким образом, чтобы уменьшить эффект от сегментирования. Одним из таких способов является выполнение сегментирования вдоль угла наклона волокон (см. [177] и рис. 13 в [212]). Однако в реальных приложениях также используется простая процедура сегментирования щёточных уплотнений вдоль радиального направления.

Сегментирование щёточного уплотнения В-3 было выполнено с помощью электроэрозионной обработки. Круговой щёточный пакет был разрезан на две части по радиусу, а не вдоль волокон. Такая процедура приводит к треугольным пустотам в щёточном пакете на месте разреза. Результат показан на рис. 6.44.

Схемы различной ориентации сегментированного щёточного уплотнения в конфигурации SSB-3 S показаны на рис. 6.45. Ниже при анализе некоторых результатов проводится различие между двумя вариантами ориентации плоскости разреза и вектора эксцентриситета вала: 1) в горизонтальной ориентации (SH) вектор эксцентриситета вала лежит в плоскости разреза (конфигурация SSB-3 SH), 2) в вертикальной ориентации (SV) вектор эксцентриситета вала перпендикулярен плоскости разреза (конфигурация SSB-3 SV).

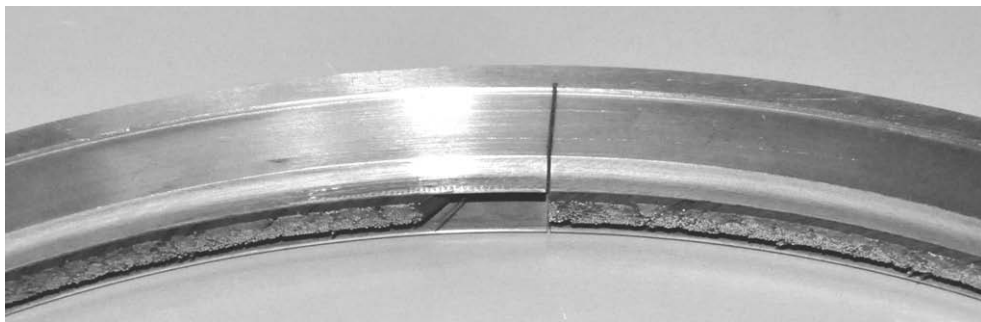


Рис. 6.44. Фотография сегментированного щёточного уплотнения

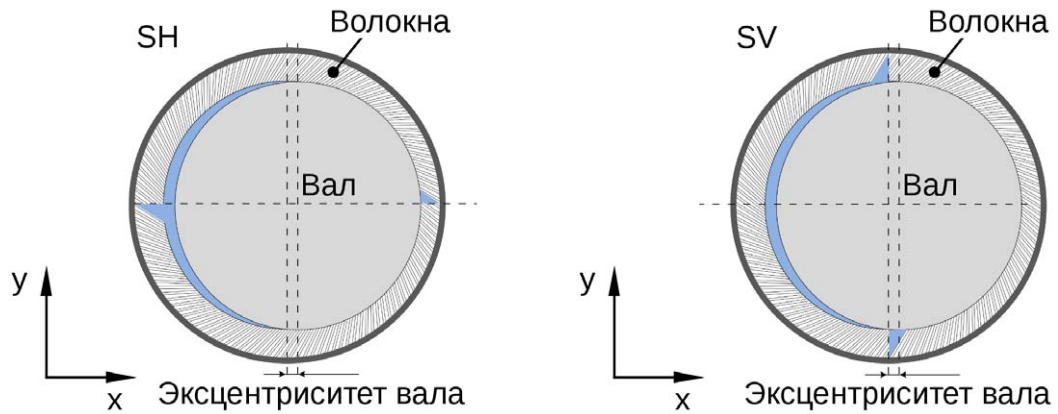


Рис. 6.45. Схемы сегментированных щёточных уплотнений

Сравнение экспериментального расхода в виде значений эффективного зазора для лабиринтного уплотнения SSS-3, щёточно-лабиринтного уплотнения SSB-3 и щёточно-лабиринтного уплотнения с сегментированным щёточным пакетом SSB-3 S показано на рис. 6.46. Приведённые результаты соответствуют скорости вращения вала 6 000 об/мин и средней закрутки входного потока газа (150 м/с).

На рис. 6.46а приведены экспериментальные значения эффективного зазора в зависимости от давления при концентричном положении вала. Понижение расхода в щёточно-лабиринтном 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 с сегментированным щёточным уплотнением SSB-3 S остаётся намного ниже расхода лабиринтного уплотнения SSS-3 с понижением на около 65%. Ориентация сегментированного щёточного уплотнения в данном случае не оказывает влияние на расход.

На рис. 6.46б приведены экспериментальные значения эффективного зазора в зависимости от относительного эксцентриситета вала при давлении на входе  $p_0 = 6$  бар. Щёточно-лабиринтные уплотнения SSB-3 и SSB-3 S демонстрируют явную зависимость расхода от положения вала в зазоре уплотнения. Увеличение расхода в щёточно-лабиринтных уплотнениях говорит об увеличении открытого сечения между кончиками волокон и поверхностью вала при увеличении эксцентриситета вала.

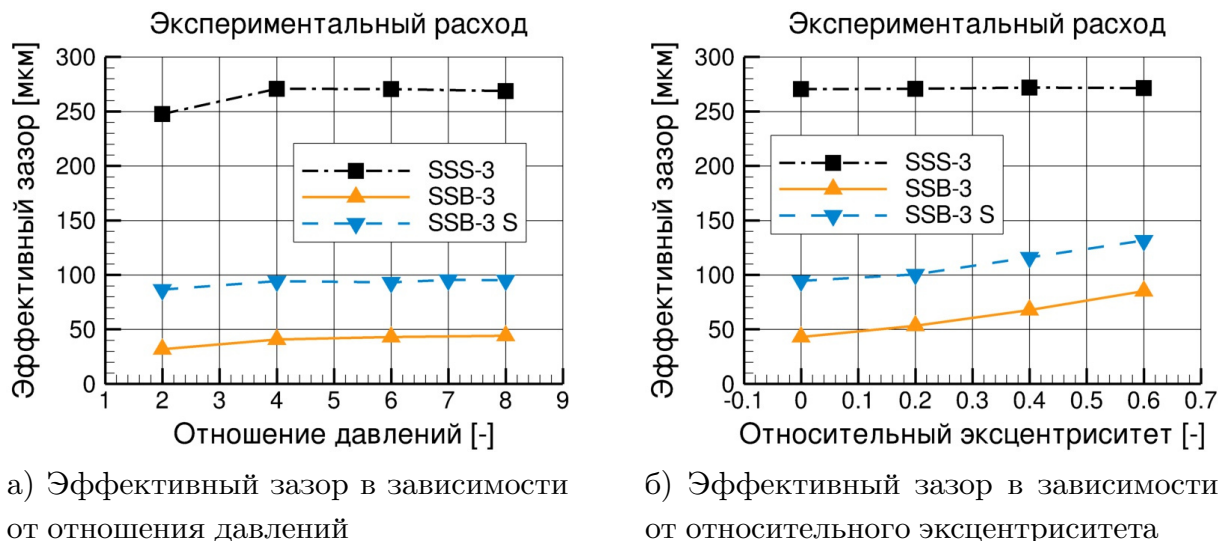


Рис. 6.46. Экспериментальный расход уплотнений SSS-3, SSB-3, SSB-3 S

Из этого можно заключить, что щёточное уплотнение В-3 не демонстрирует заметный эффект опускания щётки к поверхности вала при возникновении перепада давления. Однако даже в случае максимального эксцентриситета расход через конфигурации с цельным и сегментированным щёточными уплотнениями остаётся значительно ниже расхода через лабиринтное уплотнение. Как и ожидалось, расход через лабиринтное уплотнение не зависит от эксцентриситета вала.

В табл. 6.8 приведено сравнение экспериментальных и расчётных значений эффективного зазора конфигураций с сегментированным щёточным уплотнением для случая относительного эксцентриситета 0.4. Расчётные результаты демонстрируют удовлетворительное согласование с экспериментальными данными.

На рис. 6.47 показаны распределения давления в пакете сегментированного щёточного уплотнения для двух ориентаций плоскости сегментации при давлении на входе  $p_0 = 2$  бар. Положения треугольных пустот в пакете могут быть непосредственно идентифицированы по приведённым контурам давления.

Сравнение экспериментальных и расчётных распределений давления в окружном направлении в камерах конфигураций SSB-3, SSB-3 SV и SSB-3 SH приведено на рис. 6.48 ( $p_0 = 2$  бар).

Расчётные значения статического давления в двух камерах демон-

Таблица 6.8. Расход конфигураций SSB-3 S с сегментированным щёточным уплотнением

Давление на входе в уплотнение [бар]	$h^{eff}$ [мкм]			
	Расчёт		Эксперимент	
	SV	SH	SV	SH
2.0	111.6	110.6	112.3	110.9
4.0	121.5	112.9	117.1	116.1
6.0	119.2	115.4	116.1	116.5
7.0 (SH) / 7.5 (SV)	113.8	114.1	115.0	113.6

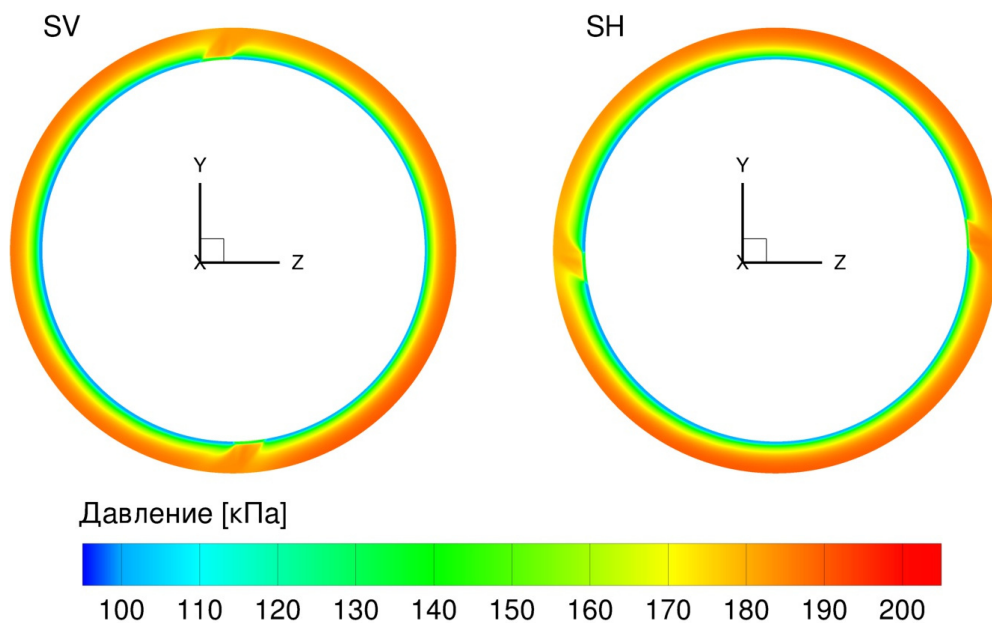


Рис. 6.47. Давление в сечении сегментированных щёточных уплотнений

стрируют хорошее согласование с экспериментальными данными как для конфигурации с цельным щёточным уплотнением, так и для конфигураций с сегментированным щёточным уплотнением. Уровни давления в двух камерах перед щёточным пакетом является практически одинаковыми для конфигурации с цельным щёточным пакетом SSB-3, тогда как в конфигурациях с сегментированным щёточным пакетом наблюдается более значительное падение давления во второй камере. Распределение давления в окружном направлении во второй камере также явно демонстрирует положение пустот в щёточном пакете.

Локальные коэффициенты жёсткости конфигураций с сегментиро-

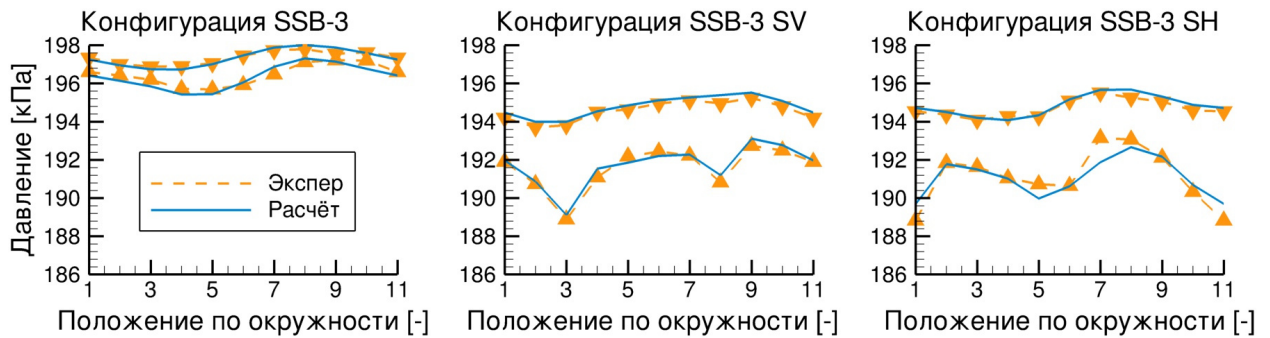


Рис. 6.48. Окружное распределение давления в камерах конфигураций с сегментированным щёточным уплотнением

ваным щёточным уплотнением приведены на рис. 6.49 в зависимости от давления при относительном эксцентриситете вала 0.4. Помимо суммарных коэффициентов, расчётные и экспериментальные результаты приведены также для отдельных камер.

Расчётные значения локальных прямых и перекрёстных коэффициентов жёсткости демонстрируют хорошее согласование с экспериментальными данными. Результаты демонстрируют, что две камеры уплотнительного узла генерируют примерно одинаковые аэродинамические силы. Отличия между двумя ориентациями плоскости разреза остаются незначительными. В случае вертикальной ориентации плоскости разреза основное отличие между камерами заключается в том, что вторая камера имеет более высокую перекрёстную жёсткость, чем первая. В случае горизонтальной ориентации плоскости разреза вторая камера имеет более высокую прямую жёсткость (по абсолютному значению).

По сравнению с конфигурациями SSB-3 и SSS-3, конфигурации с сегментированным щёточным пакетом демонстрируют отрицательную локальную прямую жёсткость (как в конфигурации SSS-3) и увеличенную локальную перекрёстную жёсткость.

Глобальные динамические коэффициенты жёсткости и демпфирования конфигураций с сегментированным щёточным уплотнением приведены на рис. 6.50.

Экспериментальные значения глобальных динамических коэффициентов включают в себя как аэродинамические составляющие жёсткости и демпфирования, так и механические составляющие вследствие

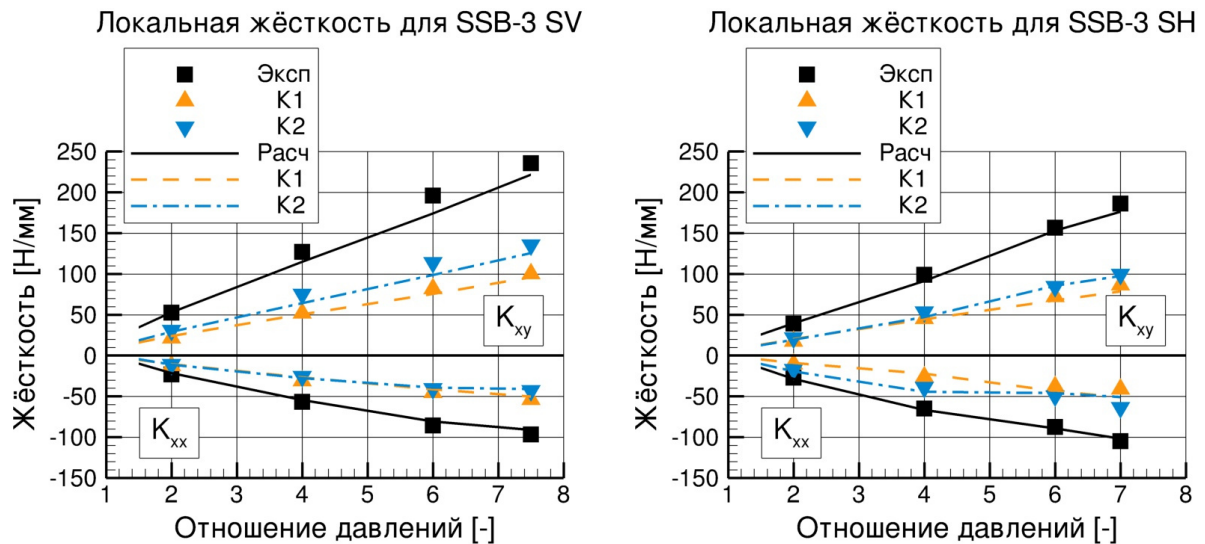


Рис. 6.49. Сравнение локальных коэффициентов жёсткости для конфигураций с сегментированным щёточным уплотнением

контактного взаимодействия между щёточным пакетом и валом. Расчётные данные представляют собой глобальные аэродинамические коэффициенты, полученные с помощью ВГД-расчётов без использования механической модели щёточного пакета. Расчётные значения приведены для двух ориентаций плоскости разреза щёточного уплотнения.

Данные, приведённые на рис. 6.50, могут использоваться для оценки механических составляющих коэффициентов жёсткости и демпфирования щёточного уплотнения В-3. Сравнение показывает, что как и в случае цельного щёточного уплотнения механические составляющие жёсткости и демпфирования играют доминирующую роль в сегментированном щёточном уплотнении.

По сравнению с конфигурацией SSB-3 с цельным щёточным уплотнением, конфигурация с сегментированным щёточным пакетом демонстрирует немного уменьшенную глобальную прямую жёсткость, но увеличенное прямое демпфирование.

Расчётные результаты показывают значительные отличия в значениях глобальных аэродинамических коэффициентах жёсткости и демпфирования в зависимости от ориентации плоскости разреза.

Теоретические оценки механических компонент жёсткости и демпфирования могут быть выполнены для сегментированного щёточного

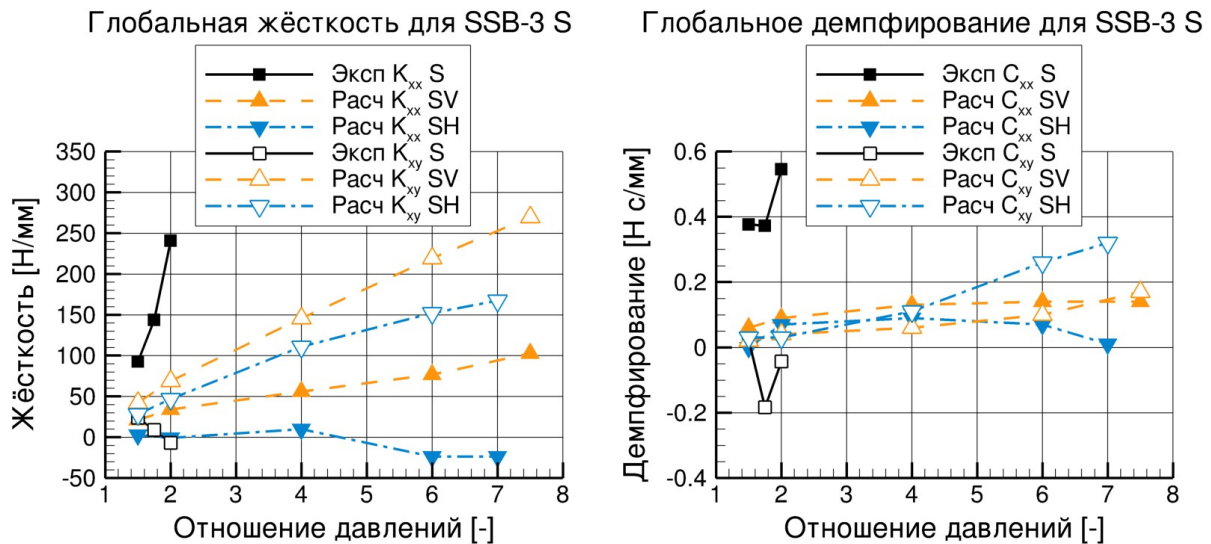


Рис. 6.50. Сравнение глобальных динамических коэффициентов для конфигураций с сегментированными щёточными уплотнениями

уплотнения с помощью упрощённой механической модели как было продемонстрировано выше для цельных щёточных уплотнений В-3 и В-4. Как отмечалось выше, недостатком такого упрощённого подхода является независимость механических характеристик от степени сжатия щёточного пакета, т. е. от перепада давления. Поэтому учёт оценок механических характеристик приведет к сдвигу зависимостей, рассчитанных с помощью ВГД-модели, вдоль оси ординат. Упрощённый подход позволяет получить уровень жёсткости, сравнимый с экспериментальными данными, для конфигураций с сегментированными щёточными уплотнениями при давлении на входе до 2 бар. Однако ограниченный диапазон давлений, для которых были выполнены динамические эксперименты, и чувствительность расчётной модели к параметрам щёточного пакета не позволяют делать окончательные выводы в количественном виде о динамических коэффициентах щёточных уплотнений при высоких давлениях.

Дополнительные результаты по характеристикам сегментированного щёточного уплотнения В-3 S могут быть найдены в [327].

## 6.6. Результаты дискретной модели щёточного уплотнения

В данном разделе приведено сравнение результатов, полученных с использованием детальной ВГД-модели, в которой рассматривается дискретная структура малого сегмента щёточного пакета (модель дискретной структуры из раздела 3.4.4), и с использованием стандартной ВГД-модели, в которой набор волокон в пакете рассматривается как пористая среда.

Типичное расчётное распределение давления в дискретном пакете щёточного уплотнения показано на рис. 6.51.

Анализ приведён для щёточно-лабиринтных уплотнений типа SSB с двумя различными щёточными пакетами: пакет из тонкой проволоки с положительным номинальным зазором (конфигурация SSB-1), пакет из толстой проволоки с нулевым номинальным зазором (конфигурация SSB-3).

На рис. 6.52 представлено сравнение расхода, рассчитанного с помощью двух моделей, с экспериментальными данными. Показана зависимость эффективного зазора от отношения давлений на входе и выходе уплотнения. Нанесённые доверительные интервалы демонстрируют разброс экспериментальных значений расхода. Меньший разброс для конфигурации SSB-3 связан в первую очередь с модернизацией системы управления беспрецессионного стенда.

Расчёты для конфигурации SSB-3 с контактным щёточным уплотнением были выполнены для разных давлений с использованием одной расчётной сетки. При проведении расчётов для конфигурации SSB-1 для каждого давления на входе генерировалась новая расчётная сетка для учёта эффекта опускания щёточного пакета в уплотнении В-1 с номинальным положительным радиальным зазором. Зазоры между отдельными волокнами и толщина щёточного пакета при этом оставались неизменными. Результаты калибровки различных формулировок модели пористой среды, а также дополнительные экспериментальные результаты могут быть найдены в [296].

По сравнению с экспериментальными данными, пористая модель



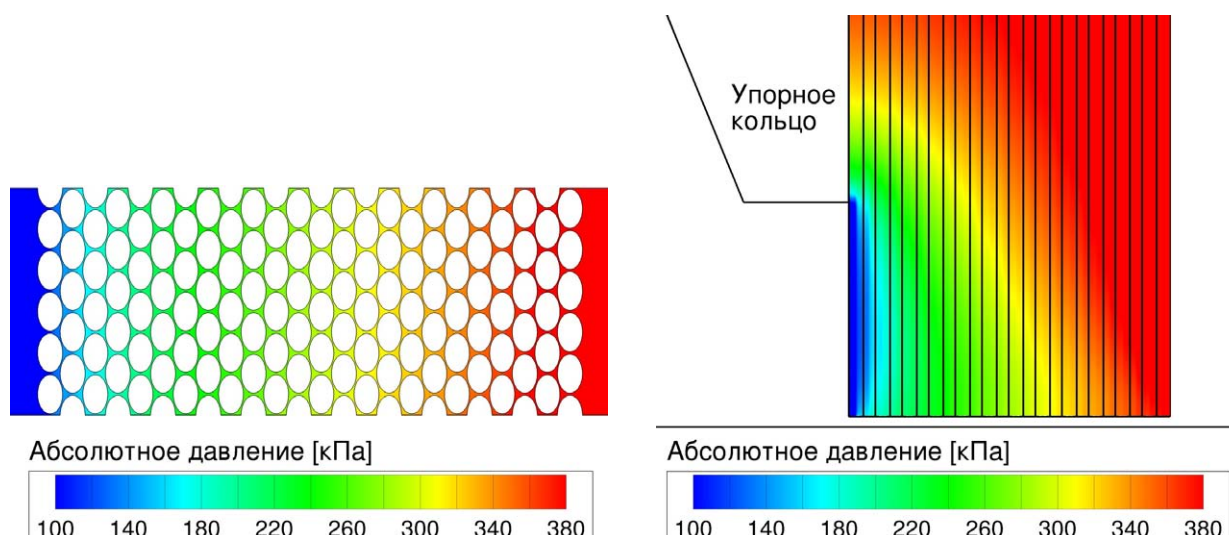


Рис. 6.51. Расчётное давление в дискретном пакете ЩУ

демонстрирует более заметные расхождения в значениях эффективного зазора для конфигурации SSB-3 с контактным щётчным уплотнением, чем дискретная модель. Для конфигурации SSB-1 дискретная модель приводит к заниженным значениям эффективного зазора. Однако можно отметить, что обе модели приводят к удовлетворительному согласованию с экспериментом.

На рис. 6.53 и рис. 6.54 приведено сравнение численных результатов, полученных с помощью двух моделей, для скорости газа, распределения давления и градиента давления в двух щётчных уплотнениях. Данные приведены для двух характеристических направлений в щётчном пакете: вдоль волокон (рис. 6.53) и перпендикулярно волокнам (вдоль оси вала, рис. 6.54). Положение линий, для которых приведены распределения, показаны на рис. 3.12 в разделе 3.4.4. Результаты приведены для величины перепада давления в конфигурации SSB 0.3 МПа.

На рис. 6.53 приведены результаты, полученные вдоль волокон. Положение  $s = 0.0$  м соответствует свободным окончаниям волокон. Два используемых теоретических подхода показывают качественно схожие результаты. Однако модель пористой среды в целом выдаёт более низкие пиковые значения скорости и градиента давления по абсолютной величине, чем модель с дискретной структурой щётчного пакета. Меньшие значения градиента давления в области открытого щётчного паке-

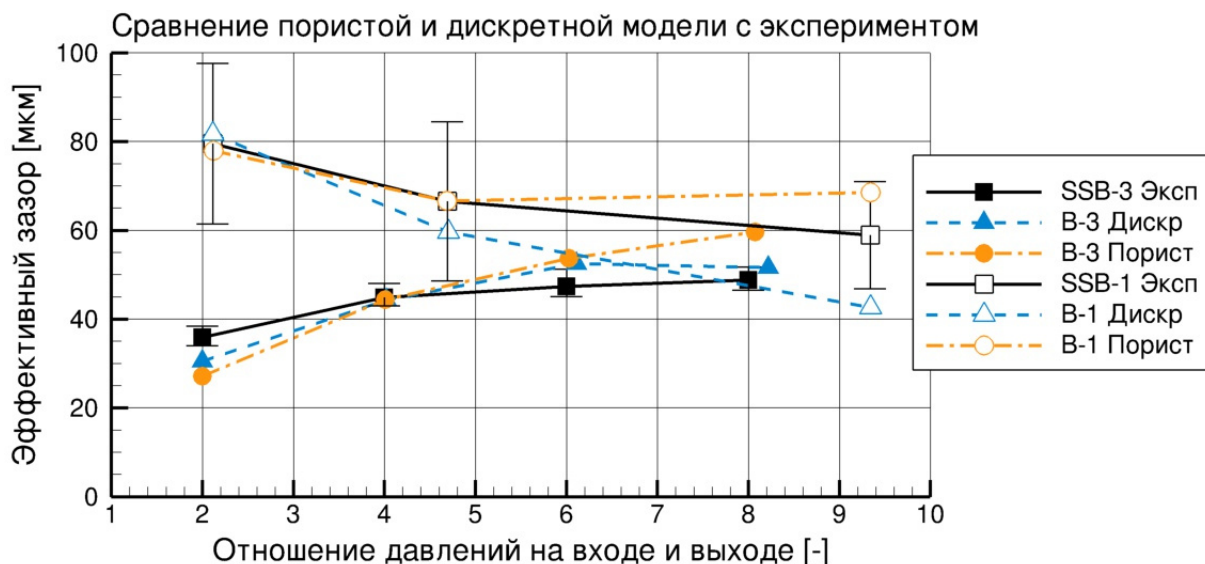


Рис. 6.52. Сравнение значений эффективного зазора щёточно-лабиринтных уплотнений, полученных с помощью различных моделей

та (область между поверхностью вала и внутренним диаметром опорного кольца) приводят к более пологому распределению давления в случае использования модели пористой среды.

На рис. 6.53 приведены результаты, полученные вдоль оси вала. Зона высокого давления находится справа. Также между двумя теоретическими подходами наблюдается качественное согласование для распределения давления и градиента давления. Модель пористой среды выдает очень малые значения осевой компоненты скорости для щёточного уплотнения В-3. Согласование по скорости значительно лучше для щёточного уплотнения В-1 из-за наличия остаточного свободного радиального зазора.

На рис. 6.55 приведено сравнение расчётных результатов с экспериментальными данными для локального перепада давления в камерах конфигураций SSB-1 и SSB-3 в зависимости от давления на входе в уплотнение. Экспериментальные значения приведены вместе с доверительными интервалами. Как отмечалось выше, в конфигурации SSB основное падение давления происходит в щёточном уплотнении, поэтому локальный перепад в камерах 1 и 2 существенно ниже локального перепада давления в камере 3.

Приведённые результаты демонстрируют, что модель пористой сре-

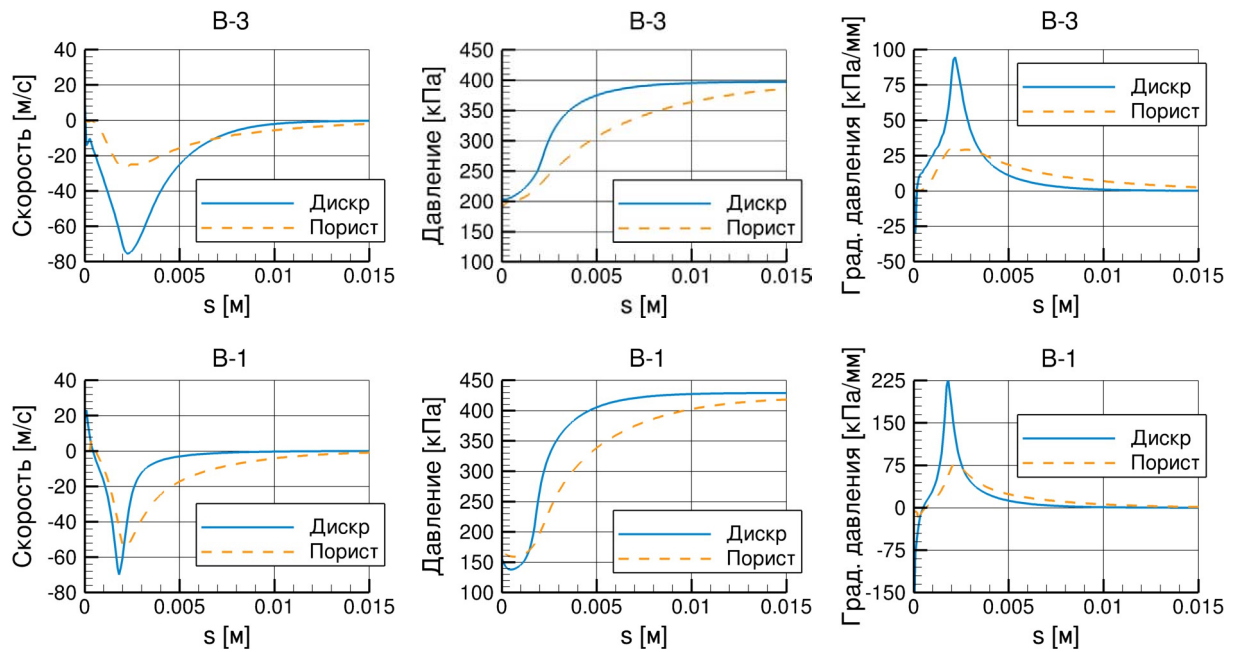


Рис. 6.53. Сравнение результатов различных моделей для щёточно-лабиринтных уплотнений по направлению вдоль волокон

ды может приводить к заметным расхождениям для локального перепада давления в камерах лабиринта перед щёточным пакетом при высоком входном давлении. Результаты, полученные с помощью модели с дискретной структурой щёточного пакета, лучше согласуются с экспериментальными данными. Обе модели приводят к заниженным значения локального перепада давления в камере 1 для конфигурации с контактным щёточным уплотнением В-3. В последней камере (3) наблюдается наибольший перепад давления, для которого различия между численными результатами и экспериментом являются минимальными.

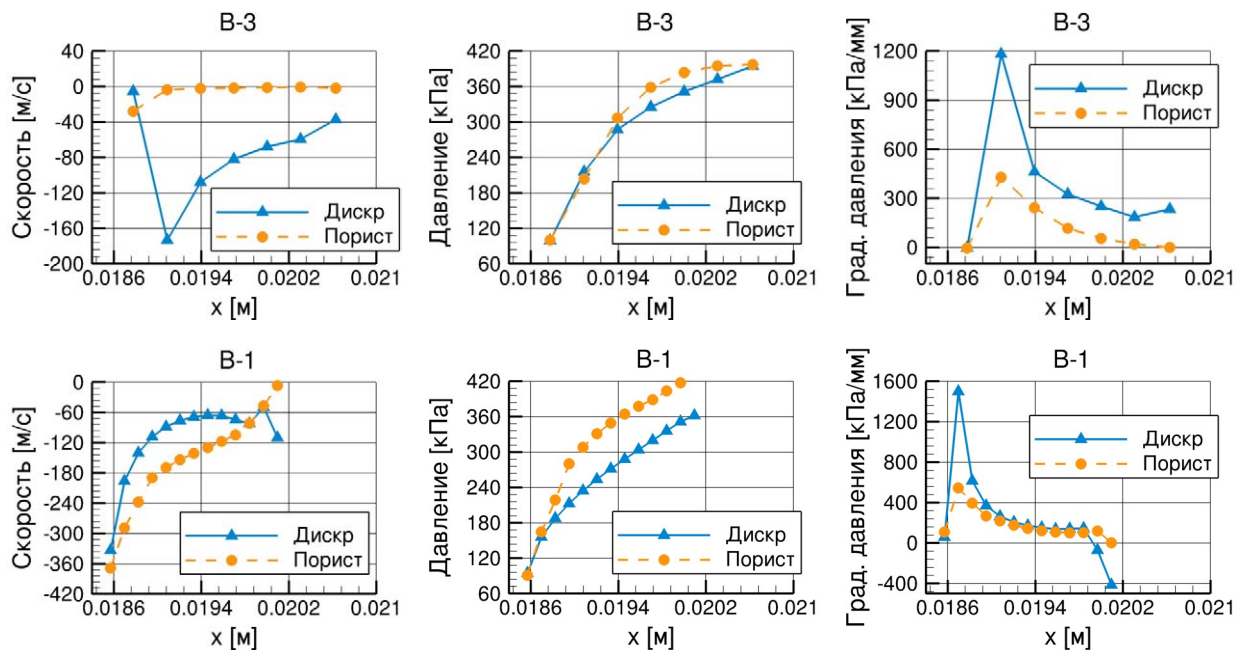


Рис. 6.54. Сравнение результатов различных моделей для щёточно-лабиринтных уплотнений по осевому направлению

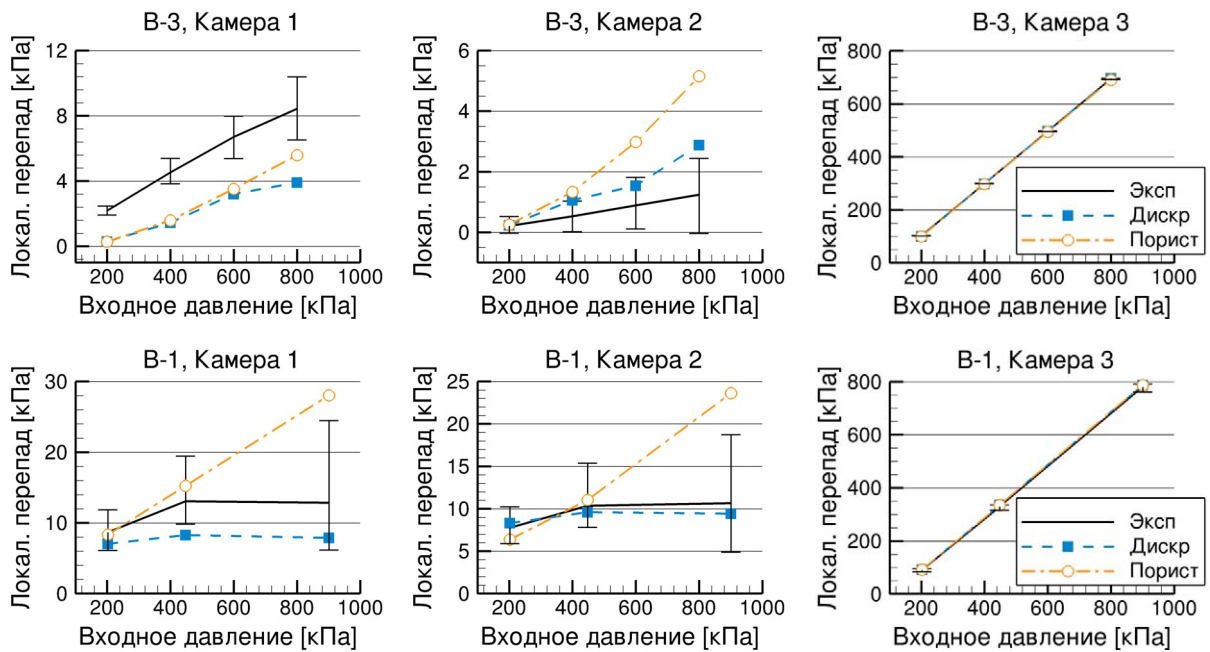


Рис. 6.55. Сравнение расчётных и экспериментальных результатов по локальному перепаду давления для щёточно-лабиринтных уплотнений

## 6.7. Использование механических моделей уплотнений

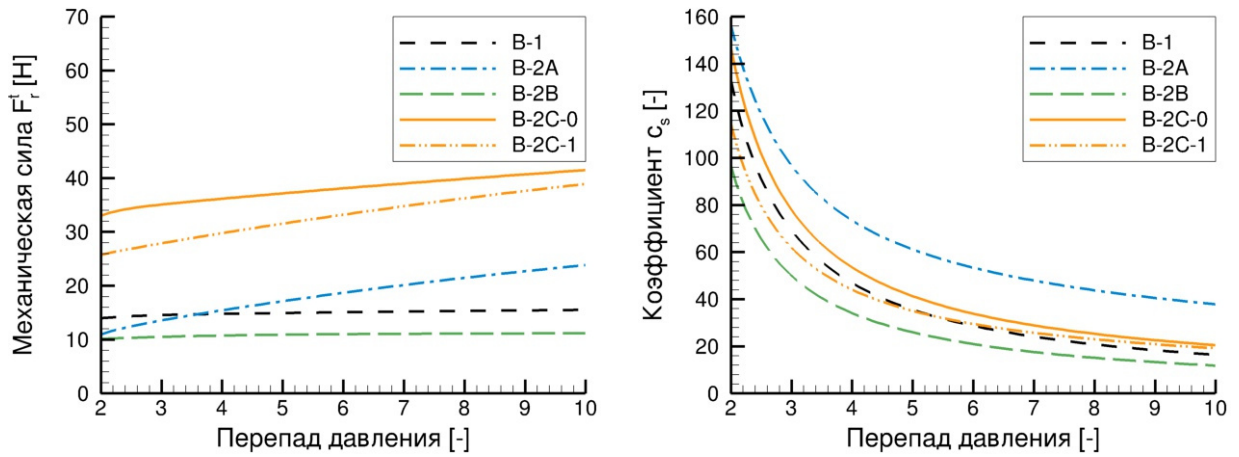
Упрощённая механическая модель щёточного пакета, основанная на расчёте изгиба одиночного волокна, использовалась выше для определения динамических коэффициентов жёсткости при возникновении контакта между кончиками волокон и валом. Ниже приводятся результаты по определению коэффициента пропорциональности  $c_s$  в ур. (3.39), которое описывает радиальную силу, опускающую волокна к поверхности вала под действием давления (см. раздел 3.5).

Информация об изменении рабочего радиального зазора щёточного уплотнения позволяет с помощью ур. (3.37) определить зависимость механической силы, необходимой для деформации щёточного пакета, от перепада давления. Результаты, полученные при  $c_f = 1$ , приведены на рис. 6.56а для щёточных уплотнений, устанавливаемых с положительным номинальным зазором. По аналогии с функцией радиального зазора изменения силы имеют экспоненциальный характер для всех показанных щёточных уплотнений.

Как и ожидалось, для деформации проволоки большего диаметра (уплотнение В-2С) требуются значительно более высокие силы. Характер изменения механической силы указывает на значительные отличия в поведении конфигурации В-2А по сравнению с поведением других щёточных уплотнений.

Анализ соотношения между механической силой и аэродинамической нагрузкой осуществляется с помощью расчёта коэффициента пропорциональности  $c_s$ , комбинируя ур. (3.37) и ур. (3.39). Результаты расчёта коэффициента  $c_s$  приведены на рис. 6.56б. Исследуемые уплотнения демонстрируют качественно схожие функции коэффициента пропорциональности. Однако значительные количественные различия не позволяют предложить некую осреднённую зависимость, которая могла бы быть использована для оценки уменьшения радиального зазора в щёточном уплотнении в зависимости от перепада давления.

С помощью трёхмерной конечно-элементной модели щёточного пакета, состоящей из четырёх волокон (см. рис. 3.15), проведён анализ на-



а) Расчётная механич. сила деформации ЩУ      б) Коэффициент пропорциональности  $c_s$

Рис. 6.56. Результаты оценки зависимости для силы опускания волокон

пряжённо-деформированного состояния волокон при различной аэродинамической нагрузке. Рассматривалось щёточное уплотнение В-3, причём в модели задавался положительный зазор между кончиками волокон и поверхностью вала для исследования процесса опускания волокон.

На рис. 6.57 показаны деформации волокон в осевом направлении для двух значений давления газа перед щёточным уплотнением.

Аэродинамическая нагрузка определяется из ВГД-расчёта. Величина  $\tilde{s}$  представляет собой безразмерную координату по длине волокна, причём 0 означает закреплённый конец. Горизонтальные линии используются для представления диаметра волокна, что позволяет наглядно видеть контакт волокон с упорным кольцом. Вертикальная штриховая линия указывает положение упорного кольца.

Результаты демонстрируют заметный изгиб волокон в осевом направлении, а также сжатие набора из четырёх волокон. Можно отметить несимметричную деформацию волокон 2 и 3.

В табл. 6.9 сведены деформации кончиков каждого волокна в зависимости от давления перед щёточным уплотнением. Порядковые номера волокон соответствуют номерам, показанным на рис. 3.15 (см., также, рис. 6.57). Деформации показаны для осевого направления ( $u_{x,tip}$ ) по направлению течения газа и для поперечного потока направления ( $u_{n,tip}$ ).

Наибольшие деформации претерпевают волокна 3 и 4. Волокно 4

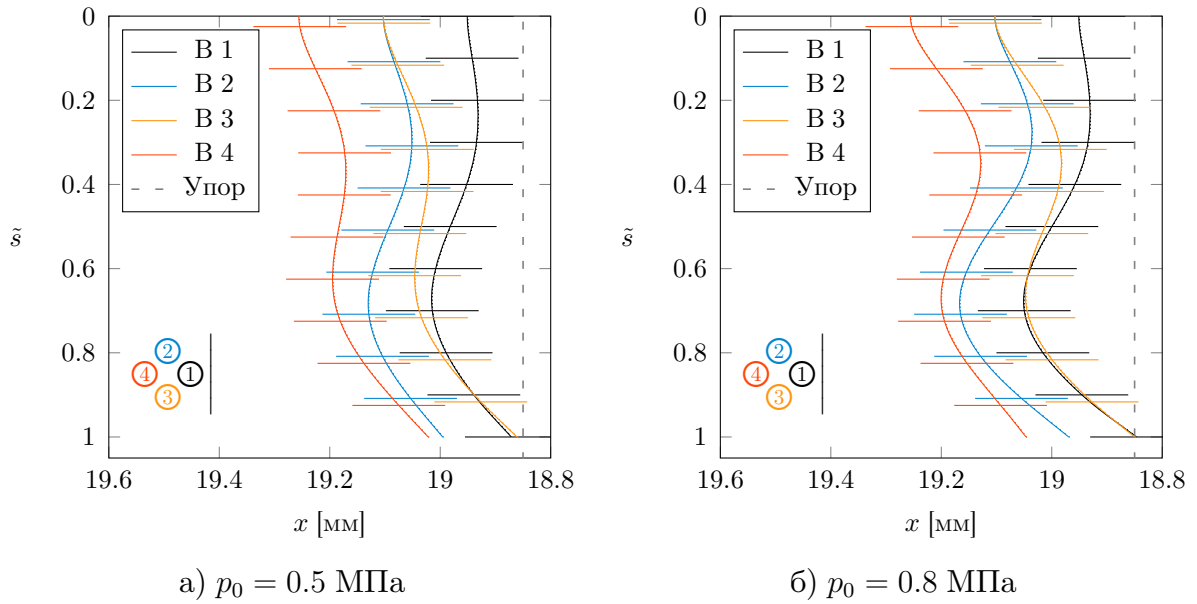


Рис. 6.57. Деформация волокон щётчного уплотнения в осевом направлении под действием давления

Таблица 6.9. Деформация волокон ЩУ под действием давления

Волокно	$p_0 = 0.5 \text{ МПа}$		$p_0 = 0.8 \text{ МПа}$	
	$u_{x,tip}$ [мм]	$u_{n,tip}$ [мм]	$u_{x,tip}$ [мм]	$u_{n,tip}$ [мм]
1	0.080	0.025	0.105	0.032
2	0.107	0.047	0.134	0.057
3	0.242	0.107	0.253	0.103
4	0.234	0.211	0.209	0.243

располагается дальше остальных от упорного кольца. Волокно 3 в модели не имеет соседнего (в сторону наклона) волокна, что облегчает деформацию. Увеличение давления перед щётчным уплотнением в целом увеличивает деформацию пакета. Однако результаты в табл. 6.9 показывают, что для отдельных волокон деформация может уменьшаться при увеличении глобального перепада давления. Такое поведение связано с локальным распределением давления в щётчном пакете.

Дополнительные результаты и анализ разработанной механической модели из четырёх волокон могут быть найдены в [384].

## 6.8. Выводы по главе 6

В главе приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований для различных лабиринтных, щёточных уплотнительных узлов и их комбинаций. Представлены распределения давлений, расходные характеристики, динамические коэффициенты жёсткости и демпфирования, а также другие результаты. Отдельно представлен эффект от сегментирования щёточного пакета на характеристики уплотнения. 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 ВВВ;
- сегментированное щёточное уплотнение в конфигурации SSB.

Анализ расходных характеристик продемонстрировал влияние геометрии и параметров щёточного уплотнения на величину утечек. Сравнивая результаты расчётов с экспериментальными значениями, можно отметить, что откалиброванная модель пористой среды позволяет удовлетворительно предсказывать расход щёточного уплотнения. Однако для щёточных уплотнений, устанавливаемых с положительным номинальным зазором, для точного определения величины утечек необходима дополнительная информация об эффекте закрытия свободного зазора при возникновении перепада давления. Исследованные щёточные уплотнения демонстрируют значительное уменьшение утечек по сравнению с сопоставимыми лабиринтными уплотнениями.

В зависимости от параметров щёточного пакета величина эксцентриситета вала также может оказывать влияние на расход в уплотнении. В этом случае в щёточном пакете может возникать несимметрич-



ная структура: функции толщины пакета в осевом направлении и свободного радиального зазора могут зависеть от окружной координаты. Данные изменения могут быть учтены в используемой модели пористой среды с помощью соответствующих коэффициентов.

Сравнительный анализ расчётных и экспериментальных результатов по динамическим коэффициентам жёсткости и демпфирования также показал адекватность разработанных моделей щёточно-лабиринтных уплотнений при определении как локальных, так и глобальных динамических коэффициентов. Однако при этом требуется более тщательная калибровка модели пористой среды.

Податливость элементов щёточного уплотнения может приводить к изменениям в значениях свободного радиального зазора и толщины (пористости) 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 при возникновении перепада давления делают возможным контактные взаимодействия между волокнами и поверхностью вала даже в случае щёточных уплотнений с положительным номинальным зазором.

Использование приведённых зависимостей свободного радиального зазора в щёточных уплотнениях позволяет улучшить точность результатов расчётов с помощью ВГД-моделей, в особенности при определении динамических коэффициентов.

Расчётная ВГД-модель на основе модели пористой среды позволяет определить лишь аэродинамические составляющие коэффициентов жёсткости и демпфирования. Поэтому результаты ВГД-модели не могут быть непосредственно использованы при анализе щёточных уплотнений, устанавливаемых с нулевым номинальным зазором или внахлест. Для оценки механических составляющих жёсткости и демпфирования используются упрощённые подходы, использование которых продемонстрировало адекватные результаты при малых перепадах давления. Отсутствие экспериментальных данных по глобальным динамическим коэффициентам для более высоких давлений затрудняет анализ моделей. Для детального анализа поведения щёточного пакета при контакте мо-

гут быть использованы более сложные теоретические подходы.

Расчёт простой роторной системы показал, что уплотнения могут оказывать отрицательное влияние на динамику ротора. Из-за сопоставимых значений перекрёстных коэффициентов жёсткости влияния щёточно-лабиринтного уплотнения SSB-1 и трёхгребешкового лабиринтного уплотнения SSS-1 являются сходными. Это связано с тем, что щёточное уплотнение В-1 имеет положительный номинальный зазор. Однако результаты динамического анализе методом прямого интегрирования продемонстрировали, что лабиринтное уплотнение является более неустойчивым: амплитуда колебаний превосходит критическое значение при меньшей скорости вращения вала, чем в случае с щёточно-лабиринтным уплотнением SSB-1.

Различия в динамических коэффициентах между лабиринтными и щёточно-лабиринтными уплотнениями становятся более значительными для конфигураций, использующих контактные щёточные уплотнения (SSB-3 и SSB-4). На динамическое поведение таких уплотнений преобладающий эффект оказывают механические характеристики щёточного пакета.

Сравнительный анализ результатов, полученных с помощью дискретной модели щёточного пакета и модели пористой среды, показал, что дискретная модель приводит к более точным значениям расхода и локальных характеристик течения в зазоре уплотнения, и может быть использована для проведения специальных исследований. Однако вычислительные затраты дискретной модели значительно превышают затраты на проведение расчётов с использованием пористой модели.

## Глава 7

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

*Глава посвящена обобщению полученных данных 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 авиационных двигателях. Формулируются рекомендации по применению щёточных уплотнений.*

### 7.1. Сравнительный анализ характеристик исследованных уплотнений

#### 7.1.1. Обобщённый анализ

В данном разделе приведены результаты обобщённого сравнения расхода и динамических коэффициентов уплотнений, исследованных в работе. Целью проведённого сравнительного анализа является в компактной форме сопоставить рабочие характеристики различных уплотнений для их качественного сравнения. В подробной форме результаты для каждого уплотнения могут быть найдены в главе 6.

Характеристики уплотнений зависят от различных рабочих параметров, таких как, перепад давления, отношение давлений, начальная закрутка газа, скорость вращения вала. Поэтому представляется сложным выбор одного параметра, по которому проводить сравнение рабочих характеристик различных уплотнений.

Здесь для сравнения различных уплотнений между собой расходная характеристика приведена в виде функции эффективного зазора

в зависимости от отношения давлений на входе и выходе из уплотнительной конфигурации. Давление на выходе во всех случаях является атмосферным.

Зависимости динамических коэффициентов жёсткости и демпфирования приведены как функции произведения величины перепада давления через уплотнение на величину начальной закрутки потока газа:

$$I_{\Delta p} = (p_0 - p_1) c_{u0}. \quad (7.1)$$

Представление динамических коэффициентов с применением значений расхода (зависимости вида:  $K_{xx} \sim \dot{m}$ ,  $K_{xy} \sim I_{u0} = \dot{m} c_{u0}$ ), которые использовались в других разделах, в данном случае не использовалось из-за значительных отличий между расходом в щёточных и лабиринтных уплотнений с различными радиальными зазорами.

Приведённые ниже зависимости динамических коэффициентов от  $I_{\Delta p}$  позволяют оценить качественные отличия в поведении уплотнений. Однако следует иметь в виду, что точки на графиках могут соответствовать различным комбинациям значений входного давления и начальной закрутки потока. Конкретные выводы по количественным отличиям следует делать с использованием детальных результатов, приведённых в главе 6.

Обобщая приведённые ниже результаты, можно отметить, что очевидно простая мера по улучшению динамических характеристик короткого ступенчатого лабиринтного уплотнения типа SSS (уменьшение негативного влияния уплотнения на динамику ротора) путём увеличения радиального зазора под гребешками не обязательно приведёт к желаемому результату, но заметно увеличит расход.

Также можно отметить, что наибольшие преимущества как по расходу, так и по динамическим коэффициентам демонстрируют конфигурации с контактными щёточными уплотнениями. Однако высокая прямая жёсткость таких уплотнений может оказывать заметный эффект на собственные частоты роторной системы. Также вопросы износа в месте контакта волокон и вала выходят в таких конфигурациях на первый план по сравнению с щёточными уплотнениями, имеющими положительный остаточный зазор.

Параметры рассмотренных уплотнительных узлов могут быть найдены в главе 2 (см. табл. 2.10 и табл. 2.11). Для конфигураций с щёточными уплотнениями типа В-2, а также для узла SSS-2 динамические коэффициенты не определялись. Для узла ВВВ-1 не определялись глобальные коэффициенты жёсткости и демпфирования.

### 7.1.2. Расходные характеристики

На рис. 7.1 приведены обобщённые результаты по значениям эффективного зазора для исследованных уплотнений в зависимости от отношения давлений. Эффективный зазор рассчитывается из значения расхода согласно ур. (6.1a).

Как и ожидалось, лабиринтные конфигурации SSS с тремя различными радиальными зазорами под гребешками демонстрируют наибольшие значения расхода среди рассмотренных уплотнений.

Наименьший расход демонстрирует конфигурация щёточно-лабиринтного уплотнения SSB-3 с щёточным уплотнением В-3, установленным с нулевым номинальным зазором. Расход остальных конфигураций лежит между значениями для конфигураций SSB-3 и SSS-3. Наибольший расход среди узлов с щёточными уплотнениями имеет конфигурация BSS-2A.

Щёточные уплотнения, изготовленные с использованием толстой проволоки, в конфигурациях SSB и BSS демонстрируют уменьшенные значения расхода по сравнению с щёточными уплотнениями, изготовленными из тонкой проволоки, при прочих равных параметрах.

Расположение щёточного пакета в конфигурации уплотнения (впереди или позади двух гребешков) в целом незначительно влияет на расходную характеристику. Однако, конфигурации SSB-2A и BSS-2A демонстрируют заметные различия в значениях расхода.

Отсутствие защитного кольца перед пакетом в щёточных уплотнениях В-2А, В-2В и В-2С заметно увеличивает расход по сравнению с щёточным уплотнением В-1, имеющим защитное кольцо. В остальном щёточные уплотнения В-1 и В-2В имеют одинаковые параметры.

Использование трёх одинаковых щёточных уплотнений в конфигу-

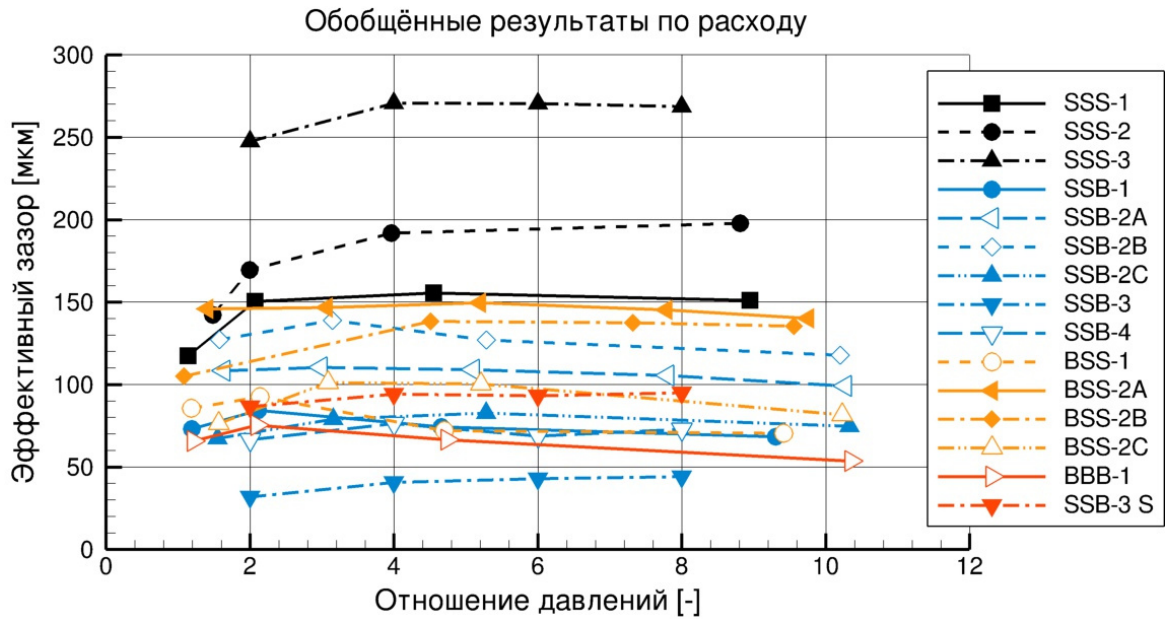


Рис. 7.1. Обобщённые результаты по расходу уплотнений

рации BBB-1 незначительно уменьшает расход по сравнению с единичным щётчным уплотнением в конфигурациях SSB-1 и BSS-1.

Второе щётчное уплотнение В-4, используемое с нулевым номинальным зазором, демонстрирует заметное увеличение расхода по сравнению с щётчным уплотнением В-3 вследствие отличий в конструкции опорного кольца. Также возможно влияние способа изготовления щётчного пакета.

Расход в конфигурации SSB-4 с контактным щётчным уплотнением В-4 сопоставим с расходом конфигураций, включающих щётчные уплотнения, устанавливаемые с положительным номинальным зазором (BBB-1, BSS-1, SSB-2C).

Треугольные пустоты в щётчном пакете В-3 S, возникающие при выполнении описанной выше процедуры сегментирования щётчного уплотнения, приводят к значительному увеличению расхода, значение которого, однако, всё же меньше значений расхода через лабиринтные уплотнения и щёточно-лабиринтные уплотнения с щётчными пакетами В-2А и В-2В.

Снижение характеристики эффективного зазора для ряда конфигураций с щётчными уплотнениями говорит об эффекте опускания волокон в направлении к поверхности вала при увеличении перепада дав-

ления в щёточном пакете (происходит закрывание свободного зазора).

Для ориентировочного сравнения ниже приведены средние значения эффективного зазора других типов исследованных уплотнений:

- 20-ти гребешковое сквозное лабиринтное уплотнение (радиальный зазор 0.1 мм):  $h^{eff} \approx 36$  мкм;
- 8-ми гребешковое лабиринтное уплотнение с демпферными карманами (радиальный зазор 0.3 мм):  $h^{eff} \approx 135$  мкм;
- Идеальное бесконтактное пальчиковое уплотнение (минимальный радиальный зазор 0.02 мм):  $h^{eff} < 10$  мкм.

### 7.1.3. Локальные динамические коэффициенты жёсткости

На рис. 7.2 показаны зависимости локальных динамических коэффициентов жёсткости исследованных уплотнений в зависимости от произведения величины перепада давления на величину начальной закрутки потока газа  $I_{\Delta p}$ . Локальные динамические коэффициенты жёсткости определяются из локальных аэродинамических сил, возникающих в камерах уплотнительных конфигураций (см. ур. (5.8)).

Все рассмотренные лабиринтные уплотнения, а также конфигурации щёточно-лабиринтных уплотнений, в которых щёточные уплотнения устанавливаются с положительным номинальным зазором, демонстрируют отрицательную локальную прямую жёсткость. К этой категории также относится конфигурация с сегментированным контактными щёточным уплотнением. Максимальные отрицательные значения коэффициента  $K_{xx}^l$  имеет лабиринтное уплотнение SSS-1 с наименьшим радиальным зазором под гребешками.

Конфигурации с контактными щёточными уплотнениями, а также узел, состоящий из трёх щёточных уплотнений с положительным номинальным зазором, демонстрируют положительные и низкие значения коэффициента  $K_{xx}^l$ .

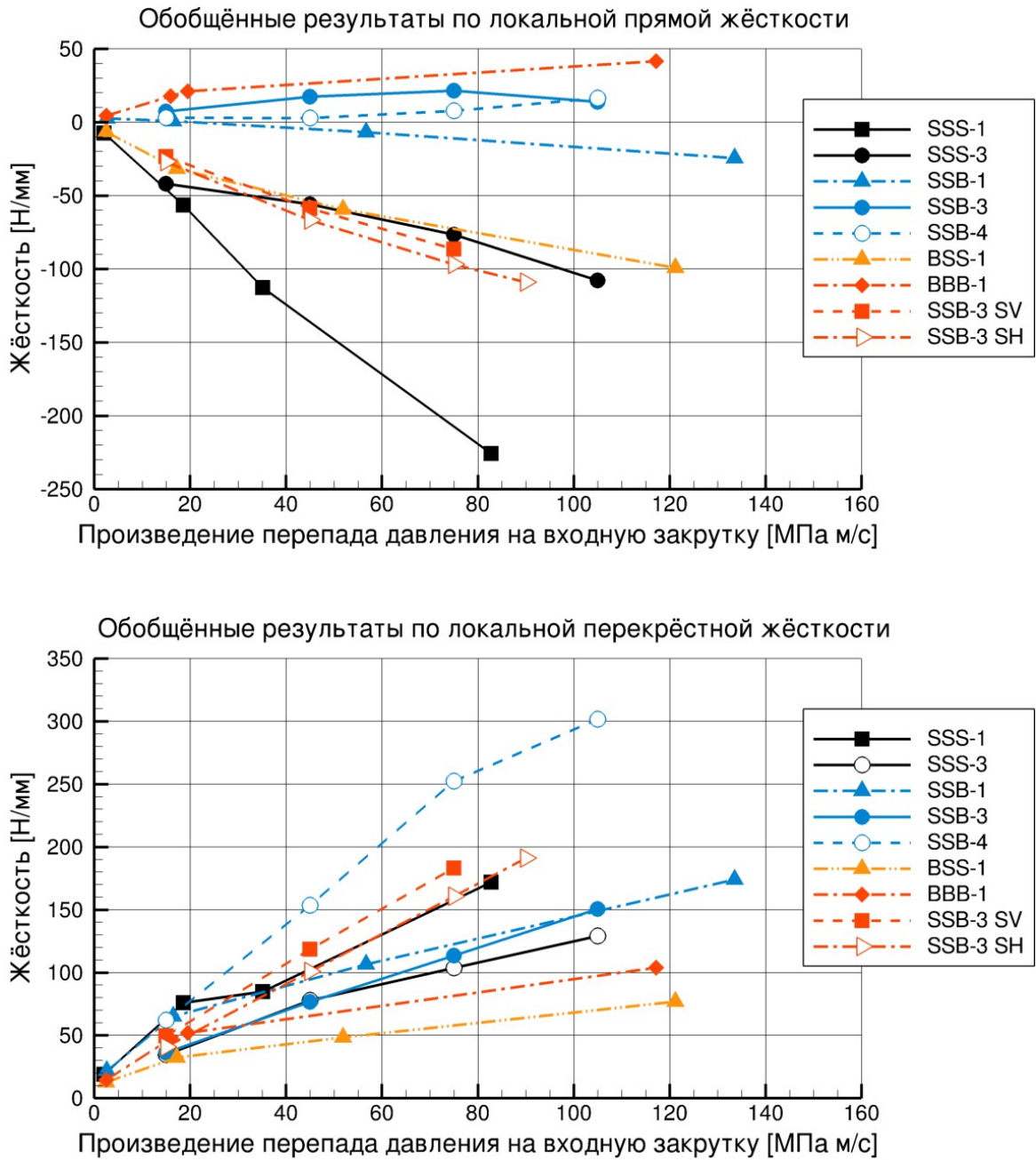


Рис. 7.2. Обобщённые результаты по локальным коэффициентам жёсткости исследованных уплотнений



Расположение щётчного уплотнения в конфигурациях SSB и BSS оказывает значительное влияние на локальный прямой коэффициент жёсткости. При этом конфигурация BSS-1 близка по значениям к уплотнению SSS-3 и находится между конфигурациями SSS-1 и SSB-1.

Используемая процедура сегментирования щётчного пакета значительно изменяет локальные прямые коэффициенты жёсткости, делая поведение конфигурации с ЩУ подобным поведению чисто лабиринтного уплотнения. Ориентация плоскости разреза по отношению к вектору эксцентриситета вала незначительно влияет на результаты.

Приведённые результаты по локальным перекрёстным коэффициентам жёсткости не позволяют делать однозначные выводы. И максимальные, и минимальные значения коэффициента  $K_{xy}^{\ell}$  демонстрируют конфигурации с щётчными уплотнениями.

Минимальные значения локального перекрёстного коэффициента жёсткости имеет конфигурация BSS-1, что связано с гашением закрутки входного потока в щётчном пакете и малым давлением в последующих камерах лабиринта. Максимальные значения коэффициента  $K_{xy}^{\ell}$  имеет конфигурация SSB-4 с контактным щётчным уплотнением, что в свою очередь связано с высоким уровнем давлений в камерах перед щётчным уплотнением.

Лабиринтные уплотнения лежат в среднем диапазоне значений коэффициента  $K_{xy}^{\ell}$ , при этом, как и ожидалось, уменьшение радиального зазора под гребешками заметно увеличивает перекрёстную жёсткость.

Положение щётчного пакета также оказывает заметное влияние на локальную перекрёстную жёсткость. Конфигурация из трёх щётчных уплотнений BBB-1 демонстрирует несколько увеличенные значения коэффициента  $K_{xy}^{\ell}$  по сравнению с конфигурацией BSS-1.

Используемая процедура сегментирования щётчного пакета приводит к значениям локального перекрёстного коэффициента жёсткости, лежащим выше значений  $K_{xy}^{\ell}$  соответствующего лабиринтного уплотнения SSS-3.

Необходимо отметить, что окончательные выводы о динамическом поведении уплотнений следует делать на основании значений глобальных динамических коэффициентов жёсткости и демпфирования.

#### 7.1.4. Глобальные динамические коэффициенты жёсткости

На рис. 7.3 представлены значения глобальных динамических коэффициентов жёсткости для исследованных уплотнений в зависимости от параметра  $I_{\Delta p}$ .

Глобальный прямой коэффициент жёсткости отрицателен для лабиринтных уплотнений и щёточно-лабиринтного уплотнения BSS-1. Последняя конфигурация с щёточным пакетом, расположенным впереди гребешков, демонстрирует максимальные отрицательные значения  $K_{xx}$ .

Лабиринтные уплотнения показывают нелинейный характер глобального прямого коэффициента жёсткости с пиком, лежащим в диапазоне  $I_{\Delta p} = 20 \dots 30$  МПа·м/с. Можно сказать, что величина радиального зазора под гребешками оказывает незначительное влияние на значения коэффициента  $K_{xx}$  в исследованных лабиринтных уплотнениях SSS.

Положение щёточного пакета значительно изменяет функцию прямой жёсткости: установка щёточного уплотнения после двух гребешков приводит к положительному коэффициенту  $K_{xx}$  со значениями, близкими по модулю значениям конфигурации с щёточным уплотнением, установленным впереди двух гребешков.

Конфигурации с контактными щёточными уплотнениями демонстрируют высокие положительные значения глобального прямого коэффициента жёсткости. Это связано с контактным взаимодействием между волокнами и поверхностью вала. Отличия между двумя контактными щёточными уплотнениями (конфигурации SSB-3 и SSB-4) в приведённом диапазоне  $I_{\Delta p}$  незначительны.

Описанная процедура сегментирования щёточного пакета приводит к относительно небольшому уменьшению глобального прямого коэффициента жёсткости.

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

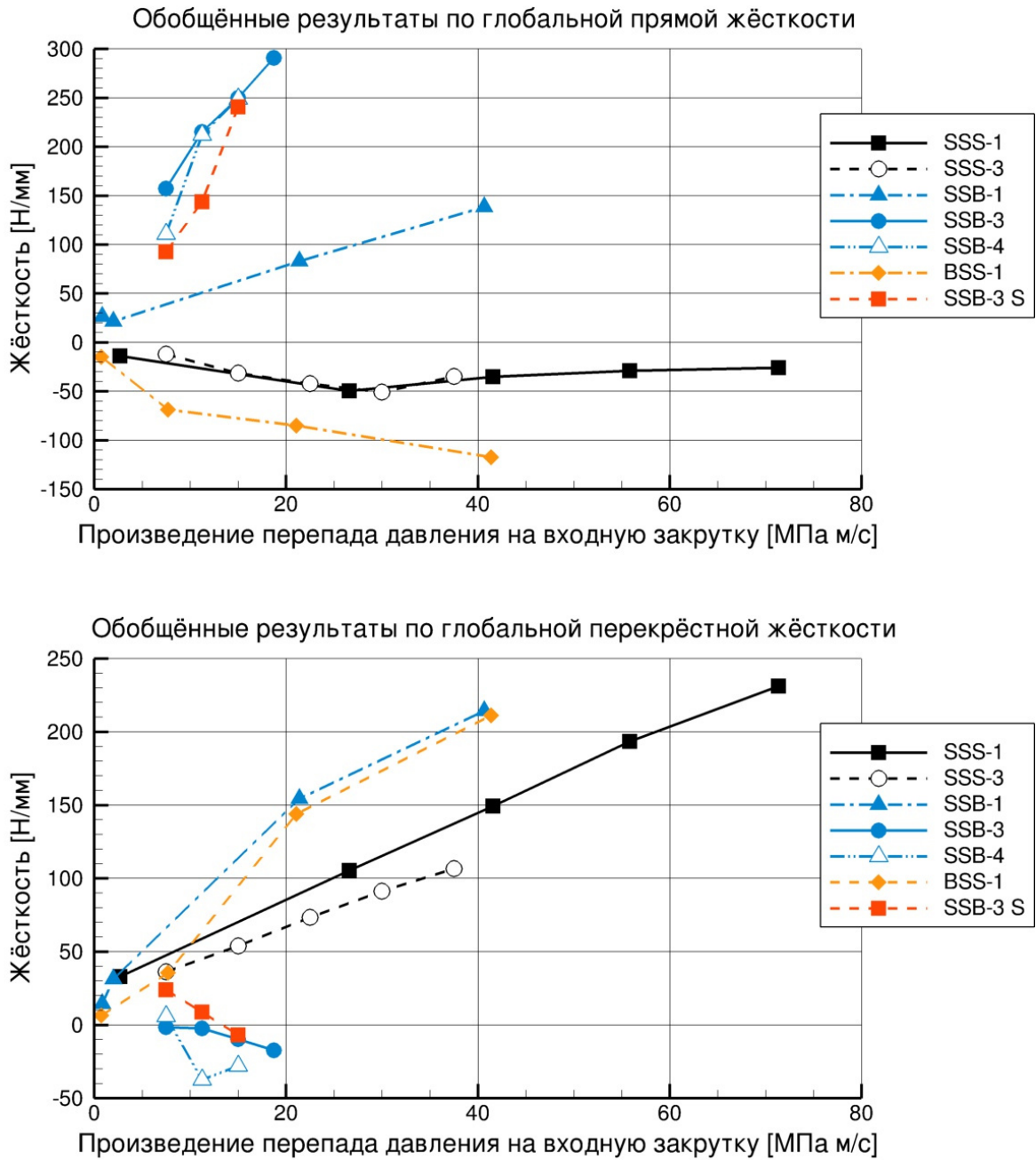


Рис. 7.3. Обобщённые результаты по глобальным коэффициентам жёсткости исследованных уплотнений

Как лабиринтные, так и щёточно-лабиринтные уплотнения с малым зазором имеют более высокие значения коэффициента  $K_{xy}$  по сравнению с лабиринтным уплотнением с увеличенным радиальным зазором под гребешками.

Конфигурации с щёточными уплотнениями, которые имеют остаточный зазор в диапазоне  $0 < h < 0.27$  мм, показывают максимальные значения глобальной поперечной жёсткости, которые заметно выше значений  $K_{xy}$  для лабиринтного уплотнения SSS-1 с радиальным зазором 0.27 мм. Положение щёточного уплотнения в конфигурациях SSB и BSS не оказывает значительного влияния на коэффициент  $K_{xy}$ .

Как отмечалось выше, в конфигурациях с контактными щёточными уплотнениями основной эффект оказывает механическое взаимодействие между пакетом и валом. Глобальные поперечные коэффициенты жёсткости в конфигурациях с контактными щёточными уплотнениями очень малы и принимают отрицательные значения при увеличении параметра  $I_{\Delta p}$ . Сегментирование щёточного уплотнения приводит к небольшому увеличению значений поперечной жёсткости.

#### 7.1.5. Глобальные динамические коэффициенты демпфирования

На рис. 7.4 показаны значения глобальных динамических коэффициентов демпфирования для исследованных уплотнений в зависимости от параметра  $I_{\Delta p}$ .

Лабиринтные конфигурации и щёточно-лабиринтные уплотнения с остаточным зазором в щёточном пакете демонстрируют в целом линейное увеличение прямого коэффициента демпфирования при увеличении параметра  $I_{\Delta p}$ . Уплотнения SSS-1 и SSB-1 с малым зазором имеют более высокие значения прямого коэффициента демпфирования по сравнению с лабиринтным уплотнением SSS-3 с радиальным зазором 0.5 мм. Однако конфигурация BSS-1, в котором щёточное уплотнение располагается впереди и играет роль гасителя закрутки набегающего потока газа, показывает минимальные значения коэффициента  $C_{xx}$ .

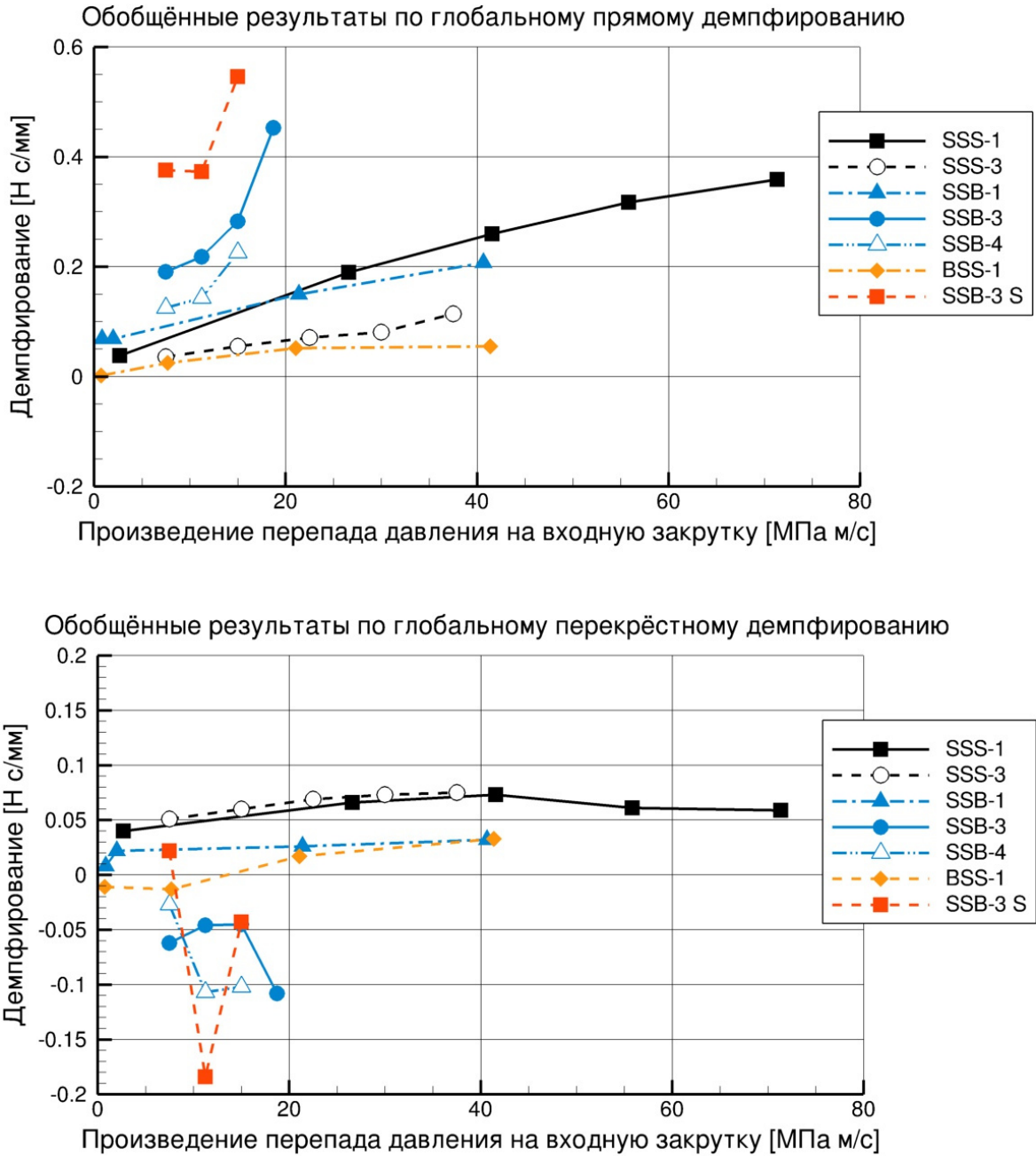


Рис. 7.4. Обобщённые результаты по глобальным коэффициентам демпфирования исследованных уплотнений

Конфигурации с контактными щёточными уплотнениями показывают высокие значения прямого коэффициента демпфирования с заметной нелинейной характеристикой. Максимальные значения имеет конфигурация SSB-3 S с сегментированным щёточным уплотнением.

Перекрестные коэффициенты демпфирования принимают во всех исследованных конфигурациях относительно малые значения. Конфигурации с контактными щёточными уплотнениями демонстрируют отрицательный поперечный коэффициент демпфирования с заметным разбросом в значениях.

## 7.2. Формирование жесткостных характеристик в каналах уплотнений

### 7.2.1. Короткие лабиринтные уплотнения

В данном разделе приведён теоретический анализ удельных аэродинамических сил, возникающих в каналах бесконтактных лабиринтных и щёточно-лабиринтных уплотнений. Анализ позволяет объяснить: 1) формирование динамических коэффициентов жёсткости уплотнения; 2) отличия между результатами по коэффициентам жёсткости, получаемым с помощью методик динамического и беспрецессионного экспериментальных стендов; 3) повышенную чувствительность значений прямого коэффициента жёсткости к расчётной сетке.

Удельные аэродинамические силы в канале уплотнения, действующие в радиальном ( $L_{rad}$ ) и тангенциальном ( $L_{tan}$ ) направлениях определяются как (см., например, [297; 310]):

$$L_{rad} = R \int_0^{2\pi} p \cos \varphi \, d\varphi; \quad L_{tan} = R \int_0^{2\pi} p \sin \varphi \, d\varphi. \quad (7.2)$$

где  $R$  – радиус вала.

На рис. 7.5а показано типичное распределение удельных сил в лабиринтном уплотнении SSS-3 с эксцентричным валом. Из-за значительных различий в диапазонах изменения удельных радиальных и тангенци-

альных сил результаты представлены с использованием двух осей ординат. Контур уплотнения также нанесён на графике для идентификации положений по оси канала уплотнения, где значения удельных сил претерпевают значительные изменения. Зона высокого давления находится справа.

Области канала уплотнения с высокими значениями относительного эксцентриситета  $\delta = e/s$  (где  $s$  высота камеры или радиальный зазор под гребешками) оказывают преобладающее влияние на формирование радиальной компоненты аэродинамической силы, связанной с прямым коэффициентом жёсткости  $K_{xx}$ .

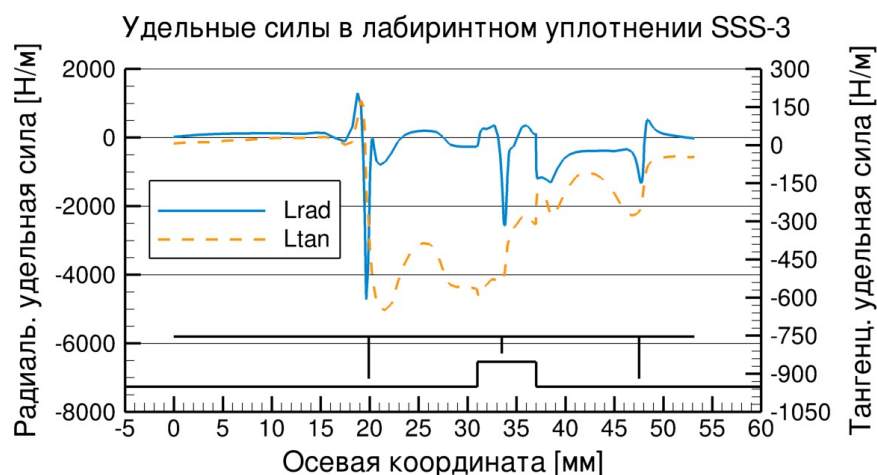
Размеры камеры являются большими по сравнению с радиальным зазором под гребешками, поэтому значительная удельная радиальная сила  $L_{rad}$  возникает в основном в зонах малых зазоров между поверхностью вала и кончиками гребней.

В камерах, где изменения давления в осевом направлении незначительны, удельная радиальная сила принимает относительно малые значения, которые незначительно отличаются от камеры к камере.

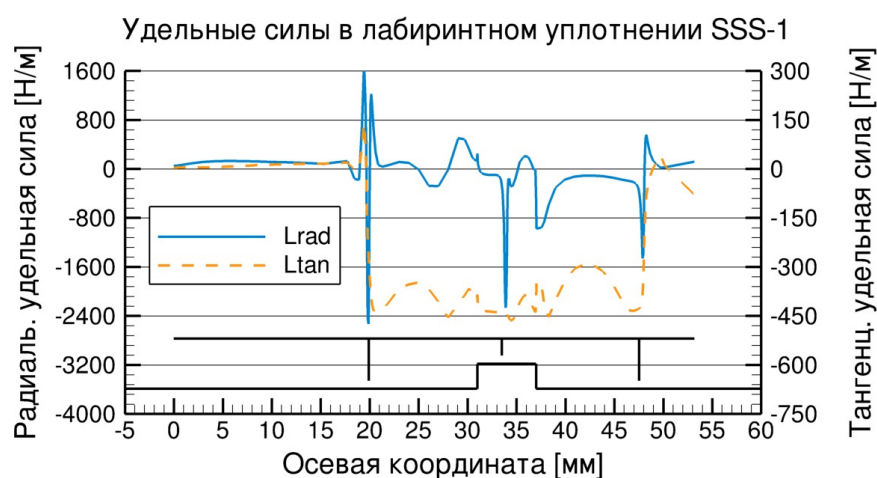
Величины относительного зазора  $\delta$  для уплотнения SSS-3 составляют 0.016 и 0.2 для камеры и кончика гребня соответственно.

Можно также отметить, что значительные градиенты давления, а также скорости потока газа в областях высоких значений относительного эксцентриситета  $\delta$  требуют очень мелкой расчётной сетки для получения точных значений радиальной силы. Это объясняет описанную в разделе 5.3 более высокую чувствительность прямых коэффициентов жёсткости к параметрам размера и качества сетки по сравнению с перекрёстными коэффициентами жёсткости.

Основное формирование тангенциальной силы происходит в камерах уплотнения (см. рис. 7.5a), т. е. области под гребешками с большими градиентами скоростей и давлений не оказывают такого значительного влияния на суммарную силу, как в случае с радиальной составляющей реакции уплотнения. Поэтому перекрёстный коэффициент жёсткости демонстрирует меньшую чувствительность к расчётной сетке. При переходе от камеры 2 к камере 3 происходит увеличение уровня удельной тангенциальной силы  $L_{tan}$ .



а) Распределение удельных сил в канале уплотнения SSS-3



б) Распределение удельных сил в канале уплотнения SSS-1

Рис. 7.5. Распределение удельных сил в лабиринтных уплотнениях

Тот факт, что формирование радиальной силы происходит преимущественно в зонах больших значений относительного зазора (т. е. под гребешками), объясняет отличия между локальными и глобальными прямыми коэффициентами жёсткости. Формирование тангенциальной силы происходит преимущественно в камерах уплотнительной конфигурации, поэтому отличия между локальными и глобальными перекрёстными коэффициентами жёсткости не так велики.

Для сравнения на рис. 7.5б показаны распределения удельных аэродинамических сил  $L_{rad}$  и  $L_{tan}$  в канале лабиринтного уплотнения SSS-1, которое имеет меньший зазор под гребешками по сравнению с уплотнением SSS-3.

Оба коротких лабиринтных уплотнения SSS-1 и SSS-3 демонстри-



руют качественно сходные характеристики удельных сил. Однако лабиринтное уплотнение с меньшим радиальным зазором SSS-1 имеет практически одинаковый уровень тангенциальной силы в двух внутренних камерах, тогда как в уплотнении SSS-3 имеет место заметное увеличение тангенциальной силы при переходе от камеры 2 к камере 3.

Дополнительный анализ удельных сил в конфигурации SSS-1, а также объяснение отличий в измерениях коэффициентов жёсткости на беспрецессионном и динамических стендах могут быть найдены в [297].

На рис. 7.6 представлена функция формирования прямого и перекрёстного коэффициентов жёсткости в осевом направлении для лабиринтных уплотнений SSS-3 и SSS-1.

Коэффициенты жёсткости в зависимости от осевой координаты  $z$  вдоль канала уплотнения определяются как:

$$K_{xx}(z) = \frac{1}{e} \int_L^z L_{rad} dz; \quad K_{xy}(z) = -\frac{1}{e} \int_L^z L_{tan} dz. \quad (7.3)$$

где  $L$  – длина уплотнения,  $e$  – эксцентриситет вала.

Согласно определению функции формирования жёсткости, коэффициенты жёсткости равны нулю на входе в уплотнение (зона справа на рис. 7.6) и принимают свои окончательные значения на выходе из уплотнения, т. е. интегрирование удельных сил в ур. (7.3) ведётся справа налево.

Из рис. 7.6 видно, что в лабиринтной конфигурации SSS-3 перекрёстный коэффициент жёсткости  $K_{xy}$  непрерывно растёт в двух внутренних камерах лабиринта и остаётся практически неизменным в выходной камере.

Абсолютные значения прямого коэффициента жёсткости  $K_{xx}$  также увеличиваются во внутренних камерах, но при этом видны скачки в зонах около гребней. В выходной камере прямой коэффициент жёсткости немного уменьшается по абсолютному значению.

По функции формирования коэффициентов жёсткости две конфигурации коротких лабиринтных уплотнений SSS-1 и SSS-3 также демонстрируют качественно сходные характеристики. Из сравнения функций

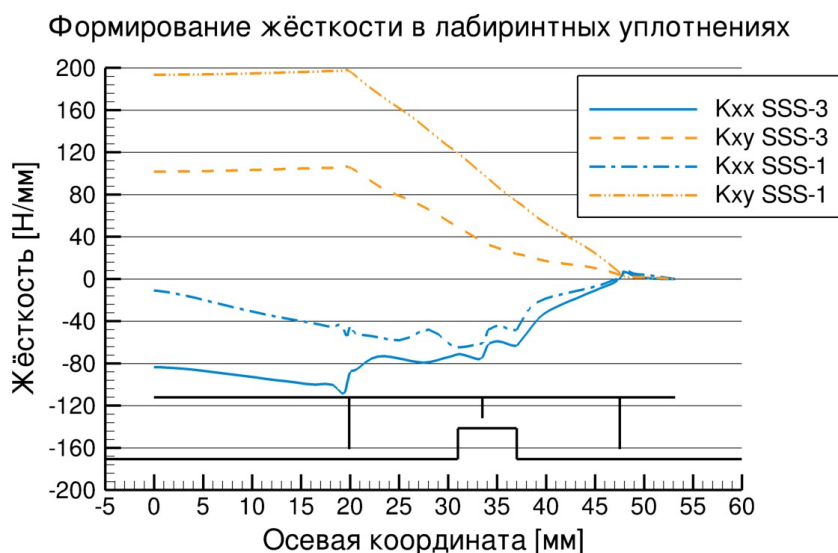


Рис. 7.6. Формирование коэффициентов жёсткости в лабиринтных уплотнениях SSS

формирования жёсткости можно сделать вывод, что уплотнение SSS-1 имеет меньшие значения прямых коэффициентов жёсткости, но большие значения поперечных коэффициентов жёсткости, чем уплотнение SSS-3. Это и было продемонстрировано при анализе экспериментальных и расчётных данных в разделе 6.1.

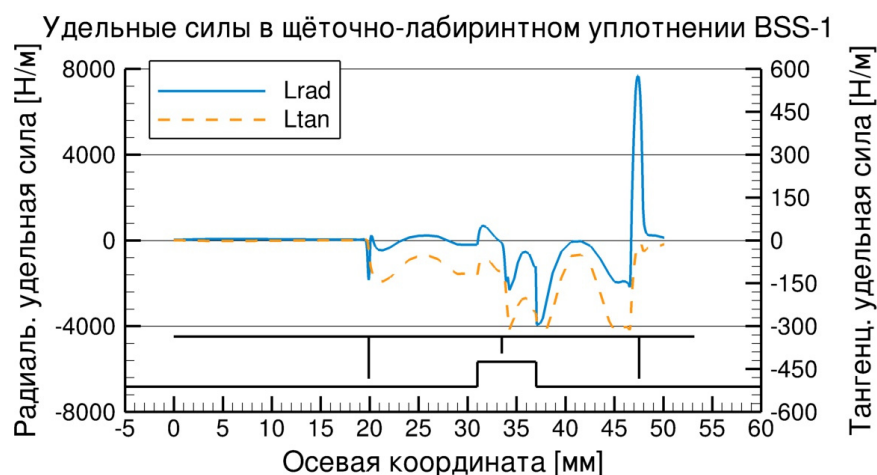
### 7.2.2. Щёточно-лабиринтные уплотнения SSB и BSS

В данном разделе представлено сравнение удельных сил ( $L_{rad}$  и  $L_{tan}$ ) и анализ формирования динамических коэффициентов жёсткости в щёточно-лабиринтных уплотнениях BSS-1 и SSB-1, которые отличаются друг от друга лишь расположением щёточного пакета по отношению к гребешкам лабиринта.

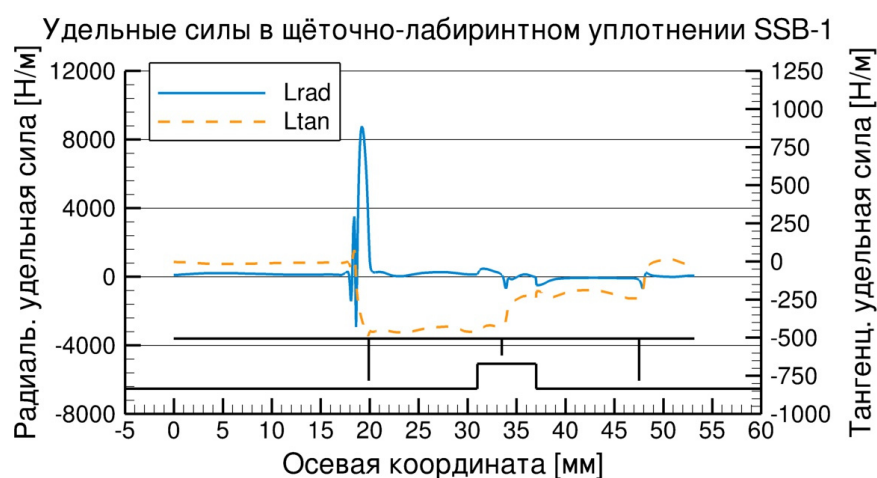
Распределения радиальных и тангенциальных удельных сил в каналах двух конфигураций показаны на рис. 7.7а и рис. 7.7б.

Щёточное уплотнение в обеих конфигурациях приводит к возникновению пика в значениях радиальной силы и к уменьшению тангенциальной составляющей.

Однако в конфигурации BSS, в которой щёточное уплотнение установлено перед двумя гребнями, в последующих камерах лабиринта про-



а) Распределение удельных сил в канале уплотнения BSS-1



б) Распределение удельных сил в канале уплотнения SSB-1

Рис. 7.7. Удельные силы в щёточно-лабиринтных уплотнениях

исходят заметные изменения в распределениях как радиальной, так и тангенциальной удельных сил. Тогда как в конфигурации SSB в камерах лабиринта перед щёточным уплотнением давление газа практически не уменьшается (см. раздел 6.2.3), что приводит к малым значениям радиальной удельной силы, а также малым значениям локальных коэффициентов жёсткости.

С другой стороны, в конфигурации SSB в камерах лабиринта перед щёточным уплотнением происходит рост тангенциальной силы, тогда как в конфигурации BSS закрутка потока значительно уменьшается в щёточном уплотнении, что приводит к более низкому уровню тангенциальной силы в последующих камерах лабиринта.

В конфигурации BSS радиальная удельная сила принимает значи-

тельные отрицательные значения в камере за щёточным уплотнением. Можно сказать, что это и приводит к отрицательному прямому коэффициенту жёсткости уплотнения BSS-1. В конфигурации SSB радиальные силы близки к нулю в двух камерах лабиринта перед щёточным уплотнением. Щёточный пакет генерирует преимущественно положительную удельную радиальную силу, что приводит также к положительному прямому коэффициенту жёсткости в уплотнении SSB-1.

Функции формирования коэффициентов жёсткости в осевом направлении для щёточно-лабиринтных уплотнений BSS-1 и SSB-1 показаны на рис. 7.8.

Установка щёточного уплотнения перед гребешками лабиринта заметно уменьшает окружную составляющую скорости газа, что приводит к уменьшению поперечного коэффициента жёсткости, функция которого демонстрирует умеренный рост в последующих камерах лабиринта.

Относительно прямого коэффициента жёсткости можно отметить, что конфигурация BSS ведёт себя по аналогии с чистым лабиринтным уплотнением SSS: падение давления в камерах лабиринта приводит к заметному увеличению отрицательного прямого коэффициента жёсткости с небольшим уменьшением в камере на выходе. Само же щёточное уплотнение приводит к положительному значению прямого коэффициента жёсткости.

Формирование коэффициентов жёсткости в щёточно-лабиринтной конфигурации SSB можно в целом описать как имеющую противоположный характер по сравнению с уплотнением BSS.

Отсутствие значительного падения давления в камерах лабиринта перед щёточным уплотнением приводит к очень малым отрицательным значениям прямого коэффициента жёсткости. Щёточное уплотнение, установленное в конце конфигурации, приводит к высокому положительному значению прямого коэффициента жёсткости, для которого наблюдается также небольшой рост в выходной камере.

Поперечный коэффициент жёсткости непрерывно растет в камерах лабиринта конфигурации SSB, как и в чисто лабиринтном уплотнении. Щёточный пакет в конфигурации SSB также уменьшает закрутку

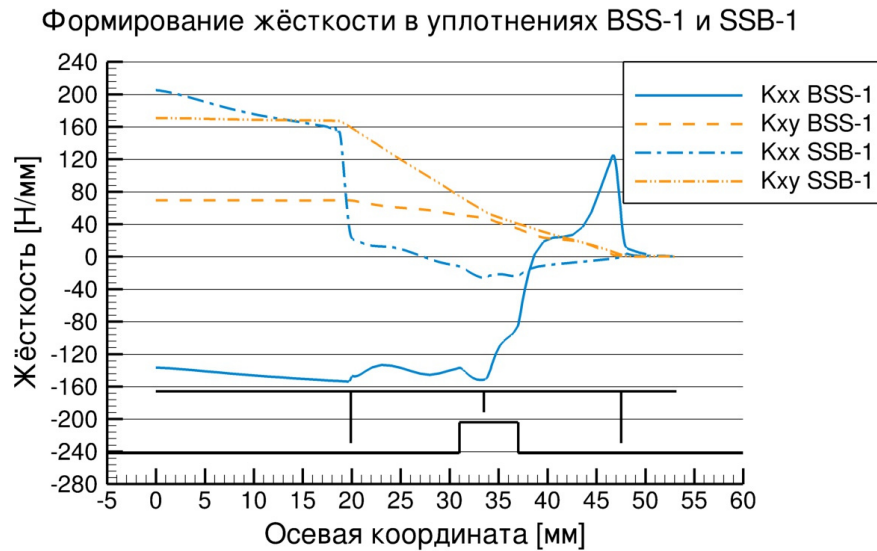


Рис. 7.8. Формирование коэффициентов жёсткости в щёточно-лабиринтных уплотнениях BSS-1 и SSB-1

потока, что, однако, приводит лишь к небольшому уменьшению итогового значения перекрёстного коэффициента жёсткости по сравнению с конфигурацией SSS.

## 7.3. Методика оценки расхода через щёточное уплотнение

### 7.3.1. Базовые щёточные уплотнения

В данном разделе приведена разработанная методика оценки расхода через типичное щёточное уплотнение на основе обобщения массива полученных данных, приведённых в предыдущих разделах работы (см., также, [293]).

Методика включает в себя четыре схемы исследованных щёточных уплотнений В-1, В-2, В-3 и В-4, называемых базовыми конфигурациями (см. рис. 7.9 и раздел 2.7.3).

Параметры базовых уплотнений сведены в табл. 7.1. Рассматриваются шесть различных щёточных пакетов (схема В-2 представлена тремя пакетами).

Набор щёточных уплотнений включает в себя два различных изго-

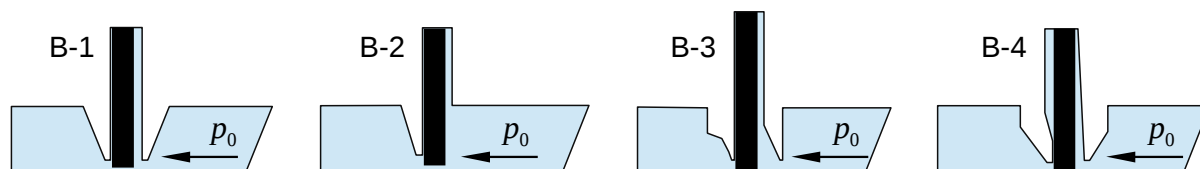


Рис. 7.9. Схемы базовых щёточных уплотнений

Таблица 7.1. Параметры базовых щёточных пакетов

	B-1	B-2A	B-2B	B-2C	B-3	B-4
Ном. рад. зазор [мм]	0.31	0.21	0.21	0.21	0.0	0.0
Диаметр проволоки [мкм]	70	70	70	150	168	150
Плотность упаковки [шт/мм]	200	200	200	50	47.64	50
Угол наклона волокон [°]	45	45	45	45	45	45
Длина волокна [мм]	15	10	15	15	15	15
Ном. толщина пакета [мм]	2.0	1.98	1.88	1.88	2.0	2.0
Рад. зазор кольца [мм]	1.08	1.42	1.42	1.42	1.2	1.2
Диаметр вала [мм]	180.05	179.98	179.98	179.98	179.86	179.86
Миним. толщина пакета [мм]	1.21	1.21	1.21	1.4	1.66	1.4

товителя (волокна в пакете В-3 закреплены с помощью сварного соединения, в остальных случаях волокна закреплены с помощью механического крепления), два различных типоразмера диаметра проволоки и плотности упаковки волокон, четыре различные конструкции колец (обоймы) уплотнения, уплотнения с нулевым и положительным номинальными радиальными зазорами между щёточным пакетом и поверхностью вала.

Все пакеты изготовлены из металлической микропроволоки (сплав Наупес 25). Диаметр вала в рассмотренных конфигурациях отличается незначительно.

Значения длины волокон и номинальной толщины щёточного пакета в табл. 7.1 являются ориентировочными из-за неопределённости в определении и измерении данных параметров. Последняя строка в табл. 7.1 содержит теоретические значения минимальной толщины пакета при максимальном сжатии, рассчитанные с помощью ур. (2.8).

### 7.3.2. Характеристики расхода, радиального зазора и сжатия пакета базовых уплотнений

Рис. 7.10 содержит обобщённые экспериментальные данные по расходной характеристике базовых щёточных уплотнений.

Значения расхода приведены в терминах эффективного радиального зазора, который определяется согласно ур. (6.1a). Представленные данные получены путём определения локального перепада давления через щёточное уплотнения в конфигурациях SSB.

На рис. 7.10 представлены осреднённые зависимости эффективного зазора от перепада давления через щёточный пакет. Вертикальные отрезки демонстрируют разброс экспериментальных данных, который обусловлен в первую очередь эффектом гистерезиса, возникающим при увеличении и уменьшении перепада давления через уплотнение.

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

$$h^{eff} = f(\bar{p}) = m_1 \bar{p}^{m_2} + m_3, \quad (7.4)$$

где  $m_i$  – неизвестные коэффициенты аппроксимации.

Ряд базовых щёточных уплотнений (схемы В-1 и В-2) имеют положительный номинальный радиальный зазор. Обобщённые экспериментальные данные по закрытию свободного зазора при возникновении перепада давления через уплотнения В-1 и В-2 приведены на рис. 7.11. Данные для конфигурации В-2С разделяются на начальные измерения (конфигурация В-2С-0) и повторные измерения после завершения всех экспериментальных исследований (конфигурация В-2С-1). Как было описано выше, экспериментальные данные были получены с помощью фотокамеры и последующей обработки снимков.

Вертикальные отрезки на рис. 7.11 также демонстрируют эффект гистерезиса для уплотнений В-2А, В-2В и В-2С: верхние границы соответствуют увеличению давления, тогда как нижние значения соответствуют падению давления.

Приведённые безразмерные значения радиального зазора представляют собой отношение фактического радиального зазора в щёточном

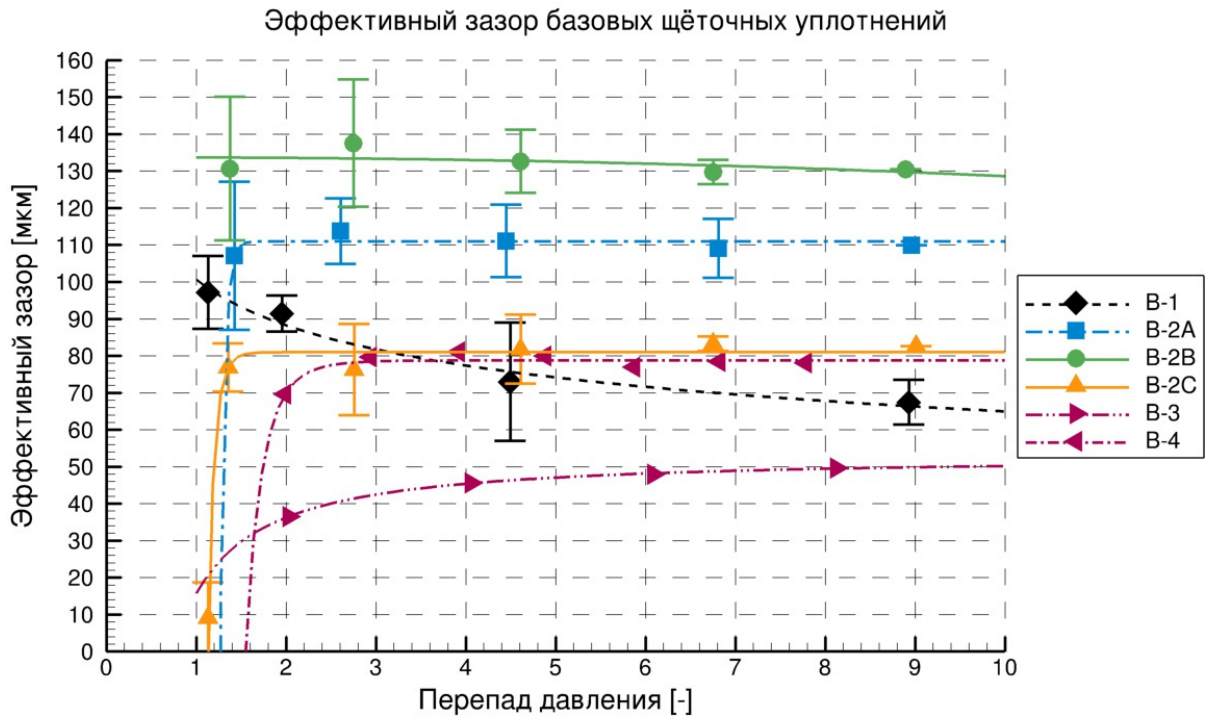


Рис. 7.10. Экспериментальный расход базовых уплотнений

пакете к радиальному зазору упорного кольца (см. табл. 7.1).

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

$$\bar{h} = f(\bar{p}) = h_1 \exp h_2 \bar{p} + h_3 \exp h_4 \bar{p}, \quad (7.5)$$

где  $h_i$  – неизвестные коэффициенты аппроксимации.

Коэффициенты аппроксимационных зависимостей для эффективного зазора и безразмерного остаточного радиального зазора, полученные с использованием метода наименьших квадратов, сведены для базовых щёточных уплотнений в табл. 7.2.

Экспериментальные данные по расходу и зазору, представленные выше, дополнены расчётными зависимостями по изменению толщины щёточного пакета в осевом направлении при возникновении перепада давления. Зависимости были получены с помощью базовой аэродинамической модели на основе методов вычислительной гидродинамики, описывающей течение воздуха в щёточном уплотнении.

Пакет щёточного уплотнения рассматривается как пористая среда



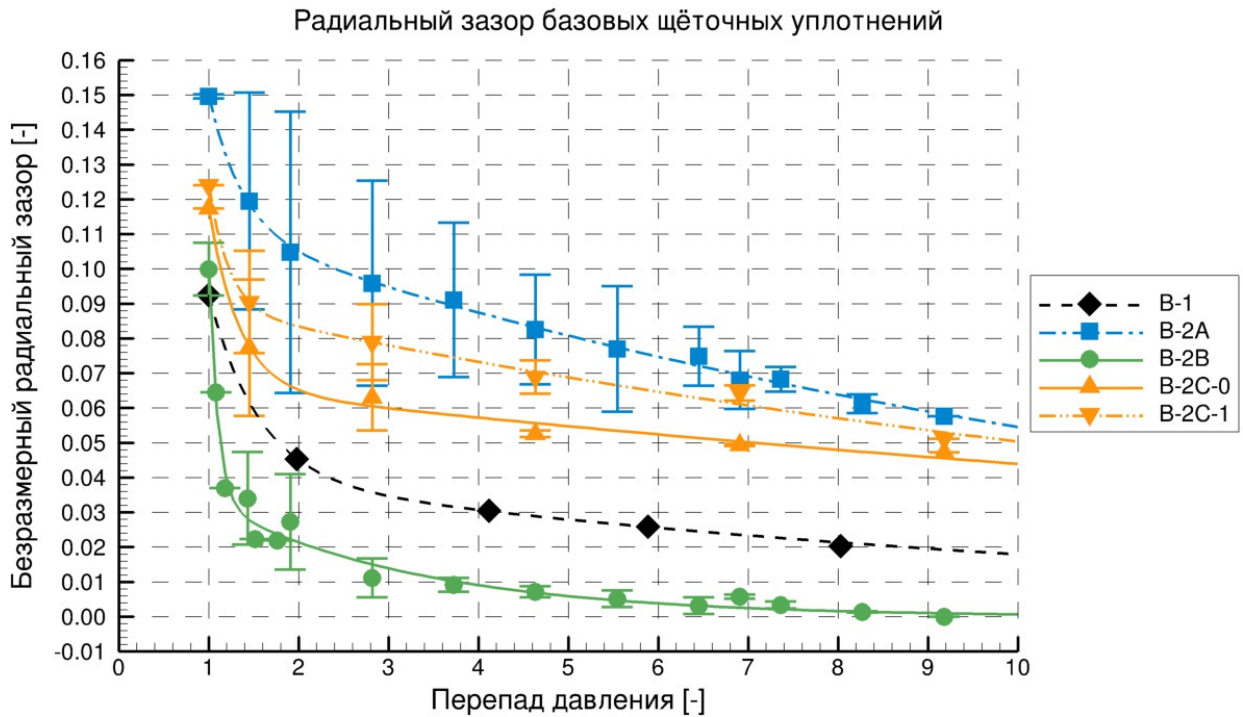


Рис. 7.11. Экспериментальный радиальный зазор базовых уплотнений

(модель М-3). При этом значения толщины пакета определялись путём калибровки модели пористой среды для каждого значения давления с использованием экспериментальных данных по расходу и свободному радиальному зазору, приведённых выше.

Расчётные значения толщин щёточных пакетов для всех рассмотренных базовых уплотнений приведены на рис. 7.12. Безразмерные значения толщины представляют собой отношение фактической толщины пакета к теоретически минимальному значению  $b_b^{\min}$  (см. табл. 7.1).

Результаты по изменению толщины пакета показывают, что для большинства щёточных уплотнений основной процесс сжатия пакета происходит при малых перепадах давления. Лишь два щёточных уплотнения (В-1 и В-2А) демонстрируют значительное уменьшение толщины пакета при увеличении перепада давления.

Таблица 7.2. Коэффициенты регрессии экспериментальных зависимостей расхода и радиального зазора базовых ЩУ

	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		

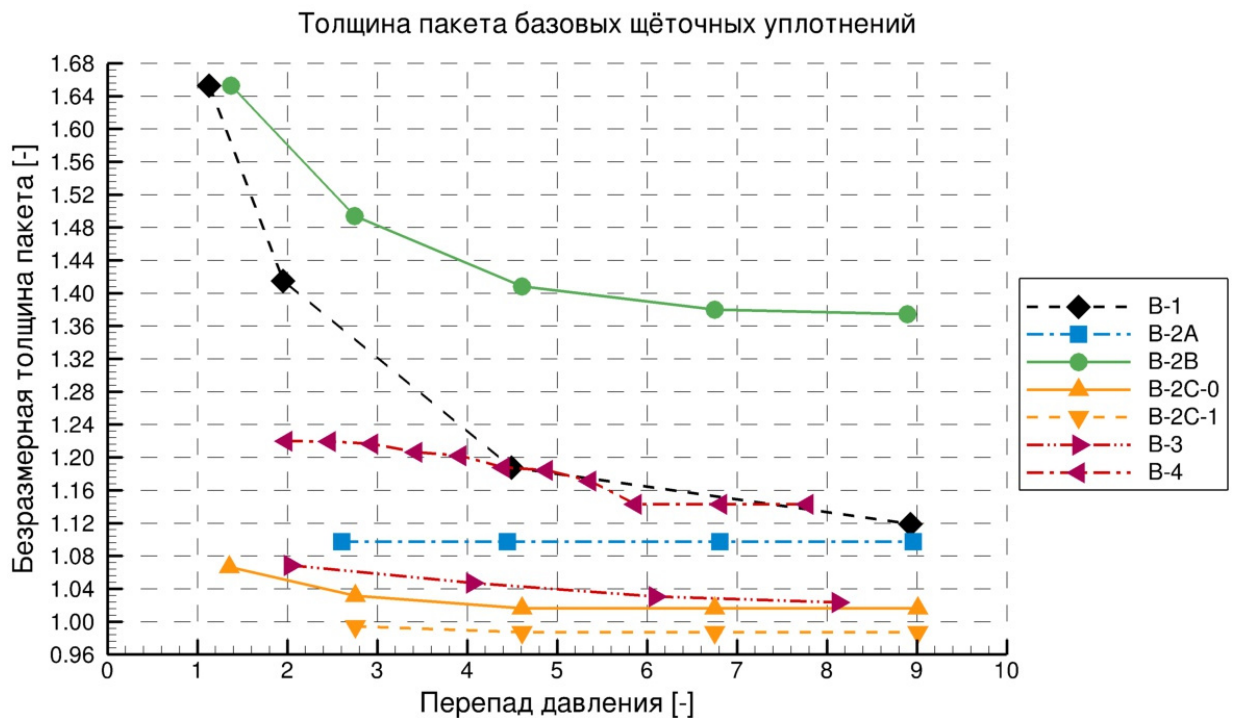


Рис. 7.12. Расчётные зависимости сжатия щёточного пакета базовых уплотнений

### 7.3.3. Инженерный подход для оценки расхода через щёточное уплотнение

Приведённые выше аппроксимационные функции основных характеристик базовых щёточных уплотнений в зависимости от перепада давления позволяют сформулировать упрощённый инженерный подход к оценке значения расхода через типичное щёточное уплотнение, состоящий из трёх шагов.

Вначале, на основе параметров щёточного уплотнения, для которого необходимо провести оценку расхода, выбирается наиболее близкий тип базового щёточного уплотнения из табл. 7.1 и рис. 7.11. 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.

Угол наклона волокон, длина волокон и номинальная толщина щёточного пакета также могут оказывать заметное влияние на расходную характеристику. Эти параметры, однако, можно отнести в данном случае к второстепенным. Они не рассматриваются в предложенной методике из-за ограниченного набора имеющихся данных и отсутствия дополнительной информации.

После выбора типа базового щёточного уплотнения с помощью аппроксимационных зависимостей, показанных на рис. 7.10 и табл. 7.2, определяется значение эффективного зазора щёточного уплотнения для заданного перепада давления. Оценка проводится лишь исходя из перепада давления через уплотнение. Влияние скорости вращения и эксцентричного положения вала, а также закрутки потока газа на величину расхода в данном случае не рассматривается.

Фактическое значение расхода через щёточное уплотнение, для которого выполняется оценка, определяется пересчётом значения эффективного зазора по следующей формуле, см. ур. (6.1a):

$$\dot{m} = \frac{\pi p_0 D_r Q}{\sqrt{T_0}} h^{eff}. \quad (7.6)$$

Для простой иллюстрации проведём оценку расхода для следующих параметров: диаметр вала 88 мм, давление на входе 0.4 МПа, дав-

ление на выходе 0.1 МПа, температура на входе 25°, среда – воздух. Для перепада давления в 0.3 МПа, согласно рис. 7.10, имеем следующий диапазон значений эффективного зазора: 42 мкм и 132 мкм для щёточных уплотнений В-3 и В-2В соответственно.

С помощью ур. (7.6) пересчитываем значение расхода через щёточное уплотнение диаметром 88 мм. Для указанных условий имеем следующие оценочные значения расхода: 10.87 г/с (в случае базового ЩУ В-3) и 34.17 г/с (в случае базового ЩУ В-2В).

Для трёхгребешкового ступенчатого лабиринтного уплотнения SSS при диаметре вала в 88 мм и перепаде давления в 0.3 МПа получаем по описанной методике значения расхода 0.049 кг/с при зазоре под гребешками в 0.27 мм и 0.070 кг/с при зазоре в 0.5 мм.

Дополнительно проведём оценку значения радиального зазора под гребешками в трёхгребешковом лабиринтном уплотнении, при котором значение расхода будет соответствовать расходу через щёточное уплотнение. Перерасчёт радиального зазора по формуле из ур. (3.2) для перепада давления в 0.3 МПа и диаметра вала в 88 мм приводит к значениям 0.062 мм (расход 0.011 кг/с равен расходу через щёточное уплотнение В-3) и 0.195 мм (расход 0.034 кг/с равен расходу через щёточное уплотнение В-2В).

В следующем разделе приведены конкретные примеры по использованию данного упрощённого подхода, а также сравнение результатов с экспериментальными данными.

## **7.4. Применение описанных подходов в практических расчётах**

### **7.4.1. Оценка расхода щёточных уплотнений**

Данный раздел иллюстрирует использование предложенного выше упрощённого инженерного подхода для оценки расхода через щёточные уплотнения, взятые из других опубликованных работ.

Вначале, для примера, приведём результаты использования пористой модели, использованной в [7] для материала «металлорезина», при

оценке расхода через контактные щёточные уплотнения. На рис. 7.13 показано сравнение оценочных и экспериментальных данных, полученных для контактных щёточных уплотнений В-3 и В-4.

Теоретические оценки определены с помощью ур. (3.7) при предположении полностью турбулентного режима. При этом плотность воздуха определяется из уравнения идеального газа, а динамическая вязкость имеет постоянное значение. Приняты следующие значения для толщины щёточного пакета, которые не изменялись в зависимости от перепада давления: 1.9 мм для щёточного уплотнения В-3 и 1.8 мм для щёточного уплотнения В-4. В целом можно отметить хорошее согласование между оценочными и экспериментальными данными. Однако теоретические значения очень чувствительны к параметру толщины щёточного пакета. Поэтому корректный выбор данного параметра  $b_b$  является важнейшим условием при использовании аналитической пористой модели.

Существует большое число опубликованных исследований, которые посвящены расходным характеристикам щёточных уплотнений. Однако многие работы не содержат полной информации по конструкции представленного щёточного уплотнения и рабочим параметрам, что является необходимым для воспроизведения результатов другими исследователями посредством, например, расчётов. Также экспериментальные данные представлены, как правило, лишь в графической форме, что дополнительно усложняет работу с ними.

Параметры щёточных уплотнений, для которых была проведена оценка расхода, сведены в табл. 7.3. По сравнению с базовыми щёточными уплотнениями видны значительные отличия по радиальному зазору упорного кольца и номинальному зазору в щёточном пакете, по диаметру проволоки и плотности упаковки, по диаметру вала.

Данные по давлению и экспериментальному расходу уплотнений извлечены из указанных источников с определённой степенью погрешности. В некоторых случаях значения расхода были пересчитаны из следующего параметра:

$$\varphi = \frac{\dot{m}\sqrt{T_0}}{p_0 D_r}. \quad (7.7)$$

Оценка расхода для каждого анализируемого щёточного уплотне-

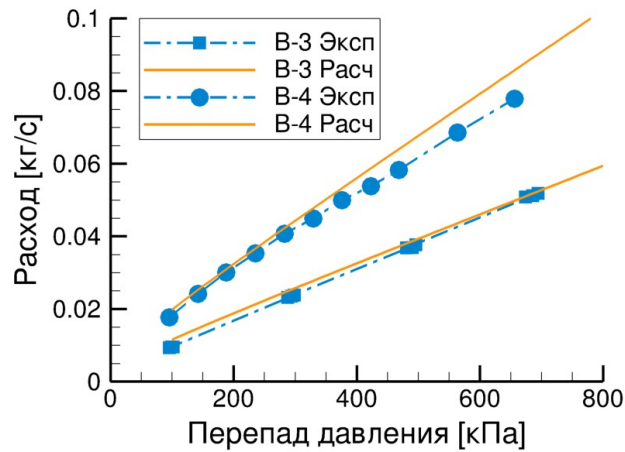


Рис. 7.13. Оценка расхода через контактные щёточные уплотнения с использованием аналитической пористой модели

ния проведена как минимум для двух различных значений давления. Для одной рабочей точки результаты оценки сведены в последней строке табл. 7.3. Предпоследняя строка таблицы содержит тип базового щёточного уплотнения, выбранного для проведения оценки.

Полные результаты оценки расхода для различных уплотнений и перепадов давления показаны в графической форме на рис. 7.14.

В качестве вывода можно отметить, что оценочные значения демонстрируют приемлемое согласование с экспериментальными данными, взятыми из соответствующих источников, для различных щёточных уплотнений в широком диапазоне расходных характеристик.

Таблица 7.3. Параметры щёточных уплотнений и результаты оценки расхода

Источник	[113]	[95]	[356]	[290]	[390]	[316]		[393]	[299]
							D3-R1	D4-R1	
$h_0$ [мм]	-0.061	-0.25	0.27	-0.0965	0.025	0.26		0.18	0.31
$d$ [мм]	0.051	0.0762	0.076	0.102	0.07	0.051		0.07	0.07
$N$ [штук/мм]	180.0	94.5	200.0	67.5	200.0	85.0		200.0	200.0
$\varphi$ [°]	50.0	45.0	45.0	50.0	45.0	45.0		45.0	45.0
$h_f$ [мм]	0.635	1.4	1.4	1.27	1.5	н.д.		1.0	1.08
$D$ [мм]	37.92	121.76	121.22	215.9	327.6	166.81		303.0	180.05
$b_b^{min}$ [мм]	0.64	0.68	1.43	0.96	1.21	0.28		1.21	1.21
$p_1$ [МПа]	0.1	0.1	0.1	0.1	0.104	0.1		0.1	0.096
$\bar{p}$ [-]	1.883	1.5	1.5	2.5	2.0	1.5		2.0	8.97
$\dot{m}_{ref}$ [г/с]	3.49	3.0	23.0	38.21	47.0	21.0	50.0	70.0	65.1
Тип базового ЩУ	В-3	В-3	В-2В	В-4	В-1	В-2В	В-2А	В-2В	В-1
$\dot{m}_{eval}$ [г/с]	1.87	3.8	17.1	30.81	44.36	17.0	49.56	59.62	76.65

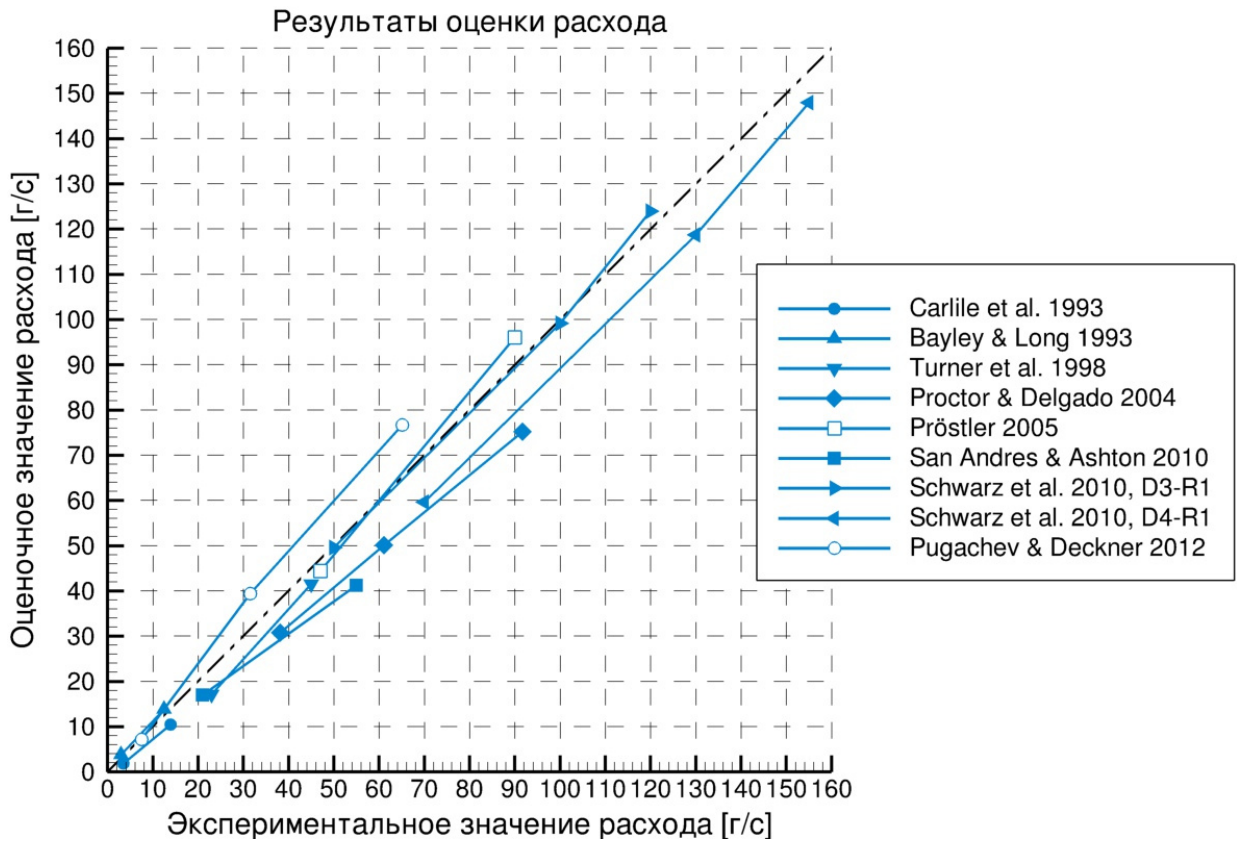


Рис. 7.14. Сравнительные результаты оценки расхода для различных щёточных уплотнений

#### 7.4.2. Щёточные уплотнения «Ивченко-Прогресс»

В данном разделе описаны результаты использования предложенных выше упрощённых методик к определению расходных характеристик щёточных уплотнений для оригинальных уплотнений, изготовленных на ГП «Ивченко-Прогресс» (ИП) (см., также, [43]). Фотография щёточного уплотнения ИП показана на рис. 7.15 (см. [49; 54]).

Параметры рассмотренных щёточных уплотнений ИП, а также экспериментальные значения расхода для отдельных перепадов давлений, сведены в табл. 7.4.

Расход представлен в приведённом виде, определяемым как:

$$\bar{G} = \frac{\dot{m} \times 1000}{p_0/98100} \sqrt{T_0}, \quad (7.8)$$

где  $\dot{m}$  – полный расход через уплотнение в кг/с,  $p_0$  – давление перед





Рис. 7.15. Щёточное уплотнение ИП [49]

уплотнением в Па,  $T_0$  – номинальная температура в К.

Все щёточные уплотнения ИП имеют положительный номинальный радиальный зазор. Основные отличия лежат в диаметре уплотнений и плотности упаковки волокон. Следует отметить также номинальные толщины щёточных пакетов, значения которых меньше теоретических минимальных значений, рассчитанных из ур. (2.8). Это может говорить о том, что конструкция и технология изготовления щёточных уплотнений ИП отличается от коммерчески доступных аналогов, исследованных в данной работе.

Таблица 7.4. Параметры щёточных уплотнений «Ивченко-Прогресс»

Щёточное уплотнение	1	2	3	4	
Фактический диаметр вала [мм]	89.994	333.476	207.465	391.44	
Факт. радиальный зазор [мм]	0.212	0.220	0.218	0.217	
Диаметр проволоки [мм]	0.07	0.07	0.07	0.07	
Плотность упаковки [шт/мм]	160	240	240	240	
Наклон волокон [°]	45	45	45	45	
Длина волокон [мм]	9.3	9.25	9.3	9.25	
Номин. толщина пакета [мм]	0.8	1.2	1.2	1.2	
Радиальный зазор кольца [мм]	1.5	1.5	1.0	1.5	
Давление за уплотнением [МПа]	0.1	0.1	0.1	0.1	
Отношение давлений [-]	5.66	2.0	5.0	4.0	3.0
Эксперим. расход $\bar{G}$ $\left[ \frac{\text{г/с}}{\text{кгс/см}^2} \text{К}^{0.5} \right]$	158	360...390	440...460	390	700

Для инженерной оценки расхода через щёточные уплотнения, представленные в табл. 7.4, могут быть выбраны базовые уплотнения В-1, В-2А и В-2В (см. табл. 7.1). Для дальнейшей работы было выбрано базовое уплотнение В-2В, которое демонстрирует при относительно высоких значениях расходной характеристики практически полное закрытие свободного зазора при возникновении перепада давления.

На основе выбранного базового уплотнения были также проведены автоматизированные ВГД-расчёты с помощью модели в OpenFOAM для реальной геометрии исследуемых уплотнений «Ивченко-Прогресс».

Результаты оценки расхода с помощью инженерной и ВГД методик сведены в табл. 7.5. Инженерная методика демонстрирует удовлетворительное согласование с экспериментальными значениями для уплотнений 1, 3 и 4. Значительное отличие наблюдается для уплотнения 2 при отношении давлений 2.0. Помимо прочих факторов, такое разногласие также связано с общей неопределённостью относительно состояния щёточного пакета (значения толщины пакета и остаточного радиального зазора) при малых перепадах давления.

Представленные в табл. 7.5 результаты показывают, что ВГД-расчёты в общем случае не улучшили оценку расхода через исследуемые щёточные уплотнения. Также имеет место удовлетворительное согласование с экспериментом для уплотнений 1, 3 и 4. Однако ВГД-методика выдаёт зачастую более высокие значения, тогда как инженерная оценка выдаёт чаще более низкие значения по сравнению с экспериментальными данными.

Значительные расхождения между расчётными и экспериментальными значениями расхода для щёточного уплотнения 2 указывают на то, что поведение уплотнения 2 заметно отличается от поведения базового уплотнения В-2В. Поэтому для уплотнения 2 были проведены дополнительные расчёты на основе другого базового уплотнения В-2А.

Результаты оценок, полученные с помощью базового уплотнения В-2А, сведены в табл. 7.6. Для малого перепада давления значительные отличия с экспериментом остались, однако расхождение для ВГД-расчёта заметно уменьшилось по сравнению с ВГД-расчётом на основе уплотнения В-2В. Для перепада давления 5.0 обе методики демонстри-

Таблица 7.5. Результаты оценки расхода для щёточных уплотнений «Ивченко-Прогресс» на основе базового уплотнения В-2В

Щёточное уплотнение	1	2	3	4	
Отношение давлений [-]	5.66	2.0	5.0	4.0	3.0
Эксперим. расход $\left[ \frac{\text{г/с}}{\text{кгс/см}^2} \text{К}^{0.5} \right]$	158	375	450	390	700
Оценка расхода $\left[ \frac{\text{г/с}}{\text{кгс/см}^2} \text{К}^{0.5} \right]$	148.2	221.9	550.5	343.6	650.0
Расхождение с экспериментом	-6.2%	-40.8%	22.3%	-11.9%	-7.2%
Расход по ВГД-расчёту $\left[ \frac{\text{г/с}}{\text{кгс/см}^2} \text{К}^{0.5} \right]$	164.2	658.1	577.2	310.9	739.5
Расхождение с экспериментом	4.0%	75.5%	28.3%	-20.3%	5.7%

руют в данном случае хорошее согласование с экспериментом.

Таблица 7.6. Результаты оценки расхода для щёточного уплотнения «Ивченко-Прогресс» на основе базового уплотнения В-2А

Щёточное уплотнение	2	
Отношение давлений [-]	2.0	5.0
Экспериментальный расход $\left[ \frac{\text{г/с}}{\text{кгс/см}^2} \text{К}^{0.5} \right]$	375	450
Оценка расхода $\left[ \frac{\text{г/с}}{\text{кгс/см}^2} \text{К}^{0.5} \right]$	184.4	461.0
Расхождение с экспериментом	-50.8%	2.45%
Расход по ВГД-расчёту $\left[ \frac{\text{г/с}}{\text{кгс/см}^2} \text{К}^{0.5} \right]$	495.2	442.2
Расхождение с экспериментом	32.1%	-1.7%

## 7.5. Проектирование узлов с щёточными уплотнениями

### 7.5.1. Вопросы трибологии щёточных уплотнений

Щёточные уплотнения в зависимости от конструкции и рабочих условий могут находиться в процессе эксплуатации в контакте с ротором. Поэтому важными являются трибологические характеристики узлов с щёточными уплотнениями.

Важным условием применения перспективных щёточных уплотнений является сохранение улучшенных характеристик на всём протяжении периода эксплуатации.

Процесс эксплуатации щёточного уплотнения, имеющего нулевой монтажный зазор или устанавливаемого в натяг, начинается с приработки волокон щёточного пакета к поверхности вала. После начальной приработки расходная характеристика щёточного уплотнения на стационарном режиме должна оставаться постоянной. Изменения величины расходной характеристики (в терминах реального или приведённого расхода, эффективного зазора) являются индикаторами ухудшения состояния уплотнительного узла и потери производительности. При этом основной причиной потери производительности правильно сконструированного щёточного уплотнения является запланированный износ податливых волокон.

К основным повреждениям общего характера в уплотнительных узлах турбомашин относятся следующие: коррозия покрытия сопряжённых поверхностей, вызванная уплотняемой средой (например, электрохимическая коррозия баббитового покрытия); засорение твёрдыми взвешенными частицами; скалывание гребешков и податливых элементов вследствие контакта с сопряжённой поверхностью; фреттинг-износ; повреждения при сборке (характерно для эластомерных уплотнений). Также к повреждениям можно отнести запланированный износ элементов уплотнения.

При использовании правильной конструкции уплотнения и эксплуатации на допустимых рабочих режимах основными типами повреждений щёточных уплотнений являются: повреждения при изготовлении и монтаже, неконтролируемый износ и повышенное тепловыделение, сколы волокон в пакете во время эксплуатации при возникновении нештатных ситуаций.

При применении щёточных уплотнений для уплотнения воздушно-масляной среды в камерах подшипников качения отдельным вопросом является проблема коксования масла при повышении температуры в узле. Также возможные осколки металлических волокон вследствие износа или нештатных ситуаций представляют собой потенциальную опас-

ность для подшипников.

Температура смазочного масла лежит обычно в умеренных пределах (максимальная температура не превышает  $250^{\circ}\text{C}$ ), поэтому подходящими кандидатами для таких позиций в двигателе являются щёточные уплотнения с волокнами, изготовленными из синтетических материалов, например, арамида.

Выбор материалов микропроволоки при изготовлении щёточных уплотнений и покрытия вала должен выполняться с учётом рабочих условий в узле щёточного уплотнения (максимальные уровни температур и линейных скоростей, свойства уплотняемой среды).

Волокна щёточного пакета и контактная поверхность вала образуют трибопару. Основными требованиями к характеристикам трибопары для обеспечения надежности и долговечности являются улучшенное сопротивление окислению и износу, сохранение упругих и прочностных свойств волокон при высоких температурах, а также низкое тепловыделение при возникновении интенсивного контактного взаимодействия из-за повышенных колебаний вала.

В качестве критериев при выборе материалов уплотнительного узла могут служить следующие свойства [144]: точка плавления, предел прочности на растяжение, твёрдость, сопротивление окислению, сопротивление ползучести, сопротивление усталости. Важным фактором также является возможность изготовления из выбранного материала микропроволоки заданного диаметра.

Свойствами, подходящими для изготовления щёточных уплотнений, обладают жаропрочные сплавы на основе кобальта, никеля, хрома и вольфрама. Как отмечалось выше, широкое распространение при изготовлении металлической микропроволоки для щёточных уплотнений получил сплав Haynes 25.

Также различными исследователями проводились работы по тестированию альтернативных сплавов для изготовления щёточных пакетов, таких как Haynes 214, Inconel 718, Alloy A и др. (см. [144; 195; 335]). В качестве одного из выводов в [144] было отмечено заметное повышение коэффициента трения для сплавов на основе кобальта (в частности, сплава Haynes 25) при высоких температурах ( $> 400^{\circ}\text{C}$ ). Лучшее со-

противление окислению при температуре 1038°C среди тестированных сплавов в [144] продемонстрировал сплав Alloy A (сплав на основе никеля, хрома и алюминия). Волокна, изготовленные из сплава Alloy A и протестированные в паре с покрытием из карбида хрома, также показали лучшие характеристики в тестах на износ. Однако, следует ещё раз отметить, что в настоящее время микропроволока в коммерчески доступных щёточных уплотнениях изготавливается стандартным образом из сплава Haynes 25.

При выборе трибопары важным является обеспечение контролируемого износа, т. е. когда удаление материала при износе преобладает для выбранной компоненты трибопары. В случае щёточных уплотнений для упрощения и уменьшения стоимости ремонта двигателя является желательным, чтобы возможному износу подвергались лишь волокна, а не поверхность вала. Результаты ряда исследований показали, что желательное поведение трибопары при износе может быть достигнуто в случае использования сплава Haynes 25.

Описанные в открытой литературе попытки использования отечественного жаропрочного сплава ЭИ708А-ВИ для изготовления волокон щёточных уплотнений не привели к желаемым результатам [68]. В [68] также было отмечено, что другие отечественные сплавы с подходящими свойствами не выпускаются в виде микропроволоки необходимого диаметра ( $< 0.1$  мм).

Для уменьшения износа элементов трибопары и повышения долговечности щёточного уплотнения широко используются специальные покрытия, наносимые на поверхность вала.

В качестве материалов покрытий вала могут быть рассмотрены следующие: карбид хрома, карбид вольфрама, оксид хрома, оксид алюминия, а также покрытия на основе кобальта [144; 248; 335]. Также в литературе описаны тесты с использованием керамических покрытий, покрытий на основе оксида циркония и фторопласта [366], твердых смазочных покрытий [171]. Обобщая приведённые результаты, можно отметить, что в целом покрытия на основе карбида хрома в узлах щёточных уплотнений показали улучшенные характеристики по сравнению с другими исследованными покрытиями.

Износ узла щёточного уплотнения возникает при контакте волокон пакета с поверхностью вала. Износ щёточного уплотнения, в первую очередь, зависит от величины нахлёста волокон, перепада давления, относительной линейной скорости в трибопаре и величине статического или динамического эксцентриситета вала.

В [289] была предложена следующая упрощённая полуэмпирическая зависимость для определения интенсивности износа волокон щёточного уплотнения:

$$\psi = C \int \frac{p_c V^x}{H} dt = C \int \frac{K_b \delta_r V^x}{H} dt, \quad (7.9)$$

где  $C$  – неизвестный коэффициент пропорциональности,  $p_c$  – нормальное контактное давление в трибопаре,  $V$  – скорость вала,  $x$  – неизвестный показатель экспоненты для величины скорости,  $H$  – твёрдость материала,  $K_b$  – радиальная жёсткость волокон,  $\delta_r$  – величина нахлёста,  $t$  – время контакта. Неизвестные параметры модели должны определяться экспериментальным путём.

Экспериментальная оценка износа щёточного пакета, представленная в [306], составила 0.025 мм после 46 часов работы для щёточного уплотнения диаметром 71 мм, изготовленного из сплава Haynes 25 и установленного в паре с валом, покрытым слоем карбида хрома толщиной 0.178...0.254 мм.

### 7.5.2. Анализ конструкций и выбор параметров щёточных уплотнений

Обзоры актуальных патентов в области уплотнительной техники и, в частности, щёточных уплотнений для турбомашин регулярно публикуются в журнале *Sealing Technology*<sup>1</sup>. В России работы по щёточным уплотнениям велись в ОАО «Кузнецов», НПЦ газотурбостроения «Салют», ЦИАМ им. П. И. Баранова.

Оригинальные технологии изготовления щёточных уплотнений с помощью сварного соединения и полностью механического скрепления

<sup>1</sup> <http://www.sciencedirect.com/science/journal/13504789>

волокон описываются в патентах [106] и [398] соответственно. Впоследствии также были предложены и запатентованы модификации указанных методов, а также альтернативные методы изготовления щёточных уплотнений (см. [52; 87; 104; 107]). Вариант изготовления сегментного щёточного уплотнения запатентован в [328]. Упомянутые в данной работе конструкции модифицированных щёточных уплотнений с опорными подушками запатентованы в [209].

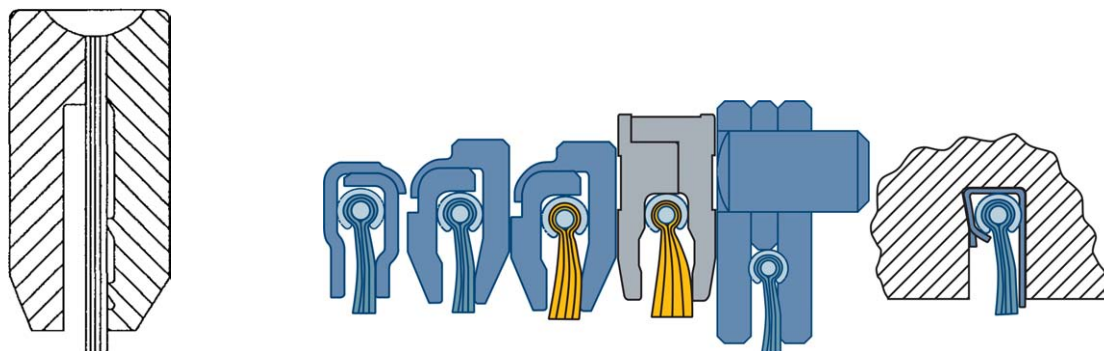
Сравнивая два способа крепления волокон в щёточном пакете (механическое крепление или сварное соединение), можно отметить следующие преимущества механического крепления [181]: более высокая гибкость технологии изготовления при изменении конструкции щёточного пакета, возможность использования волокон из различных материалов, более малые радиальные размеры получаемого уплотнения, сниженное предрасположение волокон к осевому изгибу на кромке опорного кольца (а, следовательно, более высокий допустимый перепад давления). Потенциальными проблемами механического соединения могут быть связаны с раздвоением щёточного пакета.

Конструкции щёточных уплотнений с редуцированной площадью контактной зоны между волокнами и опорным кольцом демонстрируют уменьшенный эффект гистерезиса. В литературе были предложены различные конструкции опорного кольца обоймы щёточного уплотнения: с полостями, с карманами, с профилированной поверхностью контакта (спиральными канавками) и др. В полостях опорного кольца возникает противодавление, что приводит к разгрузке щёточного пакета.

Стандартные конструкции сварных щёточных уплотнений имеют, как правило, полости между пакетом и опорным кольцом. Пример приведён на рис. 7.16а, где показана схема одного из стандартных исполнений щёточного уплотнения.

В зависимости от приложения щёточное уплотнение может использоваться либо как отдельный узел, либо устанавливаться без обоймы (лишь щёточный пакет). В последнем варианте могут быть использованы только щёточные пакеты, изготовленные чисто механическим способом (зажимные щёточные пакеты). На рис. 7.16б стандартные исполнения обоймы щёточного уплотнения с зажимным пакетом из [112] (жёл-





а) Схема ЩУ со сварным пакетом [131]

б) Схемы стандартных исполнений обоймы ЩУ с зажимным пакетом [112]

Рис. 7.16. Схемы стандартных конструкций щёточных уплотнений

тым цветом отмечены щёточные пакеты, изготовленные из арамидного волокна).

При использовании щёточных уплотнений совместно с лабиринтными важным вопросом является правильное позиционирование щёточного уплотнения по отношению к зазору в лабиринтном уплотнении для обеспечения максимальной эффективности работы. Один из способов позиционирования щёточных уплотнений в радиальном направлении, которые используются в конфигурации с лабиринтными уплотнениями, запатентован в [90].

В конфигурации с лабиринтами, когда щёточное уплотнение устанавливается между гребешками, гребешки перед щёточным пакетом могут также выполнять защитную функцию.

По аналогии с лабиринтными уплотнениями также были предложены различные конструкции с выдвигной обоймой щёточного уплотнения для предотвращения неконтролируемого износа при переходных процессах или для использования в системах пассивного или активного контроля за воздушным охлаждением.

Наряду с полностью металлическими щёточными уплотнениями, также являются доступными щёточные уплотнения, полностью изготовленные из неметаллических материалов, включая обойму уплотнения. В этом случае, однако, имеется ограничение по максимальному диаметру (до 250 мм)<sup>2</sup>. Для более высоких диаметров обойма для неме-

<sup>2</sup> *Sealing Technology April 2005, p. 2*

таллического щёточного пакета изготавливается из металла.

Использование многоступенчатых конструкций щёточных уплотнений преследует, прежде всего, цель уменьшения локального перепада давления через каждый щёточный элемент и повышения допустимого максимального перепада давления через весь уплотнительный узел. Однако, как отмечалось выше, установка нескольких щёточных уплотнений последовательно в один уплотнительный узел не всегда приводит к желаемым характеристикам работы.

Для улучшения контроля за локальными осевыми перепадами давления в отдельных пакетах многоступенчатых конфигураций щёточных уплотнений были предложены конструкции уплотнительных узлов, в которых устанавливаются щёточные пакеты с отличающимися параметрами (отличия в длине волокна, плотности упаковки пакета, угле наклона волокон, монтажного зазора) [208; 388].

Среди российских патентов по тематике технологии податливых щёточных уплотнений можно отметить следующие: [53] (модифицированный метод изготовления щёточных уплотнений с помощью сварного соединения), [52] (изготовление щёточного уплотнения), [20] (конструкция углеродного щёточного уплотнения с волокнами, наклонёнными в направлении осевого перепада давления).

Для увеличения допустимого перепада давления и обеспечения малых утечек в [168] была предложена конструкция щёточного пакета, собранного из проволоки разного диаметра. При этом слой тонкой проволоки помещался между слоями толстой проволоки. Также тестировалась «диффузорная» конфигурация зазора щёточного уплотнения, в которой волокна из толстой проволоки, расположенные со стороны опорного кольца, имели укороченную длину по сравнению с волокнами в передних рядах. Результаты показали работоспособность уплотнения при давлениях до 4.83 МПа при характеристиках по износу и статической жёсткости, сопоставимых с характеристиками стандартных щёточных уплотнений [168]. Схожая конструкция щёточного уплотнения, в котором в рядах пакета используются волокна, изготовленные из различных материалов, была запатентована в [380].

При проектировании уплотнений авиационных двигателей следует

рассматривать уплотнительный узел не отдельно, а с учётом системы внутреннего воздухообеспечения всего двигателя. При этом необходимо решение комплекса задач, связанных с различными аспектами обеспечения работоспособности уплотнения. Например, в [3] обсуждается методика проектирования уплотнений авиационных двигателей с учётом теплового состояния конструкции. Освещение общей методологии проектирования авиационного двигателя может быть найдено в [57].

Процесс проектирования уплотнительных узлов начинается с выбора типа и конструкции уплотнения, а также материалов сопряжённых поверхностей. При этом решающими факторами являются уплотняемая среда, уровень давлений и температур, относительная скорость сопряжённых поверхностей, максимальные осевые и радиальные перемещения вала, необходимый ресурс уплотнительного узла, величины допускаемых утечек и возникающих в уплотнении сил.

После выбора типа уплотнения следующим шагом в процессе проектирования уплотнительного узла является определение геометрических размеров, допустимых зазоров (для бесконтактных уплотнений), параметров пар трения, допустимого износа, эксплуатационных ограничений.

Выбор того или иного типа уплотнения основан на нахождении компромисса между определёнными преимуществами и ограничениями, относительная значимость которых определяется конкретной схемой двигателя, позицией уплотнения, рабочими параметрами и требуемыми показателями производительности. Тип выбранного уплотнения оказывает влияние на КПД, систему охлаждения компонент двигателя, систему смазки подшипников, стоимость, вес, размер, надёжность, ресурс и обслуживание двигателя.

Коммерчески доступные щёточные уплотнения, которые выпускаются серийно, имеют типовые конструкции обоймы уплотнения и параметры щёточного пакета. Классификация стандартных обойм щёточных уплотнений основана на значении диаметра уплотнения (см., например, [112]).

Как отмечалось в предыдущих главах, расходная характеристика щёточного уплотнения зависит от многих параметров, важнейшим из

которых является монтажный радиальный зазор. Функция увеличения расхода при увеличении свободного радиального зазора является нелинейной и, в общем случае, неизвестна.

При нулевом зазоре щёточное уплотнение будет демонстрировать наименьший расход. Однако выбор значения монтажного зазора должен осуществляться (как и в случае лабиринтных уплотнений) на основе различных критериев. Верхней границей для монтажного зазора щёточного уплотнения может служить радиальный зазор гребешков лабиринтного уплотнения, которое может применяться на данной позиции.

Согласно полученным результатам можно ожидать, что даже при использовании максимальной границы для монтажного зазора расход через щёточное уплотнение будет меньше расхода через лабиринтное уплотнение из-за наличия щёточного пакета и возникновения эффекта опускания волокон к поверхности вала при возникновении перепада давления.

Выбор радиального зазора должен производиться с учётом эффекта опускания волокон на вал под воздействием давления. В идеальном случае на рабочем режиме щёточное уплотнение должно обеспечивать минимальный расход при минимальном износе.

В авиационных двигателях распространено конструктивное решение, заключающееся в установке щёточных уплотнений с определённым натягом. При выборе величины натяга необходимо учитывать тепловыделение в зоне контакта для избежания перегрева контактной пары.

Диаметр микропроволоки также является одним из основных параметров, определяющих характеристики щёточного уплотнения. Уменьшение диаметра проволоки может привести к уменьшению расхода через щёточный пакет за счёт более плотной упаковки, но также повышает склонность к осевому изгибу волокон, что ограничивает допустимый перепад давления.

Длина волокна в пакете оказывает значительное влияние на механические характеристики щёточного уплотнения. Однако, чем длиннее волокно, тем, как правило, выше будет утечка через щёточный пакет. Значение длины выбирается как компромисс между желаемыми упругими и расходными характеристиками.

Распространённый метод измерения жёсткости щёточных уплотнений заключается в использовании модифицированных разрывных машин. При этом изготавливается криволинейная колодка под посадочный диаметр уплотнения, которая затем перемещается в радиальном направлении.

Величина радиального зазора заднего (опорного) кольца обоймы щёточного уплотнения выбирается с учётом максимально возможного отклонения вала для избежания контакта. С другой стороны, чем больше зазор опорного кольца, тем более сильным может быть изгиб волокон щёточного пакета в осевом направлении под действием перепада давления. Характеристика осевого изгиба волокон также во многом определяет максимально допустимый перепад давления через щёточное уплотнение. Осевая деформация волокон приводит к увеличению расхода через уплотнение.

Диагностика работы уплотнительных узлов в газотурбинных двигателях должна включать в себя вероятностные статистические методы. Чувствительность уплотнений к вариациям в размерах, зазорах, допусках, рабочих параметрах и других граничных условиях затрудняет использование чисто детерминистских подходов к контролю за надёжностью. Построение вероятностных моделей позволяет проводить оценки деградации характеристик уплотнения, вероятности появления дефектов, риска выхода из строя конкретного уплотнения и др. В литературе имеются примеры использования вероятностных методов для анализа работы лабиринтных уплотнений (см., например, [70; 278]).

### 7.5.3. Экспериментальный стенд МАИ

Некоторые результаты и целые математические модели диссертационной работы были переданы в ОАО «Климов», ГП «ЗМКБ «Прогресс» имени академика А.Г. Ивченко», Alstom Power для использования при проектировании уплотнительных узлов.

Также в рамках внедрения результатов работы на кафедре «Конструкция и проектирование двигателей» Московского авиационного института (МАИ) разработан экспериментальный стенд для тестирования

уплотнений.

Экспериментальный стенд МАИ 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 выставлять статический эксцентриситет вала по отношению к статору. Основным предназначением стенда является экспериментальное изучение расходных характеристик уплотнений, в первую очередь, щёточных уплотнений.

Стенд МАИ разрабатывался специально для тестирования щёточных уплотнений. Параметры щёточного уплотнения В-5 для стенда сведены в табл. 7.7. Щёточное уплотнение представляет собой коммерческое уплотнение, металлический проволока которого изготовлена из упомянутого выше сплава Haynes 25 с использованием сварного соединения. Обойма щёточного уплотнения В-5 изготовлена из коррозионно-стойкого никелевого сплава Hastelloy X. Параметры щёточного пакета соответствуют нижним границам по диаметру микропроволоки и плотности упаковки волокон стандартных конструкций щёточных уплотнений.

Схема щёточного уплотнения В-5 приведена на рис. 7.17. Щёточный пакет показан как более затемнённая область. Обойма уплотнения имеет простую геометрию без профилированных поверхностей. Щёточ-

Таблица 7.7. Параметры щёточного уплотнения В-5

		В-5
Диаметр проволоки	[мкм]	71
Длина волокна	[мм]	12.5
Плотность пакета	[шт/мм окруж.]	96
Угол наклона волокон	[°]	50
Номинальная толщина пакета	[мм]	0.9
Номинальный радиальный зазор	[мм]	0.0
Радиальный зазор опорного кольца	[мм]	2.1
Диаметр вала	[мм]	88.0

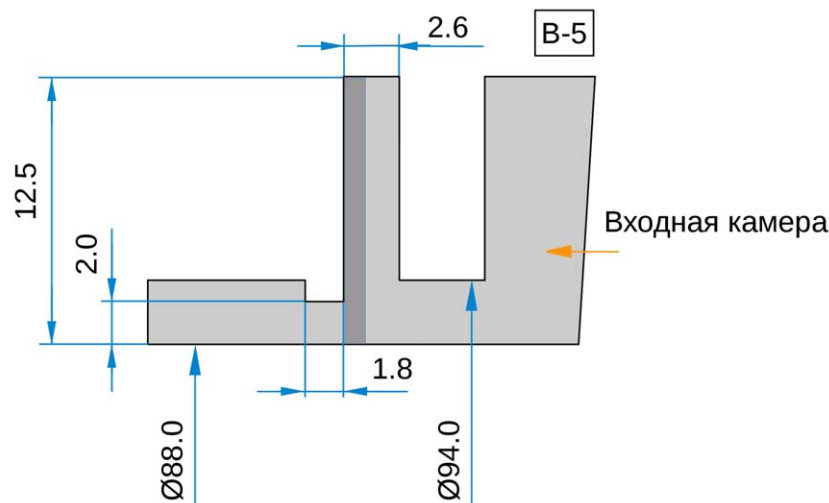


Рис. 7.17. Схема щёточного уплотнения В-5 (все размеры в мм)

ное уплотнение устанавливается с нулевым монтажным зазором. При этом на поверхность вала наносится специальное покрытие для улучшения свойств трибологической пары.

Предусматривается тестирование как одиночного щёточного уплотнения В-5, так и двухкаскадного узла, состоящего из двух щёточных уплотнений В-5 (конфигурация ВВ-5).

## 7.6. Выводы по главе 7

Приведённый обобщённый анализ полученных результатов по характеристикам уплотнений позволяет провести качественную оценку преимуществ и недостатков различных конструкций щёточных уплотнений.

Предложенные упрощённые подходы представляют собой практические инструменты для оценки расходных характеристик щёточных уплотнений, которая может быть проведена без значительных временных затрат.

В основе инженерного подхода лежат экспериментальные данные по эффективному зазору и эффекту закрытия свободного зазора для шести различных конфигураций щёточных уплотнений. Набор экспериментальных данных дополняется расчётными зависимостями сжатия щёточного пакета, определённые с помощью калибровки модели пори-

стой среды, входящей в общую ВГД-модель щёточного уплотнения.

Несмотря на ограниченный набор базовых уплотнений, предложенный инженерный подход демонстрирует удовлетворительное согласование с данными для других уплотнений, найденных в открытой литературе. Упрощённая ВГД-модель щёточного уплотнения, разработанная в пакете `OpenFOAM` с использованием модели пористой среды, используется для уточнения оценок расхода, а также для определения давлений и картин течения в каналах уплотнения. Разработанная методика позволяет проводить расчёты для реальной геометрии уплотнения в автоматизированном режиме, заметно упрощая процесс моделирования методами ВГД.

Приведённая информация по конструкциям щёточных уплотнений, а также рассмотренные вопросы и рекомендации по проектированию уплотнительных узлов с щёточными уплотнениями могут быть непосредственно использованы в процессе внедрения данной перспективной технологии в конструкциях современных авиационных двигателей.



## 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 уплотнительных узлов с щёточными элементами 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 приведённых 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 через щёточные уплотнения, 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 упругодемпферных (лепестковых) подшипников скольжения, которые играют определяющую роль в так называемой концепции «безмасляного турбомашиностроения» (см., например, [48; 286]).

## Условные обозначения, индексы и сокращения

$A$	—	Площадь [м <sup>2</sup> ]
	—	Амплитуда [м]
$a$	—	Вязкостный коэффициент сопротивления [1/м <sup>2</sup> ]
$b$	—	Инерционный коэффициент сопротивления [1/м]
	—	Толщина [м]
$C_{ij}$	—	Коэффициент демпфирования [Н · с/м]
$C$	—	Матрица демпфирования
$c_s$	—	Коэффициент поперечного сдвига [-]
$c_u$	—	Тангенциальная скорость (закрутка потока) [м/с]
$D$	—	Диаметр вала [м]
$d$	—	Диаметр проволоки [м]
	—	Коэффициент демпфирования [Н·с/м]
$E$	—	Модуль упругости (модуль Юнга) [Па]
$e$	—	Внутренняя энергия [Дж]
	—	Эксцентриситет вала [м]
$F$	—	Сила [Н]
$G$	—	Модуль сдвига [Па]
$G$	—	Гироскопическая матрица
$h$	—	Радиальный зазор [м]
	—	Энтальпия [Дж/кг]
$I$	—	Единичная матрица
$I^a$	—	Геометрический момент инерции сечения [м <sup>4</sup> ]
$I^p$	—	Полярный момент инерции [кг·м]
$K$	—	Матрица жёсткости
$K_{ij}$	—	Коэффициент жёсткости [Н/м]
$k$	—	Кинетическая энергия турбулентности [м <sup>2</sup> /с <sup>2</sup> ]
$L$	—	Длина [м]

---

	—	Удельная сила [Н/м]
$M$	—	Коэффициент инерции [Н·с <sup>2</sup> /м]
	—	Момент силы [Н·м]
$\mathbf{M}$	—	Матрица массы
$m$	—	Масса [кг]
$\dot{m}$	—	Расход [кг/с]
$Ma$	—	Число Маха
$N$	—	Плотность упаковки [шт/мм по окружности]
	—	Нормальная составляющая силы [Н]
$n$	—	Скорость вращения вала [об/мин]
$p$	—	Давление [Па]
	—	Комплексное собственное значение
$q$	—	Коэффициент конусности [-]
$R$	—	Радиус [м]
$R^2$	—	Коэффициент смешанной корреляции [-]
$R_s$	—	Удельная газовая постоянная [Дж/(кг·К)]
$s$	—	Энтропия [Дж/(кг·К)]
$T$	—	Тангенциальная составляющая силы [Н]
	—	Температура [К]
	—	Крутящий момент [Н·м]
$t$	—	Время [с]
$u$	—	Скорость [м/с]
	—	Степень свободы
$v$	—	Скорость [м/с]
$V$	—	Объём [м <sup>3</sup> ]
	—	Скорость [м/с]
$x$	—	Пространственная координата [м]
$y$	—	Пространственная координата [м]
	—	Собственный вектор
$z$	—	Пространственная координата [м]

---

$\beta$  — Коэффициент относительной заполненности [-]

---

$\gamma$	—	Показатель адиабаты [-]
$\Delta$	—	Смещение [м]
$\varepsilon$	—	Пористость [-]
	—	Диссипация турбулентной энергии [ $\text{м}^2/\text{с}^3$ ]
$\kappa$	—	Коэффициент формы поперечного сечения [-]
$\lambda$	—	Собственная частота [Гц]
$\mu$	—	Динамическая вязкость среды [ $\text{Па} \cdot \text{с}$ ]
	—	Коэффициент трения
$\mu_t$	—	Турбулентная вязкость [ $\text{Па} \cdot \text{с}$ ]
$\mu_A$	—	Удельная масса [кг/м]
$\nu$	—	Кинематическая вязкость [ $\text{м}^2/\text{с}$ ]
	—	Коэффициент Пуассона [-]
	—	Удельный объём [ $\text{м}^3/\text{кг}$ ]
$\rho$	—	Плотность [ $\text{кг}/\text{м}^3$ ]
$\sigma$	—	Напряжение [Па]
$\tau$	—	Параметр извилистости [-]
	—	Напряжение кручения [Па]
	—	Тензор вязких напряжений [Па]
$\varphi$	—	Угол наклона волокон [рад]
	—	Угловая координата [рад]
$\omega$	—	Скорость вращения [рад/с]
	—	Скорость диссипации турбулентной энергии [1/с]
$\Omega$	—	Частота прецессии [Гц]
$\Omega_w$	—	Коэффициент частоты прецессии

---

$\square_{cr}$	—	Критический
$\square_{eff}$	—	Эффективный
$\square_{exp}$	—	Экспериментальный
$\square_{pred}$	—	Расчётный
$\square_0$	—	Начальное, характерное значение; значение на входе
$\square_1$	—	Значение на выходе; значение в 1-ой камере
$\square_b$	—	Изгибный

---

	—	Пакет щётчного уплотнения
$\square_d$	—	Диск
	—	Выходная камера
$\square_{eqv}$	—	Эквивалентный
$\square_i$	—	Внутренний {радиус}
$\square^\ell$	—	Локальный коэффициент
$\square_{max}$	—	Максимальное значение
$\square_{min}$	—	Минимальное значение
$\square_o$	—	Внешний {радиус}
$\square_n$	—	Перпендикулярное направление
$\square_r$	—	Радиальный
	—	Ротор, вал
$\square^{ref}$	—	Ссылочный
$\square_s$	—	Направление вдоль волокон
$\square_t$	—	Полный
	—	Тангенциальный
$\square_z$	—	Осевое направление

---

АД	—	Авиационный двигатель
АЧХ	—	Амплитудно-частотная характеристика
ВГД	—	Вычислительная гидродинамика
ГТД	—	Газотурбинный двигатель
ДЛА	—	Двигатель летательного аппарата
ИП	—	ГП «Ивченко-Прогресс»
КВД	—	Компрессор высокого давления
КПД	—	Коэффициент полезного действия
ЛА	—	Летательный аппарат
МАИ	—	ФГБОУ ВО «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)»
МИХ	—	Метод (теория) интегральных характеристик
МКВ	—	Метод конечных возмущений
МКО	—	Метод конечных объёмов

МКР	—	Метод конечных разностей
МКЭ	—	Метод конечных элементов
ОДУ	—	Обыкновенное дифференциальное уравнение
ПК	—	Подшипник качения
САПР	—	Система автоматизированного проектирования
СТ	—	Свободная силовая турбина
ТВаД	—	Турбовальный двигатель
ТВД	—	Турбовинтовой двигатель
	—	Турбина высокого давления
ТВРД	—	Турбовентиляторный двигатель
ТГДУ	—	Торцовые газодинамические уплотнения
ТИХ	—	Теория (метод) интегральных характеристик
ТРДД	—	Турбореактивный двухконтурный двигатель
ТУМ	—	Технический университет гор. Мюнхен
ЩУ	—	Щёточное уплотнение
В	—	Щёточное уплотнение
В S	—	Сегментированное щёточное уплотнение
ВВВ	—	Трёхкаскадное щёточное уплотнение
ВSS	—	Щёточно-лабиринтное уплотнение с щёточным уплотнением впереди двух гребешков
SSS	—	Лабиринтное уплотнение с 3-мя гребешками и ступенью на валу
SSB	—	Щёточно-лабиринтное уплотнение с щёточным уплотнением позади двух гребешков

В качестве десятичного разделителя во всей работе используется символ точки: 0.00.



## Список литературы

1. Автоматизированное проектирование роторных машин / Л. А. Савин [и др.]. — М. : Машиностроение-1, 2006. — 360 с.
2. Алгебраический многосеточный метод в задачах вычислительной физики / К. Н. Волков [и др.] // Вычислительные методы и программирование. — 2014. — Т. 15, № 2. — С. 183—200.
3. Анализ влияния характеристик уплотнений в системе внутреннего воздухообеспечения на параметры эффективности АД и ЭУ / А. С. Виноградов [и др.] // Вестник Воронежского государственного технического университета. — 2011. — № 5. — С. 167—170.
4. *Bate K., Вилсон E.* Численные методы анализа и метод конечных элементов. — М. : Стройиздат, 1982. — 448 с.
5. *Беда И. Н.* Разработка уточненной модели и исследование динамических характеристик системы ротор – щелевые уплотнения: Дисс. . . канд. техн. наук / Беда И. Н. — М., 1992. — 190 с.
6. *Белоусов А. И., Зрелов В. А., Попов А. И.* Конструкция и технология щеточных уплотнений // Уплотнения и вибрационная надежность центробежных машин: Труды VI научно-техн. конф. — Сумы: СФ ХПИ, 1991.
7. *Белоусов А. И., Изжеуров Е. А., Сетин А. Д.* Исследование гидродинамических и фильтровальных характеристик пористого материала МР // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: Сб. науч. тр. Куйбышев: КуАИ. — 1975. — 2 (73). — С. 71—80.
8. *Белоусов А. И., Фалалеев С. В., Демура А. С.* Теория торцовых уплотнений с микроканавками для высокоскоростных роторов двигателей ЛА // Известия Вузов. Авиационная техника. — 2009. — № 3. — С. 3—4.

9. Бесконтактные уплотнения роторов центробежных и винтовых компрессоров / В. А. Максимов [и др.]. — Казань : ФЭН, 1998. — 292 с.
10. *Бондарчук П. В., Фалалеев С. В.* Конструкция перспективного торцового газодинамического уплотнения опоры авиационного двигателя // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва. — 2011. — 2 (26). — С. 150—157.
11. *Васильев В. А.* Повышение точности гидродинамического расчета целевых уплотнений питательных насосов: Дисс. . . канд. техн. наук / Васильев В. А. — Челябинск, 1992. — 170 с.
12. *Васильцов Э. А.* Бесконтактные уплотнения. — Л. : Машиностроение, 1974. — 158 с.
13. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти томах. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / под ред. Ф. М. Диментберга, К. С. Колесникова. — М. : Машиностроение, 1980. — 544 с.
14. *Виноградов А. С., Ремпель А. П.* Исследование работы уплотнения как элемента опоры авиационного двигателя // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. — 2009. — Т. 19, № 3. — С. 222—226.
15. *Голуб Д., Ван Лоун Ч.* Матричные вычисления. — М. : Мир, 1999. — 548 с.
16. *Голубев А. И.* Торцовые уплотнения вращающихся валов. — 2-е, перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1974. — 212 с.
17. *Голубев А. И., Кужин Г. М.* Уплотнения вращающихся валов. — М. : Наука, 1966. — 98 с.
18. *Горелов Г. М., Резник В. Е., Цибизов В. И.* Экспериментальное исследование расходных характеристик щеточного уплотнения и сравнение с лабиринтным уплотнением // Известия Вузов. Авиационная техника. — 1988. — Т. 31, № 4. — С. 43—46.

19. Динамика роторов со щелевыми уплотнениями / А. В. Давыдов [и др.] // Вестник Воронежского государственного технического университета. — 2013. — 5-1. — С. 75—81.
20. Динамическое щеточные уплотнение, турбина, содержащая такое уплотнение, и газотурбинный двигатель : RU 2454558 С2 / Д. Ж. Плона. — Заявл. 27.06.2008.
21. *Иванов А. В.* Анализ динамики изменения радиальных зазоров насосов и турбин ТНА ЖРД // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва. — 2011. — 3-3 (27). — С. 37—42.
22. *Иванов А. В.* Исследование влияния уплотнений на динамические характеристики высокооборотного ротора // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва. — 2012. — 3-1 (34). — С. 303—308.
23. *Иванов А. В.* Особенности расчета сегментных уплотнений турбомашин энергоустановок // Вестник Воронежского государственного технического университета. — 2010. — Т. 6, № 12. — С. 76—81.
24. *Иванов А. В., Коробченко В. А., Шостак А. В.* Конструкция и проектирование уплотнений проточной части насосов и турбин ТНА ЖРД: Учеб. пособие. — Воронеж: Воронеж. гос. техн. ун-т, 2005. — 86 с.
25. *Иноземцев А. А., Нихамкин М. А., Сандрацкий В. Л.* Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. Т. 2: Компрессоры, камеры сгорания. Форсажные камеры. Турбины. Выходные устройства. — М. : Машиностроение, 2008. — 336 с.
26. Иностранные авиационные двигатели: справочник ЦИАМ / под ред. В. А. Скибина, В. И. Солонина. — М.: Изд. дом «Авиамир», 2005. — 592 с.

27. Конструирование рабочих органов машин и оборудования из упругопористого материала МР: Учеб.-справ. пособие. Ч. 1 / под ред. Д. Е. Чегодаева, О. П. Мулюкина, Е. В. Колтыгина. — Самара: НПЦ «Авиатор», 1994. — 156 с.
28. *Костюк А. Г.* Динамика и прочность турбомашин: Учебник для вузов. — 2-е изд. — М. : Издательство МЭИ, 2000. — 480 с.
29. *Краев М. В.* Проектирование и расчет уплотнений высокооборотных валов. — Красноярск, 1978. — 106 с.
30. *Крюков А. И.* Некоторые вопросы проектирования ГТД. — МАИ, 1993. — 336 с.
31. *Кудрявцев В. В.* Численные исследования нестационарных течений в элементах щеточных уплотнений турбомашинных агрегатов воздушно-космических систем: Дисс. . . канд. техн. наук / Кудрявцев В. В. — Москва, 1993.
32. *Лойцянский Л. Г.* Механика жидкости и газа. — Дрофа, 2003. — 840 с.
33. *Ломакин А. А.* Расчет критического числа оборотов и условия обеспечения динамической устойчивости роторов высоконапорных гидравлических машин с учетом сил, возникающих в уплотнениях // Энергомашиностроение. — 1958. — Т. 4. — С. 1—5.
34. *Маннапов А. Р., Зайцев А. Н.* Технологические показатели электрохимического формирования вставок щеточных уплотнений // Вестник УГАТУ. — 2008. — Т. 11, 2 (29). — С. 131—138.
35. *Марцинковский В. А.* Бесконтактные уплотнения роторных машин. — М. : Машиностроение, 1980. — 200 с.
36. *Никитин Г. А.* Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. — М. : Машиностроение, 1982. — 135 с.

37. Опыт применения щеточных уплотнений в турбине двигателя Д-27 / Ю. В. Рублевский [и др.] // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. — 2003. — № 5. — С. 93—97.
38. *Перевезенцев С. В.* Совершенствование сотовых уплотнений осевых турбин: Дисс. . . канд. техн. наук / Перевезенцев С. В. — Брянск, 2001. — 134 с.
39. *Позняк Э. Л.* Колебания роторов // *Вибрации в технике*. Т. 3 / под ред. В. Н. Челомея. — М.: Машиностроение, 1980. — С. 130—189.
40. Проблемы использования торцовых газодинамических уплотнений в авиационных двигателях / А. И. Белоусов [и др.] // *Известия Вузов. Авиационная техника*. — 2007. — № 4. — С. 31—33.
41. *Пугачёв А. О.* Динамика переходных режимов работы роторов на радиальных подшипниках скольжения: Дисс. . . канд. техн. наук / Пугачёв А. О. — Орёл, 2004. — 175 с.
42. *Пугачёв А. О.* Моделирование щёточных уплотнений для анализа их влияния на динамику роторов // *Мир транспорта и технологических машин*. — 2013. — 3 (42). — С. 22—30.
43. *Пугачёв А. О.* Подходы к упрощённому расчёту расхода щёточных уплотнений // *Вестник Московского авиационного института*. — 2015. — Т. 22, № 2. — С. 85—93.
44. *Пугачёв А. О.* Расчёт расходной характеристики щёточных уплотнений с использованием модели пористой среды // *Мир транспорта и технологических машин*. — 2013. — 2 (41). — С. 24—32.
45. *Пугачёв А. О., Равикович Ю. А.* Подходы к моделированию щёточных уплотнений турбомашин // *Вестник Московского авиационного института*. — 2013. — Т. 20, № 4. — С. 81—89.

46. *Пугачёв А. О., Равикович Ю. А.* Применение щёточных уплотнений в конструкциях современных турбомашин // Вестник Московского авиационного института. — 2013. — Т. 20, № 3. — С. 67—75.
47. *Равикович Ю. А., Мурзинов Г. Н.* Уплотнительные устройства двигателей ЛА. — Москва : Издательство МАИ-ПРИНТ, 2008. — 92 с.
48. Расчёт подшипников скольжения с использованием вычислительной газовой динамики и метода конечных элементов / А. А. Матушкин [и др.] // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева. — 2014. — 2(29). — С. 12—18.
49. *Рублевский Ю. В., Доценко В. Н.* Опыт применения щёточных уплотнений для улучшения параметров авиационных ГТД и стационарных энергоустановок // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. — 2012. — № 8. — С. 45—49.
50. *Самарский А. А., Вабищевич П. Н.* Вычислительная теплопередача. — М.: Едиториал УРСС, 2003. — 784 с.
51. *Скубачевский Г. С.* Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. — 4-е изд. — М. : Машиностроение, 1974. — 520 с.
52. Способ изготовления щёточного уплотнения и устройство для его осуществления : WO 2009/051518 / Н. К. Аксенов [и др.]. — Заявл. 23.04.2009.
53. Способ изготовления щеточных уплотнений ГТД : RU 2076256 / В. Н. Полегаев [и др.]. — Заявл. 15.06.1994.
54. Сравнительный анализ щёточного и лабиринтного уплотнений / Г. И. Пейчев [и др.] // Вісник двигунобудування. — 2009. — № 1. — С. 66—70.

55. Темис Ю. М., Дзева И. Ю. Расчет конструкции бесконтактного пальчикового уплотнения // Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Естественные науки. — 2011. — S. — С. 142—158.
56. Темис Ю. М., Селиванов А. В., Дзева И. Ю. Расчётное исследование бесконтактного пальчикового уплотнения // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва. — 2011. — 3-1 (27). — С. 168—173.
57. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. Кн. 3. Основные проблемы: начальный уровень проектирования, газодинамическая доводка, специальные характеристики и конверсия авиационных ГТД / под ред. В. В. Кулагина. — М. : Машиностроение, 2005. — 464 с.
58. Тимошенко С. П., Гудьер Д. Теория упругости. — М. : Наука, 1975. — 576 с.
59. Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. — М. : Машиностроение, 1985. — 472 с.
60. Тисрев А. Ю., Василевич Н. М. Исследование расходных характеристик лабиринтных уплотнений с учётом деформации уплотнительных поверхностей // Авиационно-космическая техника и технология. — 2013. — № 8. — С. 176—180.
61. Торцовые газодинамические уплотнения / С. В. Фалалеев [и др.]. — Самара : Самарский научный центр Российской академии наук, 2013. — 300 с.
62. Устинов Д. Е. Влияние радиальных уплотнений на динамику высокоскоростных роторов на подшипниках скольжения с криогенной смазкой: Дисс... канд. техн. наук / Устинов Д. Е. — Орел, 2001. — 282 с.
63. Фалалеев С. В., Зрелов В. В. Математическая модель щеточного уплотнения // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. — 2009. — Т. 11, № 3. — С. 192—196.

64. Фалалеев С. В., Чегодаев Д. Е. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов: Основы теории и проектирования. — М. : МАИ, 1998. — 276 с.
65. Филимонова Л. Л. Модель работы щеточного уплотнения ГТД // Вестник двигателестроения. — 2011. — № 1. — С. 50—57.
66. Череповицин Л. А. Анализ работы уплотнений колес радиально-осевых насос-турбин и влияние их параметров на радиальную силу на роторе обратимых гидроагрегатов: Дисс. . . канд. техн. наук / Череповицин Л. А. — СПб, 1997. — 170 с.
67. Щеточное уплотнение для газодинамических установок / А. В. Новиков [и др.] // Нефтегазовое дело. — 2014. — № 4. — С. 324—340.
68. Элементы технологии изготовления щеточного уплотнения ГТД и его экспериментальные исследования в статическом положении / Л. Л. Каминская [и др.] // Вестник двигателестроения. — 2008. — № 1. — С. 71—74.
69. A numerical study of labyrinth seal flutter / L. di Mare [et al.] // Journal of Tribology. — 2010. — Vol. 132. — Pp. 022201–7.
70. A probabilistic secondary flow system design process for gas turbine engines / D. L. Ramerth [et al.] // ASME Turbo Expo. — Glasgow, UK, 2010. — GT2010-22071.
71. Active retractable seals for high-efficiency steam turbines / B. Roy [et al.] // 46th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Nashville, TN, USA, 2010. — AIAA2010-6829.
72. Adams M. L. J. Rotating Machinery Vibration. — New York : Marcel Dekker, 2001. — 354 pp.
73. Adis W. E., Mack M., Deo H. V. Side weld and bend method of manufacturing compliant plate seals // ASME Turbo Expo. — San Antonio, Texas, USA, 2013. — GT2013-95087.



74. Advanced seals for industrial turbine applications: dynamic seal development / R. E. Chupp [et al.] // *Journal of Propulsion and Power*. — 2002. — Vol. 18. — Pp. 1260–1266.
75. Aerodynamic performance of stepped labyrinth seals for gas turbine applications / Y. Kang [et al.] // *ASME Turbo Expo*. — Glasgow, UK, 2010. — GT2010-23256.
76. *Alford J.* Protecting turbomachinery from self-excited rotor whirl // *ASME J. Eng. Power*. — 1965. — Vol. 87. — Pp. 333–344.
77. *Allcock D. C. J., Ivey P. C., Turner J. R.* Abradable stator gas turbine labyrinth seals. Part 1: Experimental determination and CFD modelling of effective friction factors for honeycomb materials // *38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*. — Indianapolis, IN, USA, 2002. — AIAA 2002-3936.
78. *Allcock D. C. J., Ivey P. C., Turner J. R.* Abradable stator gas turbine labyrinth seals. Part 2: Numerical modelling of differing seal geometries and the construction of a second generation design tool // *38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*. — Indianapolis, IN, USA, 2002. — AIAA 2002-3937.
79. An experimental and numerical study of labyrinth seal flow / A. D. Vakili [et al.] // *ASME Turbo Expo*. — Reno-Tahoe, NV, USA, 2005. — GT2005-68224.
80. An experimental and theoretical study of brush seal and shaft thermal interaction / A. K. Owen [et al.] // *ASME Turbo Expo*. — Atlanta, GA, USA, 2003. — GT2003-38276.
81. An iterative CFD and mechanical brush seal model and comparison with experimental results / L. H. Chen [et al.] // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. — 1999. — Vol. 121, no. 3. — Pp. 656–662.
82. Analytical investigations on the contact force between bristle packs and shaft surface of brush seals / J. Li [et al.] // *ASME Turbo Expo*. — Copenhagen, Denmark, 2012. — GT2012-69305.

83. *Angantyr A., Aidanpää J. O.* A Pareto-based genetic algorithm search approach to handle damped natural frequency constraints in turbo generator rotor system design // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2004. — Vol. 126. — Pp. 619–625.
84. *Angantyr A., Aidanpää J. O.* Constrained optimization of gas turbine tilting pad bearing designs // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2006. — Vol. 128. — Pp. 873–878.
85. ANSYS CFX-Solver Theory Guide / ANSYS, Inc. — Release 16.0, 2015. — 352 pp.
86. ANSYS Fluent Theory Guide / ANSYS, Inc. — Release 15.0, 2013. — 780 pp.
87. Apparatus for and method of manufacturing brush seals : US 4934759 / S. A. Bridges. — 19.06.1990.
88. *Arghir M., Frêne J.* A quasi-two-dimensional method for the rotordynamic analysis of centered labyrinth liquid seals // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 1999. — Vol. 121. — Pp. 144–152.
89. *Arora G. K., Proctor M. P.* JTAGG II brush seal test results // 33rd AIAA/SAE/ASME/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. — Seattle, WA, USA, 1997. — NASA TM 107448.
90. Arrangement and method for accurately radially locating a turbine brush seal : US 6261057 / N. A. Turnquist, F. G. Baily, L. E. Rentz. — 17.07.2001.
91. *Athavale M. M., Przekwas A. J., Hendricks R. C.* A finite volume numerical method to calculate fluid forces and rotordynamic coefficients in seals // 28th AIAA/SAE/ASME/ASEE Joint Propulsion Conference. — Nashville, TN, USA, 1992. — AIAA-92-3712.

92. *Babuska I., Oden J.* Verification and validation in computational engineering and science: basic concepts // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. — 2004. — Vol. 193, 36-38. — Pp. 4057–4066.
93. *Bachschnid N., Pennacchi P., Vania A.* Thermally induced vibrations due to rub in real rotors // Journal of Sound and Vibration. — 2007. — Vol. 299. — Pp. 683–719.
94. *Baumann U.* Rotordynamic stability tests on high-pressure radial compressors // 28th Turbomachinery Symposium. — Texas A&M University, USA, 1999.
95. *Bayley F. J., Long C. A.* A combined experimental and theoretical study of flow and pressure distributions in a brush seal // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 1993. — Vol. 115. — Pp. 404–410.
96. *Berard G., Short J.* Influence of design features on brush seal performance // 35th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. — Los Angeles, CA, USA, 1999. — AIAA 99-2685.
97. *Bidaut Y., Baumann U.* Improving the design of a high pressure casing with the help of finite element analysis to ensure the rotor dynamic stability of a high pressure centrifugal compressor equipped with a hole pattern seal // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2011. — Vol. 133. — Pp. 072502–8.
98. *Blazek J.* Computational fluid dynamics: principles and applications. — 2nd ed. — Amsterdam : Elsevier, 2008. — 470 pp.
99. *Braun M. J., Hendricks R. C., Canacci V.* Flow visualization in a simulated brush seal // ASME Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. — Brussels, Belgium, 1990. — 90-GT-217.
100. *Braun M. J., Kudriavtsev V. V.* A numerical simulation of a brush seal section and some experimental results // Journal of Turbomachinery. — 1995. — Vol. 117. — Pp. 190–202.

101. *Braun M. J., Pierson H. M., Deng D.* Thermofluids considerations and the dynamic behavior of a finger seal assembly // Tribology Transactions. — 2005. — Vol. 48, no. 4. — Pp. 531–547.
102. *Braun M. J., Pierson H. M., Kudriavtsev V. V.* Finger seal solid modeling design and some solid/fluid interaction considerations // Tribology Transactions. — 2003. — Vol. 46. — Pp. 566–575.
103. Bristle angle effects on brush seal contact pressure / P. Crudgington [et al.] // 45th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Denver, CO, USA, 2009. — AIAA 2009-5168.
104. Brush seal manufacture : US 4839997 / R. B. Pritchard. — 20.06.1989.
105. Brush seal porosity modelling—Applicability and limitations / M. Neef [et al.] // 7th European Conference on Turbomachinery. — Athens, Greece, 2007.
106. Brush seal winding : UK 2001400 / S. A. Bridges. — 31.01.1979.
107. Brush seals and methods of fabricating brush seals : US 6505835 / W. Tong, Z.-Q. Zhuo. — 14.01.2003.
108. Brush seals for cryogenic applications. Performance, stage effects, and preliminary wear results in LN2 and LH2: tech. rep. / M. P. Proctor [et al.] ; NASA. — 1996. — NASA TP 3536.
109. Brush seals for improved steam turbine performance / N. A. Turnquist [et al.] // IMechE Seminar on Retrofitting Steam Power Generating Plant. — London, UK, 2005.
110. Brush seals in vehicle tribology / R. J. Hendricks [et al.] // 13th Leeds-Lyon Symposium on Tribology. — 1990. — IX (i).
111. Brush seals used in steam environments—chronological wear development and impact of different seal designs / M. Raben [et al.] // ASME Turbo Expo. — Montreal, Canada, 2015. — GT2015-43184.

112. Brush seals—precision and know how to meet exacting requirements: tech. rep. / MTU Aero Engines GmbH. — 2007. — 12 pp.
113. *Carlile J. A., Hendricks R. C., Yoder D. A.* Brush seal leakage performance with gaseous working fluids at static and low rotor speed condition // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power.* — 1993. — Vol. 115. — Pp. 397–403.
114. *Chew J. W., Guardino C.* Simulation of flow and heat transfer in the tip region of a brush seal // *International Journal of Heat and Fluid Flow.* — 2004. — Vol. 25. — Pp. 649–658.
115. *Chew J. W., Hogg S. I.* Porosity modeling of brush seals // *Journal of Tribology.* — 1997. — Vol. 119. — Pp. 769–775.
116. *Chew J. W., Lapworth B. L., Millener P. J.* Mathematical modeling of brush seals // *International Journal of Heat and Fluid Flow.* — 1995. — Vol. 16. — Pp. 493–500.
117. *Childs D. W.* Finite-length solutions for rotordynamic coefficients of turbulent annular seals // *Journal of Lubrication Technology.* — 1983. — Vol. 105. — Pp. 437–445.
118. *Childs D. W.* Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling, and analysis. — New York : John Wiley & Sons, 1993. — 476 pp.
119. *Childs D. W., Dressman J. B.* Convergent-tapered annular seals: analysis and testing for rotordynamic coefficients // *Journal of Tribology.* — 1985. — Vol. 107. — Pp. 307–316.
120. *Childs D. W., Scharrer J. K.* An Iwatsubo-based solution for labyrinth seals: comparison to experimental results // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power.* — 1986. — Vol. 108. — Pp. 325–331.

121. *Childs D. W., Vance J. M.* Annular gas seals and rotordynamics of compressor and turbines // 26th Turbomachinery Symposium. — Texas A&M University, College Station, TX, USA, 1997. — Pp. 201–220.
122. *Chupp R. E., Dowler C. A.* Performance characteristics of brush seals for limited-life engines // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 1993. — Vol. 115. — Pp. 390–396.
123. *Chupp R. E., Holle G. F.* Generalizing circular brush seal leakage through a randomly distributed bristle bed // Journal of Turbomachinery. — 1996. — Vol. 118. — Pp. 153–161.
124. *Chupp R. E., Nelson P.* Evaluation of brush seals for limited life engines // Journal of Propulsion and Power. — 1993. — Vol. 9. — Pp. 113–118.
125. Clearance reduction and performance gain using abradable material in gas turbines / I. Giovannetti [et al.] // ASME Turbo Expo. — Berlin, Germany, 2008. — GT2008-50290.
126. *Cole M. O. T., Wongratanaphisan T., Keogh P. S.* On LMI-based optimization of vibration and stability in rotor system design // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2006. — Vol. 128. — Pp. 677–684.
127. Compliant turbomachine sealing / R. C. Hendricks [et al.] // 11th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery. — Honolulu, HI, USA, 2006. — NASA/TM—2011-214040, 54–ISROMAC–11.
128. *Conner K. J., Childs D. W.* Rotordynamic coefficient test results for a four-stage brush seal // Journal of Propulsion and Power. — 1993. — Vol. 9 (3). — Pp. 462–465.
129. Coupled analysis of non-contacting profiled finger seals taking into account friction effects / K. Du [et al.] // EUROMECH Colloquium 573: Coupling and Nonlinear Interaction in Rotating Machinery. — Lyon, France, 2015.

130. *Cross Manufacturing Company (1938) Ltd.* Cross Manufacturing: Data Sheets: Brush Seals. — URL: [http://www.crossmanufacturing.com/brochures\\_datasheets.html](http://www.crossmanufacturing.com/brochures_datasheets.html).
131. *Crudgington P. F.* Recent brush seal and testing developments at Cross // 37th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Salt Lake City, UT, USA, 2001. — AIAA 2001-3480.
132. *Crudgington P. F., Bowsher A.* Brush seal blow down // 39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Huntsville, AL, USA, 2003. — AIAA 2003-4697.
133. *Crudgington P., Bowsher A., Kirk T.* Brush seal hysteresis // 48th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Atlanta, GA, USA, 2012. — AIAA 2012-4003.
134. *Crudgington P., Cross R., Cross E.* A novel high temperature non-contact dynamic seal // 48th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Atlanta, GA, USA, 2012. — AIAA 2012-4004.
135. *Daniel W. J. T.* The subcycled Newmark algorithm // Computational Mechanics. — 1997. — Vol. 20, no. 3. — Pp. 272–281.
136. *Darden J. M., Earhart E. M., Flowers G. T.* Comparison of the dynamic characteristics of smooth annular seals and damping seals // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2001. — Vol. 123. — Pp. 857–863.
137. *Delgado A., San Andres L.* Identification of structural stiffness and damping coefficients of a shoed brush seal. // Journal of Vibration and Acoustics. — 2007. — Vol. 129. — Pp. 648–655.
138. *Delgado I. R., Proctor M. P.* A review of engine seal performance and requirements for current and future army engine platforms // 43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Cincinnati, OH, USA, 2007. — AIAA 2007-5734.

139. *Demiroglu M., Gursoy M., Tichy J. A.* An investigation of tip force characteristics of brush seals // ASME Turbo Expo. — Montreal, Canada, 2007. — GT2007-28042.
140. *Demiroglu M., Tichy J. A.* An investigation of heat generation characteristics of brush seals // ASME Turbo Expo. — Montreal, Canada, 2007. — GT2007-28043.
141. *Deo H. V.* Compliant plate seals for turbomachinery applications // ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress & Exposition. — Denver, CO, USA. 2011. — IMECE2011-64871.
142. *Deo H. V.* Compliant plate seals: testing and validation // ASME Turbo Expo. — Copenhagen, Denmark. 2012. — GT2012-69356.
143. *Deo H. V., Rao A., Gedam H.* Compliant plate seals: design and performance simulations // ASME Turbo Expo. — Copenhagen, Denmark. 2012. — GT2012-69348.
144. *Derby J., England R.* Tribopair evaluation of brush seal applications // 28th AIAA/SAE/ASME/ASEE Joint Propulsion Conference. — Nashville, TN, USA, 1992. — AIAA-92-3715.
145. Design features and performance details of brush seals for turbine applications / M. Neef [et al.] // ASME Turbo Expo. — Barcelona, Spain, 2006. — GT2006-90404.
146. Detailed experimental studies of flow in large scale brush seal model and a comparison with CFD predictions / L. H. Chen [et al.] // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2000. — Vol. 122. — Pp. 672–679.
147. Development of new high efficiency steam turbine: tech. rep. / E. Watanabe [et al.] ; Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review Vol. 40, No. 4. — 2003. — 6 pp.
148. *Dogru Y.* Investigation of brush seal flow characteristics using bulk porous medium approach // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2005. — Vol. 127. — Pp. 136–144.



149. *Dogu Y., Aksit M. F.* Brush seal temperature distribution analysis // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2006. — Vol. 128. — Pp. 599–609.
150. *Dowler C. A., Chupp R. E., Holle G. F.* Simple effective thickness model for circular brush seals // 28th AIAA/SAE/ASME/ASEE Joint Propulsion Conference. — Nashville, TN, USA, 1992. — AIAA-92-3192.
151. *Duran E. T., Aksit M. F., Ozmusul M.* Brush seal free state stiffness analyses, tests and inspection on dynamic effects // ASME Turbo Expo. — Montreal, Canada, 2015. — GT2015-44069.
152. *Duran E. T., Aksit M. F., Ozmusul M.* Brush seal structural analysis and correlation with tests for turbine conditions // ASME Turbo Expo. — Montreal, Canada, 2015. — GT2015-44067.
153. *Duran E. T., Aksit M. F., Ozmusul M.* CAE based brush seal characterization for stiffness and stress levels // ASME Turbo Expo. — Montreal, Canada, 2015. — GT2015-44068.
154. Dynamic characteristics of the diverging taper honeycomb-stator seal / A. J. Smalley [et al.] // Journal of Turbomachinery. — 2006. — Vol. 128. — Pp. 717–724.
155. *Eaton Corporation* Eaton: Flex Ring Brush Seal Data Sheet. — URL: [http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@aero/documents/content/ct\\_170641.pdf](http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@aero/documents/content/ct_170641.pdf).
156. *Eckert L., Schmied J.* Spiral vibration of a turbogenerator set: case history, stability analysis, measurements and operational experience // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2008. — Vol. 130. — P. 10.
157. *Eckert L., Schmied J., Ziegler A.* Case history and analysis of the spiral vibration of a large turbogenerator using three different heat input models // 7th IFToMM-Conference on Rotor Dynamics. — Vienna, Austria, 2006. — 161.

158. Effects of clearances on the leakage flow characteristics of two kinds of brush seals and referenced labyrinth seal / J. Li [et al.] // ASME Turbo Expo. — Glasgow, UK, 2010. — GT2010-22877.
159. *Eldridge T. M., Olsen A., Carney M.* Morton-Newkirk effect in overhung rotor supported in rolling element bearings // ASME Turbo Expo. — Orlando, Florida, USA, 2009. — GT2009-60243.
160. *Ergun S.* Fluid flow through packed columns // Chemical Engineering Progress. — 1952. — Vol. 48. — Pp. 89–94.
161. *Ertas B. H., Vance J. M.* Rotordynamic force coefficients for a new damper seal design // Journal of Tribology. — 2007. — Vol. 129. — Pp. 365–374.
162. *Ertas B., Delgado A., Vannini G.* Rotordynamic force coefficients for three types of annular gas seals with inlet preswirl and high differential pressure ratio // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2012. — Vol. 134. — Pp. 042503–12.
163. *Eser D.* Rotordynamic coefficients in stepped labyrinth seals // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. — 2002. — Vol. 191. — Pp. 3127–3135.
164. *Eser D., Kazakia J. Y.* Air flow in cavities of labyrinth seals // International Journal of Engineering Science. — 1995. — Vol. 33 (15). — Pp. 2309–2326.
165. *Eshleman R. L., Eubanks R. A.* On the critical speeds of a continuous rotor // Journal of Engineering for Industry. — 1969. — Vol. 91. — Pp. 1180–1188.
166. Evaluation of flow behaviour for clearance brush seals / Y. Dogu [et al.] // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2008. — Vol. 130. — Pp. 012507–9.
167. Experimental characterisation of the stiffness and leakage of a prototype leaf seal for turbine applications / I. H. J. Jahn [et al.] // ASME Turbo Expo. — Berlin, Germany, 2008. — GT2008-51206.

168. Experimental characterization of variable bristle diameter brush seal leakage, stiffness and wear / D. Trivedi [et al.] // ASME Turbo Expo. — San Antonio, TX, USA, 2013. — GT2013-95086.
169. Experimental investigation of a leaf seal prototype at engine-representative speeds and pressures / M. J. Pekris [et al.] // ASME Turbo Expo. — Montreal, Canada, 2015. — GT2015-43231.
170. Experimental results of an aramid fiber brush seal for high-power density, liquid-cooled, rotating electric machines / W. D. Gerstler [et al.] // 48th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Atlanta, GA, USA, 2012. — AIAA 2012-4005.
171. *Fellenstein J. A., DellaCorte C.* Preliminary tuft testing of metallic bristles versus PS212, PS300, and HVOF300 // STLE Annual Meeting. — Detroit, MI, USA, 1998. — NASA TM-107522.
172. *Ferguson J. G.* Brushes as high performance gas turbine seals // ASME Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. — Amsterdam, The Netherlands, 1988. — 88-GT-182.
173. Finite element modeling and vibration analysis of a free power turbine subjected to non-synchronous excitation / A. O. Pugachev [et al.] // 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).
174. *Fleming D. P.* Damping in tapered annular seals for an incompressible fluid: tech. rep. / NASA. — 1980.
175. *Fleming D. P.* High stiffness seals for rotor critical speed control: tech. rep. / ASME. — 1977.
176. *Flitney R. K.* Seals and sealing handbook. — 5th ed. — Amsterdam : Elsevier, 2007. — 620 pp.
177. *Flower R.* Brush seal development system // 26th AIAA/SAE/ASME/ASEE Joint Propulsion Conference. — Orlando, FL, USA, 1990. — AIAA-90-2143.

178. *Franceschini G., Jones T., Gillespie D.* The development of a large radial movement brush seal // ASME Turbo Expo. — Copenhagen, Denmark, 2012. — GT2012-68891.
179. *Franceschini G., Jones T. V., Gillespie D. R. H.* Improved understanding of blow-down in filament seals // Journal of Turbomachinery. — 2010. — Vol. 132. — Pp. 041004–10.
180. Fundamental design issues of brush seals for industrial applications / S. Dinc [et al.] // Journal of Turbomachinery. — 2002. — Vol. 124. — Pp. 293–300.
181. *Gail A., Beichl S.* MTU brush seal—main features of an alternative design // 36th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Huntsville, AL, USA, 2000. — AIAA 2000-3375.
182. *Gail A., Beichl S.* The MTU brush seal design: tech. rep. / MTU. — 2006.
183. *Gamal A. J. M., Vance J. M.* Labyrinth seal leakage tests: tooth profile, tooth thickness, and eccentricity effects // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2008. — Vol. 130. — Pp. 0125510–11.
184. *Gaszner M., Pugachev A. O.* Experimental techniques for determining rotordynamic coefficients of gas seals: results for short staggered labyrinth seals and comparison with CFD // IMechE Tenth International Conference on Vibrations in Rotating Machinery. — London, UK, 2012. — Pp. 455–466. — C1326/019.
185. Gradient-based optimization of a turboprop rotor system with constraints on stresses and natural frequencies / A. O. Pugachev [et al.] // 6th AIAA Multidisciplinary Design Optimization Specialist Conference. — Orlando, FL, USA, 2010. — DOI: [10.2514/6.2010-3006](https://doi.org/10.2514/6.2010-3006). — AIAA 2010-3006.

186. *Grondahl C.* Pressure actuated leaf seal feasibility study and demonstration // 45th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Denver, CO, USA, 2009. — AIAA 2009-5167.
187. *Grondahl C.* Pressure actuated leaf seals for improved turbine shaft sealing // 41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Tucson, AZ, USA, 2005. — AIAA 2005-3985.
188. *Grondahl C. M., Dudley J. C.* Film riding leaf seals for improved shaft sealing // ASME Turbo Expo. — Glasgow, UK, 2010. — GT2010-23629.
189. *Guardino C., Chew J. W.* Numerical simulation of three-dimensional bristle bending in brush seals // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2005. — Vol. 127. — Pp. 583–591.
190. *Gutierrez J. L., Davis C. L., Hawkes T. M.* First full-scale engine evaluation of an IHPTET exhaust nozzle technology demonstrator // 31st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — San Diego, CA, USA, 1995. — AIAA 95-2747.
191. *Halila E. E., Lenahan D. T., Thomas T. T.* Energy Efficient Engine High Pressure Turbine Test Hardware Detailed Design Report: tech. rep. / NASA. — 1982. — NASA CR-167955.
192. Handbook of Lubrication and Tribology. Volume 1. Application and Maintenance / ed. by G. E. Totten. — Taylor & Francis, 2006.
193. Handbook of rotordynamics / ed. by F. F. Ehrich. — New York : McGraw-Hill, 1992.
194. *Hashimoto H., Matsumoto K.* Improvement of operating characteristics of high-speed hydrodynamic journal bearings by optimum design: Part 1—Formulation of methodology and its application to elliptical bearing design // Journal of Tribology. — 2001. — Vol. 123. — Pp. 305–312.

195. *Hawthorne H. M.* Brush-on-disc simulation tribo-testing of materials for gas turbine-compliant seal components // Tribology International. — 1994. — Vol. 27. — Pp. 87–95.
196. *Haynes International I.* Haynes 25 alloy. — URL: <http://www.haynesintl.com/pdf/h3057.pdf>.
197. Heat generation characteristics of a Kevlar(r) fiber brush seal / E. J. Ruggiero [et al.] // 43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Cincinnati, OH, USA, 2007. — AIAA 2007-5738.
198. *Helm P., Pugachev A. O., Neef M.* Breaking the swirl with brush seals: numerical modeling and experimental evidence // ASME Turbo Expo. — Berlin, Germany, 2008. — DOI: [10.1115/GT2008-50257](https://doi.org/10.1115/GT2008-50257). — GT2008-50257.
199. *Helm P., Spliethoff H., Neef M.* Closing the gap: measuring bristle blow down of brush seals // 19th International Conference on Fluid Sealing. — Poitiers, France, 2007.
200. *Herrmann N., Dullenkopf K., Bauer H.-J.* Flexible seal strip design for advanced labyrinth seals in turbines // ASME Turbo Expo. — San Antonio, TX, USA, 2013. — GT2013-95424.
201. *Heshmat H., Walton I. J.* Innovative high-temperature compliant surface foil face seal development // 44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Hartford, CT, USA, 2008. — AIAA2008-4505.
202. High speed characterization of a prototype leaf seal on an advanced seal test facility / M. J. Pekris [et al.] // ASME Turbo Expo. — Montreal, Canada, 2015. — GT2015-43465.
203. *Hilfer M., Hogg S., Ingram G.* Experimental validation of a curtain type fluidic jet seal on a turbine rotor shroud // ASME Turbo Expo. — Montreal, Canada, 2015. — GT2015-42624.

204. *Hirano T., Guo Z., Kirk R.* Application of computational fluid dynamics analysis for rotating machinery—Part II: Labyrinth seal analysis // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. — 2005. — Vol. 127. — Pp. 820–826.
205. *Hirs G. G.* A bulk-flow theory for turbulence in lubricant films // *Journal of Lubrication Technology*. — 1973. — Vol. 95. — Pp. 137–146.
206. *Hogg S. I., Gomez Ruiz I.* Fluidic jet barriers for sealing applications // *ASME Turbo Expo*. — Vancouver, Canada, 2011. — GT2011-45353.
207. *Holle G. F., Chupp R. E., Dowler C. A.* Brush seal leakage correlations based on effective thickness // *4th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, ISROMAC-4. A*. — Honolulu, HI, USA, 1992. — Pp. 296–304.
208. Hybrid multistage brush seal : WO 2010/076636 / X. Zheng, J. J. Duquette. — 08.07.2010.
209. Hydrodynamic brush seal : WO 2005/001316 / J. F. Justak. — 06.01.2005.
210. Hysteresis and bristle stiffening effects in brush seals / P. Basu [et al.] // *Journal of Propulsion and Power*. — 1994. — Vol. 10, no. 4. — Pp. 569–575.
211. Impact of frequency dependence of gas labyrinth seal rotordynamic coefficients on centrifugal compressor stability / G. Vannini [et al.] // *ASME Turbo Expo*. — Glasgow, UK, 2010. — GT2010-22039.
212. Improved steam turbine leakage control with a brush seal design / R. M. Pastrana [et al.] // *30th Turbomachinery Symposium*. — Texas A&M University, USA, 2001. — Pp. 33–38.
213. Improved understanding of negative stiffness in filament seals / G. Franceschini [et al.] // *ASME Turbo Expo*. — Copenhagen, Denmark, 2012. — GT2012-68899.

214. Improvement of conventional seals for rotor-stator cavities of heavy-duty gas turbines by application of interstage brush-seals / M. Mantero [et al.] // ASME Turbo Expo. — San Antonio, TX, USA, 2013. — GT2013-95601.
215. Innovative rotating intershaft brush seal for sealing between rotating shafts. Part I—Mechanical design of the rotating brush seal / G. Holloway [et al.] // 42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Sacramento, California, USA, 2006. — AIAA 2006-4751.
216. Instability of a high pressure compressor equipped with honeycomb seals / M. Camatti [et al.] // 32nd Turbomachinery Symposium. — Texas A&M University, USA, 2003. — Pp. 39–48.
217. Integrity testing of brush seal in shroud ring of T-700 engine / R. C. Hendricks [et al.] // NASA Seals Workshop. — 1992. — NASA TM 105863.
218. Investigation on the dynamic coefficients of impeller eye labyrinth seals / N. G. Wagner [et al.] // 38th Turbomachinery Symposium. — Texas A&M University, USA, 2009. — Pp. 53–69.
219. *Iwatsubo T., Fukumoto K., Mochida H.* An experimental study of dynamic characteristics of labyrinth seals // Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery. — Texas A&M University, USA, 1993. — Pp. 219–237.
220. *Jahn I. H. J.* Maximizing contacting filament seal performance retention // ASME Turbo Expo. — San Antonio, TX, USA, 2013. — GT2013-94261.
221. *Jahn I. H. J., Gillespie D., Cooper P.* Hydrodynamic air-riding in leaf seals // ASME Turbo Expo. — San Antonio, TX, USA, 2013. — GT2013-95585.
222. *Johnson K. L.* Contact mechanics. — Cambridge : Cambridge University Press, 2004. — P. 452.



223. *Jongh F. de* The synchronous rotor instability phenomenon—Morton effect // 37th Turbomachinery Symposium. — Texas A&M University, USA, 2008. — Pp. 159–167.
224. *Kaviany M.* Principles of heat transfer in porous media. — 2nd ed. — New York : Springer, 1995. — 708 pp.
225. *Kellenberger W.* Spiral vibrations due to the seal rings in turbogenerators thermally induced interaction between rotor and stator // Journal of Mechanical Design. — 1980. — Vol. 102. — Pp. 177–184.
226. *Kim N., Rhode D. L.* Refined turbulence modeling for swirl velocity in turbomachinery seals // International Journal of Rotating Machinery. — 2003. — Vol. 9. — Pp. 451–459.
227. *Kim T. S., Cha K. S.* Comparative analysis of the influence of labyrinth seal configuration on leakage behavior // Journal of Mechanical Science and Technology. — 2009. — Vol. 23. — Pp. 2830–2838.
228. *Klotz H., Brandt C.* Alstom’s largest and most advanced steam turbine generator set for E.ON’s power plant DATTELN 4 // PowerGen Europe. — Milan, Italy, 2008.
229. *Kordonski W. I., Gorodkin S. R.* Magnetorheological fluid-based seal // Journal of Intelligent Material Systems and Structures. — 1996. — Vol. 7, no. 5. — Pp. 569–572.
230. *Krämer E.* Dynamics of rotors and foundations. — Berlin : Springer, 1993. — 383 pp.
231. *Kudriavtsev V. V., Braun M. J.* Model developments for the brush seal numerical simulation // Journal of Propulsion and Power. — 1996. — Vol. 12. — Pp. 193–201.
232. *Kwanka K.* Rotordynamic coefficients of short labyrinth gas seals—General dependency on geometric and physical parameters // Tribology Transactions. — 2007. — Vol. 50, no. 4. — Pp. 558–563.

233. *Kwanka K., Mair R.* Identification of gas seal dynamic coefficients based on the stability behavior of a rotor // 1st European Conference on Turbomachinery. — Erlangen, Germany, 1995. — Pp. 297–309.
234. *Kwanka K., Ortinger W., Steckel J.* Calculation and measurement of the influence of flow parameters on rotordynamic coefficients in labyrinth seals // Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery. — Texas A&M University, USA, 1993. — Pp. 209–218.
235. Labyrinth seal and pocket damper seal high pressure rotordynamic test data / G. Vannini [et al.] // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2014. — Vol. 136. — Pp. 022501–9.
236. Labyrinth seal technology within the Dutch aero engine cluster / G. Kool [et al.] // ASME Turbo Expo. — Glasgow, UK, 2010. — GT2010-23469.
237. *Laos H. E., Vance J. M., Buchanan S. E.* Hybrid brush pocket damper seals for turbomachinery // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2000. — Vol. 122. — Pp. 330–336.
238. *Lattime S. B., Braun M. J., Choy F. K.* Design considerations towards the construction of hybrid floating brush seal // Tribology International. — 2004. — Vol. 37. — Pp. 159–167.
239. Leakage and rotordynamic coefficients of brush seals with zero cold clearance used in an arrangement with labyrinth fins / M. Gaszner [et al.] // 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).
240. *Lelli D., Chew J., Cooper P.* Combined three-dimensional fluid dynamics and mechanical modeling of brush seals // Journal of Turbomachinery. — 2006. — Vol. 128. — Pp. 188–195.
241. *Li J., De Choudhury P., Tacques R.* Seal and bearing upgrade for eliminating rotor instability vibration in a high pressure natural gas compressor // ASME Turbo Expo. — Amsterdam, The Netherlands, 2002. — GT2002-30635.

242. *Li J., Obi S., Feng Z.* The effects of clearance sizes on labyrinth brush seal leakage performance using a Reynolds-averaged Navier–Stokes solver and non-Darcian porous medium model // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. — 2009. — Vol. 223, no. 8. — Pp. 953–964.
243. *Li J., Qiu B., Feng Z.* Experimental and numerical investigations on the leakage flow characteristics of the labyrinth brush seal // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2012. — Vol. 134, no. 10. — Pp. 102509–9.
244. *Li Z., Li J., Yan X.* Multiple frequencies elliptical whirling orbit model and transient RANS solution approach to rotordynamic coefficients of annular gas seals prediction // Journal of Vibration and Acoustics. — 2013. — Vol. 135. — Pp. 031005–14.
245. *Lindsey W. T., Childs D.* The effects of converging and diverging axial taper on the rotordynamic coefficients of liquid annular pressure seals: theory versus experiment // Journal of Vibration and Acoustics. — 2000. — Vol. 122. — Pp. 126–131.
246. *Ludwig L. P.* Gas path sealing in turbine engines: tech. rep. / NASA. — 1978. — NASA TM-73890.
247. *Lund J. W.* Review of the concept of dynamic coefficients for fluid film journal bearings // Journal of Tribology. — 1987. — Vol. 109. — Pp. 37–41.
248. *Mahler F., Boyes E.* The application of brush seals in large commercial jet engines // 31st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — San Diego, CA, USA, 1995. — AIAA-95-2617.
249. *Malvano R., Vatta F., Vigliani A.* Rotordynamic coefficients for labyrinth gas seals: single control volume model // Meccanica. — 2001. — Vol. 36. — Pp. 731–744.

250. *Marie H.* Dynamic simulation of finger seal-rotor interaction using variable dynamic coefficients // 42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Sacramento, CA, USA, 2006. — AIAA 2006-4931.
251. *Martin H. M.* Labyrinth packings // Engineering. — 1908. — Vol. 85. — Pp. 33–36.
252. *Mason R. L., Gunst R. F., Hess J. L.* Statistical Design and Analysis of Experiments. — 2nd ed. — Hoboken, NJ, USA : John Wiley & Sons, 2003.
253. *Mayhew E. R., Bill R. C., Voorhees W. J.* Military engine seal development: potential for dual use // 30th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Indianapolis, IN, USA, 1994. — AIAA 94-2699.
254. *Menter F.* Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA Journal. — 1994. — Vol. 32, no. 8. — Pp. 1598–1605.
255. *Millsaps K. T., Martinez-Sanchez M.* Rotordynamic forces in labyrinth seals: theory and experiment // Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery. — Texas A&M University, USA, 1993. — Pp. 179–207.
256. Modelling the labyrinth seal discharge coefficient using data mining methods / T. Pychynski [et al.] // ASME Turbo Expo. — Glasgow, UK, 2010. — GT2010-22661.
257. Modern reaction HP/IP turbine technology advances and experiences / P. Hurd [et al.] // ASME Power Conference. — Chicago, Illinois, USA, 2005. — Pp. 425–435. — PWRC2005-50085.
258. *Moore J. J.* Three-dimensional CFD rotordynamic analysis of gas labyrinth seals // Journal of Vibration and Acoustics. — 2003. — Vol. 125. — Pp. 427–433.

259. *Moore J. J., Ransom D. L., Viana F.* Rotordynamic force prediction of centrifugal compressor impellers using computational fluid dynamics // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. — 2011. — Vol. 133. — P. 042504.
260. *Morton P. G.* Unstable shaft vibrations arising from thermal effects due to oil shearing between stationary and rotating elements // *IMEchE Ninth International Conference on Vibrations in Rotating Machinery*. — University of Exeter, UK, 2008. — Pp. 383–392.
261. *Moser R. D., Kim J., Mansour N. N.* Direct numerical simulation of turbulent channel flow up to  $Re = 590$  // *Physics of Fluids*. — 1999. — Vol. 11, no. 4. — Pp. 943–945.
262. MTU Aero Engines GmbH Press Release. Brush seals. — 2014. — URL: <http://www.mtu.de/news-media/press/press-kits/press-kit-ila-2014/> (visited on 09/21/2015).
263. Multiple row brush seal testing for steam turbine applications with high temperature and high pressure conditions and long service intervals / T. Osterhage [et al.] // *6th European Conference on Turbomachinery*. — Lille, France, 2005. — 096\_05/57.
264. *Murphy B. T., Lorenz J. A.* Simplified Morton effect analysis for synchronous spiral vibrations // *Journal of Vibration and Acoustics*. — 2010. — Vol. 132. — Pp. 051008–7.
265. *Muszynska A.* Rotordynamics. — Boca Raton : Taylor & Francis, 2005. — 1075 pp.
266. NASA 2007 NASA Seal/Secondary Air System Workshop: tech. rep. / NASA. — 2008. — NASA/CP-2008-215263/VOL1.
267. Negative stiffness in gas turbine leaf seals / I. H. J. Jahn [et al.] // *ASME Turbo Expo*. — Vancouver, Canada, 2011. — GT2011-46483.
268. *Nelson H. D., McVaugh J. M.* The dynamics of rotor-bearing systems using finite elements // *Journal of Engineering for Industry*. — 1976. — Vol. 98. — Pp. 593–600.

269. Neural network and CFD-based optimization of square cavity and curved cavity static labyrinth seals / S. P. Asok [et al.] // *Tribology International*. — 2007. — Vol. 40. — Pp. 1204–1216.
270. *Niu M. C.-Y.* Airframe Structural Design. Practical Design Information and Data on Aircraft Structures. — 2nd ed. — AD Adaso/Adastra Engineering LLC, 1999.
271. Nonlinear transient finite element analysis of rotor-bearing-stator systems / J. Padovan [et al.] // *Journal of Computers and Structures*. — 1984. — Vol. 18. — Pp. 629–639.
272. Non-metallic brush seals for gas turbine bearings / N. Bhate [et al.] // *ASME Turbo Expo*. — Vienna, Austria, 2004. — GT2004-54296.
273. *Nordmann R., Dietzen F., Weiser H.* Calculation of rotordynamic coefficients and leakage for annular gas seals by means of finite difference techniques // *Journal of Tribology*. — 1989. — Vol. 111. — Pp. 545–552.
274. *Nordmann R., Massmann H.* Identification of dynamic coefficients of annular turbulent seals // *Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery*. — Texas A&M University, USA, 1984. — Pp. 295–311.
275. Numerical investigation of leakage and power loss for different seal types in turbine stage environment / R. Yang [et al.] // *ASME Turbo Expo*. — Glasgow, UK, 2010. — GT2010-22743.
276. *Nunez D., Ransom D., Prueger G.* Brush seal arrangement for the RS-68 turbopump set // *Seals/Secondary Fluid Flows Workshop*. — Cleveland, OH, USA, 1997. — NASA/CP—2006-214320/VOL1.
277. *OpenFOAM User Guide* / OpenFOAM Foundation. — Release 2.2.2, 2013.

278. *Pai S., Riha D.* Model verification and validation concepts for a probabilistic fracture assessment model to predict cracking of knife edge seals in the Space Shuttle Main Engine high pressure oxidizer // ASME Turbo Expo. — Copenhagen, Denmark, 2012. — GT2012-70132.
279. *Patankar S. V.* Numerical heat transfer and fluid flow. — Washington : Hemisphere Publishing Corporation, 1980. — 197 pp.
280. *Pekris M. J., Franceschini G., Gillespie D. R. H.* An investigation of flow, mechanical and thermal performance of conventional and pressure-balanced brush seals // ASME Turbo Expo. — Copenhagen, Denmark, 2012. — GT2012-68901.
281. *Pekris M. J., Franceschini G., Gillespie D. R. H.* Effect of geometric changes in an idealised contacting brush seal bristle pack on typical key performance measures // ASME Turbo Expo. — Vancouver, Canada, 2011. — GT2011-46492.
282. *Pfefferle D., Dullenkopf K., Bauer H.-J.* Design and validation of a new test rig for brush seal testing under engine relevant conditions // ASME Turbo Expo. — Vancouver, Canada, 2011. — GT2011-45107.
283. *Picardo A. M.* High Pressure Testing of Labyrinth Seals: MS Thesis / Picardo A. M. — College Station, TX, USA : Texas A&M University, 2003.
284. *Picardo A., Childs D. W.* Rotordynamic coefficients for a tooth-on-stator labyrinth seal at 70 bar supply pressures: measurements versus theory and comparisons to a hole-pattern stator seal // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2005. — Vol. 127. — Pp. 843–855.
285. *Povinelli V. P.* Current seal designs and future requirements for turbine engine seals and bearings // Journal of Aircraft. — 1975. — Vol. 12, no. 4. — Pp. 266–273.

286. Prediction of stiffness coefficients for foil air bearings to perform rotordynamic analysis of turbomachinery / Y. A. Ravikovich [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).
287. Preliminary experimental results for a cryogenic brush seal configuration / J. A. Carlile [et al.] // 29th AIAA/SAE/ASME/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. — Monterey, CA, USA, 1993. — AIAA-93-2535.
288. Pressure activated leaf seal technology readiness testing / A. Bowsher [et al.] // ASME Turbo Expo. — Düsseldorf, Germany, 2014. — GT2014-27046.
289. *Prior R., Short J., Basu P.* Brush seal wear model // 34th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Cleveland, OH, USA, 1998. — AIAA 98-3170.
290. *Proctor M. P., Delgado I. R.* Leakage and power loss test results for competing turbine engine seals // ASME Turbo Expo. — Vienna, Austria, 2004. — GT2004-53935.
291. *Proctor M. P., Delgado I. R.* Preliminary test results of a non-contacting finger seal on a herringbone-grooved rotor // 44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Hartford, CT, USA, 2008. — AIAA2008-4506.
292. *Proctor M. P., Kumar A., Delgado I. R.* High-speed, high-temperature finger seal test results // 38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Indianapolis, IN, USA. 2002. — AIAA2002-3793.
293. *Pugachev A. O.* Aggregation of experimental and theoretical data for brush seal leakage evaluation // 50th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference. — Cleveland, OH, USA, 2014. — DOI: [10.2514/6.2014-3598](https://doi.org/10.2514/6.2014-3598). — AIAA 2014-3598.



294. *Pugachev A. O.* Application of gradient-based optimization methods for a rotor system with static stress, natural frequency, and harmonic response constraints // 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).
295. *Pugachev A. O.* CFD optimization of liquid annular seals for leakage and rotordynamics improvement // ASME Turbo Expo. — Orlando, FL, USA, 2009. — DOI: [10.1115/GT2009-59173](https://doi.org/10.1115/GT2009-59173). — GT2009-59173.
296. *Pugachev A. O.* Predicted performance of brush seals: porous medium versus resolved bristle matrix and comparison with experimental data // 10th European Conference on Turbomachinery. — Lappeenranta, Finland, 2013. — Pp. 160–170. — Paper 054.
297. *Pugachev A. O., Deckner M.* Analysis of the experimental and CFD-based theoretical methods for studying rotordynamic characteristics of labyrinth gas seals // ASME Turbo Expo. — Glasgow, Scotland, UK, 2010. — DOI: [10.1115/GT2010-22058](https://doi.org/10.1115/GT2010-22058). — GT2010-22058.
298. *Pugachev A. O., Deckner M.* CFD prediction and test results of stiffness and damping coefficients for brush-labyrinth gas seals // ASME Turbo Expo. — Glasgow, Scotland, UK, 2010. — DOI: [10.1115/GT2010-22667](https://doi.org/10.1115/GT2010-22667).
299. *Pugachev A. O., Deckner M.* Experimental and theoretical rotordynamic stiffness coefficients for a three-stage brush seal // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2012. — Vol. 31. — Pp. 143–154. — DOI: [10.1016/j.ymsp.2012.03.015](https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2012.03.015).
300. *Pugachev A. O., Deckner M.* Shape optimization of a labyrinth seal: leakage minimization and sensitivity of rotordynamic coefficients // IMechE Ninth International Conference on Vibrations in Rotating Machinery. — University of Exeter, UK, 2008. — Pp. 849–859. — C663/029/08.

301. *Pugachev A. O., Degen H.* CFD-predicted rotordynamic coefficients for a 20-teeth-on-stator labyrinth seal at high supply pressure conditions // ASME Turbo Expo. — Copenhagen, Denmark, 2012. — DOI: [10.1115/GT2012-68381](https://doi.org/10.1115/GT2012-68381). — GT2012-68381.
302. *Pugachev A. O., Helm P.* Calibration of porous medium models for brush seals // 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).
303. *Pugachev A. O., Kleinhans U., Gaszner M.* Prediction of rotordynamic coefficients for short labyrinth gas seals using computational fluid dynamics // 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).
304. *Pugachev A. O., Ravikovich Y. A., Savin L. A.* Flow structure in a short chamber of a labyrinth seal with a backward-facing step // Computers & Fluids. — 2015. — Vol. 114. — Pp. 39–47. — DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.compfluid.2015.02.015>.
305. PurePower® PW 1000G engine: tech. rep. / MTU Aero Engines GmbH. — 2014. — 2 pp.
306. Relative comparison between baseline labyrinth and dual-brush compressor discharge seals in a T-700 engine test / R. C. Hendricks [et al.] // 39th International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. — Hague, The Netherlands, 1994. — NASA TM 106360, ARL-MR-232.
307. *Rhode D. L., Hensel S. J., Guidry M. J.* Labyrinth seal rotordynamic forces using a three-dimensional Navier-Stokes code // Journal of Tribology. — 1992. — Vol. 114. — Pp. 683–689.
308. *Rhode D. L., Ko S. H., Morrison G. L.* Leakage optimization of labyrinth seals using a Navier–Stokes code // Tribology Transactions. — 1994. — Vol. 37, no. 1. — Pp. 105–110.

309. Rotordynamic coefficients and leakage flow of parallel grooved seals and smooth seals / R. Nordmann [et al.] // Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery. — Texas A & M University, USA, 1986. — Pp. 129–153.
310. Rotordynamic coefficients of labseals for turbines—comparing CFD results with experimental data on a comb-grooved labyrinth / J. Schettel [et al.] // ASME Turbo Expo. — Reno-Tahoe, NV, USA, 2005. — GT2005-68732.
311. *Roy B., Deo H. V., Zheng X.* Progressive clearance labyrinth seal for turbo-machinery applications // ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress & Exposition. — Denver, CO, USA, 2011. — IMECE2011-64870.
312. *Ruggiero E. J.* Experimental results from a sensor brush seal // 46th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Nashville, TN, USA, 2010. — AIAA2010-6830.
313. *Ruggiero E. J.* Influence of friction on the blow-down behavior of an aramid fiber brush seal // ASME Turbo Expo. — Copenhagen, Denmark, 2012. — GT2012-69329.
314. *Ruggiero E. J., Allen J., Lusted M.* Experimental testing techniques for Kevlar(r) fiber brush seals // ASME Turbo Expo. — Orlando, FL, USA, 2009. — GT2009-60172.
315. *San Andrés L., Anderson A.* An all-metal compliant seal versus a labyrinth seal: A comparison of gas leakage at high temperatures // ASME Turbo Expo. — Düsseldorf, Germany, 2014. — GT2014-25572.
316. *San Andrés L., Ashton Z.* Comparison of leakage performance in three types of gas annular seals operating at a high temperature (300 degrees C) // Tribology Transactions. — 2010. — Vol. 53, no. 3. — Pp. 463–471.
317. *San Andres L., Baker J., Delgado A.* Measurements of leakage and power loss in a hybrid brush seal // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2009. — Vol. 131. — P. 012505.

318. *San Andrés L., Delgado A., Baker J.* Rotordynamic force coefficients of a hybrid brush seal: measurements and predictions // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2010. — Vol. 132. — P. 042503.
319. *Scharrer J. K.* Rotordynamic coefficients for stepped labyrinth gas seals // Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery. — Texas A&M University, USA, 1988. — Pp. 177–195.
320. *Scharrer J. K.* Rotordynamic coefficients for stepped labyrinth gas seals // Journal of Tribology. — 1989. — Vol. 111. — Pp. 101–107.
321. *Schmied J.* Spiral vibrations of rotors // 11th Biennial ASME Design Engineering Div. Conf., Vib. Noise, DE-Vol. 2, Rotating Machinery Dynamics. — Boston, MA, USA, 1987. — Pp. 449–456.
322. *Schmied J., Pozivil J., Walch J.* Hot spots in turboexpander bearings: case history, stability analysis, measurements and operational experience // ASME Turbo Expo. — Berlin, Germany, 2008. — GT2008-51179.
323. *Schwarz H., Friedrichs J.* Preliminary investigations for a pressure balanced back plate at low inclined brush seals // ASME Turbo Expo. — Montreal, Canada, 2015. — GT2015-42580.
324. *Schwarz H., Friedrichs J., Flegler J.* Axial inclination of the bristle pack, a new design parameter of brush seals for improved operational behavior in steam turbines // ASME Turbo Expo. — Düsseldorf, Germany, 2014. — GT2014-26330.
325. *Schwarz H., Friedrichs J., Flegler J.* Design parameters of brush seals and their impact on seal performance // ASME Turbo Expo. — Copenhagen, Denmark, 2012. — GT2012-68956.
326. Sealing in Turbomachinery: tech. rep. / R. E. Chupp [et al.] ; NASA. — 2006.

327. Segmentation effects on brush seal leakage and rotordynamic coefficients / A. O. Pugachev [et al.] // 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).
328. Segmented brush seal : US 5176389 / L. E. Noone, L. J. Lagasse. — 05.01.1993.
329. Sensitivity analysis of squeeze film dampers using Reynolds equation / A. O. Pugachev [et al.] // 8th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics. — Seoul, Korea, 2010. — Pp. 454–462.
330. *El-Shafei A., Yakoub R. Y. K.* Optimum design of squeeze film dampers supporting multiple-mode rotors // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2002. — Vol. 124, no. 4. — Pp. 992–1002.
331. Shape optimization of a labyrinth seal applying the simulated annealing method / V. Schramm [et al.] // International Journal of Rotating Machinery. — 2004. — Vol. 10, no. 5. — Pp. 365–371.
332. *Shultz R. R., Vance J. M.* Pressure damper diverging labyrinth seals with circumferential partitions, and method of sealing. — 1996. — US Patent 5,540,447.
333. *Smirnov P. E., Menter F. R.* Sensitization of the SST turbulence models to rotation and curvature by applying the Spalart-Shur correction term // ASME Turbo Expo. — Berlin, Germany, 2008. — GT2008-50480.
334. *Soditus S. M.* Commercial aircraft maintenance experience relating to current engine seal technology // 34th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Cleveland, OH, USA, 1998. — AIAA 98-3284.
335. Some metallographic results for brush bristles and brush segments of a shroud ring brush seal tested in a T 700 engine / R. C. Hendricks [et al.] // Seals Flow Code Development. — Cleveland, OH, USA, 1993. — Pp. 325–366. — N95-13583.

336. Some preliminary results of brush seal/rotor interference effects on leakage at zero and low rpm using a tapered rotor / R. Hendricks [et al.] // 27th AIAA/SAE/ASME/ASEE Joint Propulsion Conference. — Sacramento, CA, USA, 1991. — AIAA-91-3390, NASA TM 104396.
337. *Spalart P. R., Allmaras S. R.* A one-equation turbulence model for aerodynamic flows // AIAA 30th Aerospace Sciences Meeting & Exhibit. — Reno, NV, USA, 1992. — AIAA-92-0439.
338. *Spalart P. R., Shur M.* On the sensitization of turbulence models to rotation and curvature // Aerospace Science and Technology. — 1997. — Vol. 1, no. 5. — Pp. 297–302. — DOI: [10.1016/S1270-9638\(97\)90051-1](https://doi.org/10.1016/S1270-9638(97)90051-1).
339. *Sporer D. R., Reinkensmeier I.* High vacuum brazing of Fe-Cr-Al-Y honeycomb // ASME Turbo Expo. — Vienna, Austria, 2004. — GT2004-53407.
340. *Stango R. J., Zhao H., Shia C. Y.* Analysis of contact mechanics for rotor-bristle interference of brush seal // Journal of Tribology. — 2003. — Vol. 125. — Pp. 414–421.
341. *Stephen D., Hogg S.* Development of brush seal technology for steam turbine retrofit applications // ASME International Joint Power Generation Conference. — Atlanta, Georgia, USA, 2003. — IJPGC2003-40103.
342. Stiffness measurement for pressure-loaded brush seals / R. A. Bidkar [et al.] // ASME Turbo Expo. — Vancouver, Canada, 2011. — GT2011-45399.
343. *Stocker H. L., Cox D. M., Holle C. F.* Aerodynamic performance of conventional and advanced design labyrinth seals with solid-smooth, abradable, and honeycomb lands: tech. rep. / Detroit Diesel Allison. — 1977. — NASA CR-135307.

344. *Strauß F., Inagaki M., Starke J.* Reduction of vibration level in rotordynamics by design optimization // Structural and Multidisciplinary Optimization. — 2007. — Vol. 34, issue 2. — Pp. 139–149.
345. Structural dynamics optimization of rotor systems for a small-size turboprop engine / A. O. Pugachev [et al.] // 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).
346. *Temis J., Selivanov A., Dzeva I.* Finger seal design based on fluid-solid interaction model // ASME Turbo Expo. — San Antonio, TX, USA, 2013. — GT2013-95701.
347. *Temis J., Selivanov A., Dzeva I.* Fluid-structural analysis of a non-contacting finger seal // 29th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences. — St. Petersburg, Russia, 2014.
348. The development of high-performance leaf seals / H. Nakane [et al.] // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2004. — Vol. 126. — Pp. 342–350.
349. The Tribology Handbook / ed. by M. J. Neale. — 2nd ed. — Butterworth-Heinemann, 1995.
350. Theoretical and experimental investigation on tip forces and temperature distributions of the brush seal coupled aerodynamic force / S. Huang [et al.] // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2014. — Vol. 136. — Pp. 052502–12.
351. *Thorat M. R., Childs D. W.* Predicted rotordynamic behavior of a labyrinth seal as rotor surface speed approaches Mach 1 // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2010. — Vol. 132. — P. 112504.
352. *Tisseur F.* Backward error and condition of polynomial eigenvalue problems // Linear Algebra and its Applications. — 2000. — Vol. 309. — Pp. 339–361.

353. *Tiwari R., Manikandan S., Dwivedy S. K.* A review of the experimental estimation of the rotor dynamic parameters of seals // *The Shock and Vibration Digest*. — 2005. — Vol. 37, no. 4. — Pp. 261–284.
354. Transient response analysis of large-scale rotor-bearing system with strong non-linear elements by a transfer matrix-Newmark formulation integration method / *Z. Gu [et al.]* // *Journal of Sound and Vibration*. — 2003. — Vol. 259. — Pp. 559–570.
355. Transient temperature measurements in the contact zone between brush seals of Kevlar and metallic type for bearing chamber sealing using a pyrometric technique / *M. Flouros [et al.]* // *ASME Turbo Expo*. — Copenhagen, Denmark, 2012. — GT2012-68354.
356. *Turner M. T., Chew J. W., Long C. A.* Experimental investigation and mathematical modeling of clearance brush seals // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. — 1998. — Vol. 120. — Pp. 573–579.
357. *Tyacke J., Jefferson-Loveday R., Tucker P.* On LES methods applied to seal geometries // *ASME Turbo Expo*. — Copenhagen, Denmark, 2012. — GT2012-68840.
358. Unsteady numerical analysis of a whole ring of finger seal with grooves on finger pads / *H. Zhang [et al.]* // *ASME Turbo Expo*. — San Antonio, TX, USA, 2013. — GT2013-94514.
359. Upgraded M501G operating experience / *H. Arimura [et al.]* // *ASME Turbo Expo*. — Reno-Tahoe, Nevada, USA, 2005. — GT2005-69135.
360. *Vance J. M.* *Rotordynamics of Turbomachinery*. — John Wiley & Sons, 1988.
361. *Vance J. M., Li J.* Test results of a new damper seal for vibration reduction in turbomachinery // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. — 1996. — Vol. 118. — Pp. 843–846.



362. Vance J. M., Murphy B. T., Tripp H. A. Critical speeds of turbomachinery: computer predictions vs. experimental measurements—Part I: The rotor mass-elastic model // Journal of Vibration and Acoustics. — 1987. — Vol. 109. — Pp. 1–7.
363. Vance J. M., Murphy B. T., Tripp H. A. Critical speeds of turbomachinery: computer predictions vs. experimental measurements—Part II: Effect of tilt-pad bearings and foundation dynamics // Journal of Vibration and Acoustics. — 1987. — Vol. 109. — Pp. 8–14.
364. Versteeg H. K., Malalasekera W. An introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method. — Harlow : Longman, 1995. — 257 pp.
365. Wagner N. G., Steff K. Dynamic labyrinth coefficients from a high-pressure full-scale test rig using magnetic bearings // Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery. — Texas A&M University, USA, 1996. — Pp. 95–111.
366. Walker J. F., Proctor M. P. Wear characteristics of three rotor coatings for application to brush seals operating in liquid hydrogen // STLE Annual Meeting. — Chicago, IL, USA, 1995. — NASA TM 107203.
367. Wang Z., Xu L., Xi G. Numerical investigation on the labyrinth seal design for a low flow coefficient centrifugal compressor // ASME Turbo Expo. — Glasgow, UK, 2010. — GT2010-23096.
368. Waukesha Bearings Brush Seals—A Proven Enhancer to Labyrinth Seal Performance. — URL:  
<http://www.waukbearing.com/en/engineered-fluid-film/product-lines/brush-seals/>.
369. Wu J., Yu B., Yun M. A resistance model for flow through porous media // Transport in Porous Media. — 2008. — Vol. 71. — Pp. 331–343.

370. *Wu J., Legrand M., Pierre C.* Non-synchronous vibration of a Jeffcott rotor due to internal radial clearance in roller bearings // 8th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics. — KIST, Seoul, Korea, 2010. — Pp. 446–453.
371. *Yamamoto T., Ishida Y.* Linear and nonlinear rotordynamics. — New York : John Wiley & Sons, Inc., 2001. — 325 pp.
372. *Yan M., Zhang K., Chen Y.* Dynamic DEM model of multi-spans rotor system // Journal of Sound and Vibration. — 2002. — Vol. 255(5). — Pp. 867–881.
373. *Yan X., Li J., Feng Z.* Investigations on the rotordynamic characteristics of a hole-pattern seal using transient CFD and periodic circular orbit model // Journal of Vibration and Acoustics. — 2011. — Vol. 133. — Pp. 041007–9.
374. *Zhang H., Zheng Q., Yue G.* Study on the leakage and deformation characteristics of the finger seals by using numerical simulation // ASME Turbo Expo. — Glasgow, UK, 2010. — GT2010-23194.
375. *Zhao H., Stango R. J.* Analytical approach for investigating bristle/backplate hysteresis phenomenon in brush seals // Journal of Propulsion and Power. — 2007. — Vol. 23 (2). — Pp. 273–282.
376. *Zheng X., Berard G.* Development of non-contacting, low-leakage, large-diameter air seal // 44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — Hartford, CT, USA, 2008. — AIAA2008-4507.
377. *Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Nithiarasu P.* The finite element method for fluid dynamics. — 7th ed. — Oxford : Butterworth-Heinemann, 2000. — 544 pp.
378. *Zutavern Z. S., Childs D. W.* Identification of rotordynamic forces in a flexible rotor system using magnetic bearings // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2008. — Vol. 130. — Pp. 022504–6.

379. *Bathe K.-J.* Finite-Elemente-Methoden. — Berlin : Springer, 1986. — 820 S.
380. Bürstendichtung : WO 2010/063269 / S. Beichl. — 10.06.2010.
381. *Deckner M.* Eigenschaften kombibnierter Labyrinth-Bürstendichtungen für Turbomaschinen: Diss. / Deckner M. — Technische Universität München, Germany, 2009. — 130 S.
382. *Gasch R., Nordmann R., Pfützner H.* Rotordynamik. — 2. Aufl. — Berlin : Springer, 2002. — 705 S.
383. *Gaszner M.* Rotordynamische Charakterisierung von Dichtungssystemen zur Anwendung in Kraftwerksdampfturbinen: Diss. / Gaszner M. — Technische Universität München, 2015.
384. *Gerner A.* Simulation lokaler Strömung in einem Borstenpaket unter Berücksichtigung der Fluid-Struktur-Interaktion: Semesterarbeit / Gerner A. — Garching : Technische Universität München, 2011.
385. *Kellenberger W.* Das Streifen einer rotierenden Welle an einem federnden Hindernis—Spiralschwingungen // Ingenieur-Archiv. — 1978. — Jg. 47. — S. 223–229.
386. *Kellenberger W.* Quasi-stationäre Schwingungen einer rotierenden Welle, die an einem Hindernis streift—Spiral Vibration // Ingenieur-Archiv. — 1977. — Jg. 46. — S. 349–364.
387. *Kwanka K.* Der Einfluss von Labyrinthdichtungen auf die Dynamik von Turbomaschinen. — Düsseldorf : VDI, 2001. — 178 S.
388. Mehrstufige Bürstendichtung : WO 2007/085587 / M. Neef, N. Sürken, K. Urlichs. — 02.08.2007.
389. Modernisierung im Heizkraftwerk Altbach/Deizisau: Fit für die Zukunft // BWK. Das Energie-Fachmagazin. — 2007. — Jg. 59, 7/8. — S. 24–26.
390. *Pröstler S.* Modellierung und numerische Berechnung von Wellenabdichtungen in Bürstenbauart: Diss. / Pröstler S. — Ruhr-Universität Bochum, Germany, 2005. — 133 S.

391. *Rossmann A.* Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken. Band 2. — Karlsfeld : A. Rossmann, Turbo Consult, 2001. — 720 S.
392. *Schettel J.* Modellbasierte Analyse der Spaltanregung in Dampfturbinen: Diss. / Schettel J. — Technische Universität Darmstadt, Germany, 2006.
393. *Schwarz H., Kosyna G., Flegler J.* Experimentelle Untersuchungen zur radialen Adaptivität von Bürstendichtungen für Dampfturbinen // VGB Conference on Steam Turbines and Operation of Steam Turbines. — Lübeck, Germany, 2010. — V11.
394. *Stodola A.* Dampf- und Gasturbinen. — 6. Aufl. — Berlin : Springer, 1905. — 1148 S.
395. *Thomas H.-J.* Instabile Eigenschwingungen von Turbinenläufern, angefacht durch die Spaltströmungen in Stopfbuchsen und Beschaufungen: Techn. Ber. / AEG. — 1956. — 31 S.
396. *Traupel W.* Thermische Turbomaschinen. Bd. 1. — 4. Aufl. — Berlin : Springer, 2001. — 580 S.
397. *Trutnovsky K.* Berührungsfreie Dichtungen. — Düsseldorf : VDI-Verlag, 1973. — 312 S.
398. Verfahren zur Herstellung einer Bürstendichtung und Vorrichtung zur Durchführung des Verfahrens : DE 0211275 / H. Berger [u. a.]. — 11.07.1986.
399. *Zorn P.* Untersuchung von Bürstendichtungen für die Anwendung in Dampfturbinen: Diss. / Zorn P. — Technische Universität München, Germany, 2012. — 120 S.

## Список иллюстраций

1.1	Примеры демпферных щелевых уплотнений . . . . .	23
1.2	Типичное щёточное уплотнение . . . . .	27
1.3	Осевой угол отклонения волокон в щёточном уплотнении	31
1.4	Распределение термопар на поверхности вала стенда . . .	35
1.5	Схема гибридного щёточного уплотнения с карманами . .	38
1.6	Модификации щёточных уплотнений . . . . .	39
1.7	Примеры пальчиковых и листовых уплотнений . . . . .	41
1.8	Схема модифицированного листового уплотнения . . . .	42
1.9	Схема уплотнения с лепестками в осевом направлении . .	43
1.10	Влияние охлаждения корпуса ТВД на лопаточный зазор	44
1.11	Системы контроля за утечками в лабиринтных уплотнениях	45
2.1	Укрупнённая классификация уплотнений . . . . .	57
2.2	Классификация бесконтактных и податливых уплотнений	61
2.3	Гладкие щелевые уплотнения . . . . .	63
2.4	Сегмент сотового уплотнения . . . . .	66
2.5	Базовая схема уплотнения с демпферными карманами . .	67
2.6	Схемы стандартного и полного уплотнений с демпферны- ми карманами . . . . .	68
2.7	Различные виды лабиринтных уплотнений . . . . .	70
2.8	Лабиринтное уплотнение с гребешками на роторе . . . . .	72
2.9	Термодинамический процесс в лабиринтном уплотнении .	74
2.10	Пакет щёточного уплотнения отдельно и в сборке . . . . .	76
2.11	Типовые схемы щёточных уплотнений . . . . .	77
2.12	Фотографии щёточно-лабиринтных уплотнений . . . . .	80
2.13	Идеализированная упаковка щёточного пакета . . . . .	84
2.14	Бесконтактное пальчиковое уплотнение . . . . .	89
2.15	Модель сегмента пальчикового уплотнения . . . . .	89
2.16	Фотография листового уплотнения и принцип действия .	90
2.17	Листовое уплотнение в газовой турбине МНІ М501G . . . .	91
2.18	Типы прирабатываемых покрытий . . . . .	94
2.19	Схема АД с положениями уплотнительных узлов . . . . .	97

2.20	Щёточные уплотнения в двигателе PW4084 . . . . .	101
2.21	Замена лабиринта на ЩУ в двигателе RB199 . . . . .	102
2.22	Позиции щёточных уплотнений в двигателе EJ200 . . . . .	102
2.23	Компоновка щёточного уплотнения в двигателе JTAGG II . . . . .	103
2.24	Щёточное уплотнение в двигателе GE T-700 . . . . .	104
2.25	ЩУ на бандаже свободной турбины в двигателе GE T-700 . . . . .	104
2.26	Короткое лабиринтное уплотнение . . . . .	106
2.27	Схемы рассматриваемых щёточных уплотнений . . . . .	107
2.28	Короткие щёточно-лабиринтные уплотнения . . . . .	109
2.29	Схема уплотнения SSB-1 . . . . .	109
2.30	Узел с тремя щёточными уплотнениями . . . . .	110
2.31	Схема уплотнительного узла ВВВ . . . . .	110
3.1	Схема пристеночной турбулентности . . . . .	124
3.2	Размеры модели короткого лабиринта SSS . . . . .	128
3.3	Конфигурация модели короткого лабиринта SSS . . . . .	128
3.4	Пакет щёточного уплотнения как пористая среда . . . . .	131
3.5	Схема базовой модели сегмента щёточного уплотнения . . . . .	137
3.6	Размеры моделей щёточных уплотнений . . . . .	138
3.7	Фрагмент расчётной сетки в области щёточного пакета . . . . .	140
3.8	Расчётная сетка сегмента щёточного уплотнения . . . . .	140
3.9	Расчётная схема щёточно-лабиринтного уплотнения . . . . .	141
3.10	Модель сегментированного щёточного уплотнения . . . . .	144
3.11	Фрагмент расчётной сетки для модели щёточного уплотнения с учётом дискретной структуры пакета . . . . .	146
3.12	Фрагмент модели с дискретной структурой щёточного пакета . . . . .	147
3.13	Фотография волокон щёточного пакета . . . . .	148
3.14	Расчётная схема изгиба волокна щёточного уплотнения . . . . .	150
3.15	Конечно-элементная модель волокон ЩУ . . . . .	153
4.1	Схемы простых моделей роторной системы . . . . .	159
4.2	Элементарное сечение . . . . .	160
4.3	Силовые факторы в элементарном сечении вала . . . . .	161
4.4	Балочный элемент с десятью степенями свободы . . . . .	164

4.5	Схема турбовинтового двигателя . . . . .	173
4.6	Роторная система турбовинтового двигателя . . . . .	174
4.7	Балочная модель свободной турбины . . . . .	176
4.8	Формы колебаний свободной турбины (балочная модель)	178
4.9	Балочная модель газогенератора . . . . .	178
4.10	Формы колебаний газогенератора (балочная модель) . . .	179
4.11	Диаграммы Кэмпбелла роторной системы ТВД . . . . .	180
4.12	Амплитудно-частотные характеристики (балочная модель)	181
4.13	Трёхмерная конечно-элементная модель роторной системы	182
4.14	Нестационарный отклик на дисбаланс . . . . .	184
4.15	Коэффициенты усиления и запасы по разделению частот	184
4.16	Эффект несинхронных частот возбуждения на отклик роторной системы . . . . .	186
4.17	Эффект перекрёстной жёсткости на колебания роторной системы свободной турбины в отсутствие демпфирования	187
4.18	Орбиты вала в демпфере со сдавливаемой плёнкой . . . . .	189
4.19	Каскадная диаграмма контактного взаимодействия . . . . .	191
4.20	Динамическая модель бесконтактного уплотнения . . . . .	193
4.21	Многочастотный метод траекторий . . . . .	201
5.1	Алгоритм решения задач с помощью методов ВГД . . . . .	205
5.2	Примеры структурированных расчётных сеток . . . . .	213
5.3	Блочная модель для кольцеобразной геометрии . . . . .	213
5.4	Пример расчётной сетки для конфигурации SSB-3 . . . . .	216
5.5	Схема расчётной модели сегмента ЩУ в OpenFOAM . . . . .	229
5.6	Сравнение результатов, полученных в OpenFOAM и CFX . . .	230
5.7	Распределение давления в ЩУ, полученное в OpenFOAM . . .	230
5.8	Общий алгоритм выполнения связанного расчёта . . . . .	231
5.9	Влияние сетки на результаты расчёта лабиринта SSS-3 . . .	233
5.10	Влияние сетки на результаты моделирования ЩУ BBB-1	236
5.11	Расчётная сетка узла с тремя щётчными уплотнениями	236
5.12	Влияние сетки на результаты моделирования узла SSB-1	237
5.13	Расчётные силы в зависимости от частоты прецессии . . . .	241

5.14	Радиальная и тангенциальная компоненты силы в лабиринтном уплотнении . . . . .	244
5.15	Приведённые аэродинамические силы в 20-ти гребешковом уплотнении . . . . .	246
5.16	Коэффициенты сопротивления моделей пористой среды .	248
5.17	Эффект изменения размеров пористой зоны на расход ЩУ	249
5.18	Схемы стендов для исследования уплотнений . . . . .	260
5.19	Схема беспрецессионного стенда ТУМ . . . . .	262
5.20	Компоновка тестируемого узла и схема течения . . . . .	264
5.21	Компоновка кожуха подачи . . . . .	264
5.22	Схема подачи сжатого воздуха . . . . .	265
5.23	Схема расположения датчиков в тестируемом уплотнении	266
5.24	Распределение давления в камере уплотнения при различных положениях вала . . . . .	268
5.25	Схема динамического стенда . . . . .	269
5.26	Идентификация коэффициентов жёсткости и демпфирования на динамическом стенде . . . . .	272
6.1	Расходные характеристики лабиринтных уплотнений SSS	277
6.2	Экспериментальные и расчётные коэффициенты жёсткости лабиринтного уплотнения SSS-1 . . . . .	279
6.3	Экспериментальные и расчётные коэффициенты демпфирования лабиринтного уплотнения SSS-1 . . . . .	279
6.4	Экспериментальные и расчётные локальные коэффициенты жёсткости лабиринтного уплотнения SSS-3 . . . . .	281
6.5	Экспериментальные и расчётные глобальные динамические коэффициенты лабиринтного уплотнения SSS-3 . . .	282
6.6	Короткие уплотнения с гребешками на статоре и на роторе	284
6.7	Сравнение расчётного расхода для уплотнений с гребешками на роторе и статоре . . . . .	285
6.8	Сравнение расчётных динамических коэффициентов для уплотнений с гребешками на роторе и статоре . . . . .	286
6.9	Базовая и улучшенная конфигурации лабиринта SSS-3 .	289



6.10	Расчётная сетка и структура потока для базовой и улучшенной конфигураций SSS-3 . . . . .	290
6.11	Сравнение характеристик для базовой и улучшенной конфигураций уплотнения SSS-3 . . . . .	291
6.12	Размеры 20-ти гребешкового уплотнения . . . . .	292
6.13	Схема стенда с 20-ти гребешковым уплотнением . . . . .	293
6.14	Значения $R^2$ для коэффициентов жёсткости и демпфирования . . . . .	295
6.15	Схема модели уплотнения с 20-ю гребешками . . . . .	298
6.16	Расход 20-ти гребешкового уплотнения . . . . .	300
6.17	Прямая жёсткость для 20-ти гребешкового уплотнения . . . . .	301
6.18	Перекры́стная жёсткость для 20-ти гребешкового уплотнения . . . . .	302
6.19	Прямое демпфирование для 20-ти гребешк. уплотнения . . . . .	303
6.20	Перекры́стное демпфирование для 20-ти гребешк. уплотнения . . . . .	304
6.21	Изменение радиального зазора в щёточных уплотнениях . . . . .	306
6.22	Сжатие пакета в одиночном щёточном уплотнении . . . . .	307
6.23	Распределение давления и структура течения в различных щёточных уплотнениях . . . . .	309
6.24	Распределения давлений в осевом направлении для различных щёточно-лабиринтных уплотнений . . . . .	310
6.25	Сравнение осевого распределения давления в узлах SSB и BSS . . . . .	311
6.26	Сравнение локального перепада давления в камерах щёточного уплотнения с тремя пакетами . . . . .	312
6.27	Распределения давлений в камерах щёточно-лабиринтного уплотнения SSB-1 . . . . .	313
6.28	Распределения давлений в камерах уплотнений SSB-3 и SSB-4 . . . . .	313
6.29	Расчётное распределение окружной скорости газа в сечении щёточно-лабиринтного уплотнения BSS-2B . . . . .	314
6.30	Распределение окружной скорости потока в камерах конфигураций SSS-2 и BSS-2B . . . . .	315

6.31	Расход щёточно-лабиринтных уплотнений SSB . . . . .	318
6.32	Сравнения расхода в конфигурациях BSS-2 и SSB-2 . . . . .	319
6.33	Расход щёточного уплотнения с тремя пакетами . . . . .	320
6.34	Коэффициенты жёсткости для узлов BSS-1 и SSB-1 . . . . .	322
6.35	Коэффициенты демпфирования для узлов BSS-1 и SSB-1 . . . . .	323
6.36	Расчётные и экспериментальные динамические коэффициенты щёточно-лабиринтного уплотнения SSB-1 . . . . .	325
6.37	Конечно-элементная модель простой роторной системы . . . . .	327
6.38	Траектории движения вала с учётом влияния уплотнений . . . . .	328
6.39	Локальные коэффициенты жёсткости узлов SSB-3 и SSB-4 . . . . .	329
6.40	Глобальные динамические коэффициенты щёточно-лабиринтных уплотнений SSB-3 и SSB-4 . . . . .	330
6.41	Локальные коэффициенты жёсткости для узлов BBB-1 и SSS-1 . . . . .	333
6.42	Влияние скорости вращения вала на локальные коэффициенты жёсткости для уплотнения BBB-1 . . . . .	333
6.43	Расчётные и экспериментальные локальные коэффициенты жёсткости для уплотнения BBB-1 . . . . .	334
6.44	Фотография сегментированного щёточного уплотнения . . . . .	337
6.45	Схемы сегментированных щёточных уплотнений . . . . .	338
6.46	Расход уплотнений SSS-3, SSB-3, SSB-3 S . . . . .	339
6.47	Давление в сечении сегментированных ЩУ . . . . .	340
6.48	Окружное распределение давления в камерах конфигураций с сегментированным щёточным уплотнением . . . . .	341
6.49	Локальные коэффициенты жёсткости для конфигураций с сегментированным щёточным уплотнением . . . . .	342
6.50	Глобальные динамические коэффициенты для конфигураций с сегментированными щёточными уплотнениями . . . . .	343
6.51	Расчётное давление в дискретном пакете ЩУ . . . . .	345
6.52	Эффективный зазор щёточно-лабиринтных уплотнений . . . . .	346
6.53	Сравнение результатов различных моделей для щёточно-лабиринтных уплотнений по направлению вдоль волокон . . . . .	347
6.54	Сравнение результатов различных моделей для щёточно-лабиринтных уплотнений по осевому направлению . . . . .	348

6.55	Локальный перепад давления для щёточно-лабиринтных уплотнений . . . . .	348
6.56	Результаты оценки зависимости для силы опускания волокон . . . . .	350
6.57	Деформация волокон ЩУ в осевом направлении под действием давления . . . . .	351
7.1	Обобщённые результаты по расходу уплотнений . . . . .	358
7.2	Обобщённые результаты по локальным коэффициентам жёсткости . . . . .	360
7.3	Обобщённые результаты по глобальным коэффициентам жёсткости . . . . .	363
7.4	Обобщённые результаты по глобальным коэффициентам демпфирования . . . . .	365
7.5	Распределение удельных сил в лабиринтных уплотнениях	368
7.6	Формирование коэффициентов жёсткости в лабиринтных уплотнениях SSS . . . . .	370
7.7	Удельные силы в щёточно-лабиринтных уплотнениях . .	371
7.8	Формирование коэффициентов жёсткости в уплотнениях BSS-1 и SSB-1 . . . . .	373
7.9	Схемы базовых щёточных уплотнений . . . . .	374
7.10	Экспериментальный расход базовых уплотнений . . . . .	376
7.11	Экспериментальный радиальный зазор базовых уплотнений	377
7.12	Расчётные зависимости сжатия щёточного пакета базовых уплотнений . . . . .	378
7.13	Оценка расхода через контактные щёточные уплотнения с использованием аналитической пористой модели . . . . .	382
7.14	Сравнительные результаты оценки расхода для различных щёточных уплотнений . . . . .	384
7.15	Щёточное уплотнение ИП . . . . .	385
7.16	Схемы стандартных конструкций щёточных уплотнений	393
7.17	Схема щёточного уплотнения В-5 . . . . .	399

## Список таблиц

1.1	Параметры экспериментального стенда . . . . .	25
2.1	Относительное уменьшение расхода различных лабиринтных уплотнений . . . . .	72
2.2	Типичные геометрические и рабочие параметры ЩУ . . .	78
2.3	Химическая формула сплава Naupes 25 . . . . .	79
2.4	Свойства материалов щёточных пакетов . . . . .	84
2.5	Типичные параметры листовых уплотнений . . . . .	90
2.6	Типичные рабочие параметры уплотнений в АД . . . . .	97
2.7	Летательные аппараты, использующие двигатели с ЩУ .	98
2.8	Примеры использования ЩУ в авиационных двигателях	99
2.9	Рабочие параметры ЩУ в двигателях серии PW4000 . . .	101
2.10	Геометрические параметры короткого лабиринта . . . . .	106
2.11	Параметры рассматриваемых щёточных пакетов . . . . .	108
3.1	Коэффициенты моделей турбулентности . . . . .	122
3.2	Расчётные сетки сегментов щёточных уплотнений . . . .	141
3.3	Расчётные сетки полноохватных щёточных уплотнений .	142
3.4	Параметры моделей с дискретной структурой щётки . . .	147
4.1	Параметры роторной системы турбовинтового двигателя	175
4.2	Результаты анализа динамики роторной системы ТВД . .	177
4.3	Расчётные параметры эквивалентных дисковых сегментов	181
4.4	Результаты модального анализа (трёхмерная модель) . .	182
4.5	Коэффициенты усиления и запасы по разделению частот	185
4.6	Параметры демпфера со сдавливаемой плёнкой . . . . .	188
5.1	Некоторые параметры качества расчётных сеток . . . . .	214
5.2	Примеры выражений, используемых в моделях CFX . . .	222
5.3	Отличия в результатах между базовой (5 млн. узлов) и самой густой (16 млн. узлов) сетками (уплотнение SSS-3)	234
5.4	Влияние модельных параметров на динамические коэффициенты уплотнения SSS-3 . . . . .	238

5.5	Влияние частоты возбуждения на расчётные динамические коэффициенты для уплотнения SSS-1 . . . . .	240
5.6	Сравнение методов расчёта динамических коэффициентов для уплотнения SSS-3 . . . . .	242
5.7	Влияние частоты прецессии на расчётные динамические коэффициенты 20-ти гребешкового уплотнения . . . . .	246
5.8	Динамические коэффициенты 20-ти гребешк. уплотнения	247
5.9	Результаты калибровки различных пористых моделей . .	248
5.10	Критические скорости трёхдискового ротора . . . . .	256
5.11	Влияние балочной модели на результаты анализа роторной системы свободной турбины . . . . .	257
5.12	Влияние балочной модели на результаты анализа роторной системы газогенератора . . . . .	258
5.13	Рабочие параметры экспериментальных стендов ТУМ . .	261
6.1	Сравнение характеристик сквозного лабиринта и ступенчатого лабиринта SSS-3 . . . . .	288
6.2	Влияние угла наклона гребешков в лабиринте SSS-3 . . .	288
6.3	Параметры длинного лабиринта . . . . .	293
6.4	Экспериментальная степень понижения давления . . . . .	311
6.5	Результаты калибровки модели пористой среды . . . . .	316
6.6	Влияние уплотнений на динамику роторной системы . . .	326
6.7	Отклонения между экспериментальными и расчётными данными для уплотнения ВВВ-1 . . . . .	336
6.8	Расход конфигураций SSB-3 S с сегментированным ЩУ .	340
6.9	Деформация волокон ЩУ под действием давления . . . .	351
7.1	Параметры базовых щёточных пакетов . . . . .	374
7.2	Коэффициенты регрессии экспериментальных зависимостей базовых ЩУ . . . . .	378
7.3	Параметры ЩУ и результаты оценки расхода . . . . .	383
7.4	Параметры щёточных уплотнений «Ивченко-Прогресс» .	385
7.5	Оценка расхода для щёточных уплотнений ИП . . . . .	387
7.6	Оценка расхода для щёточного уплотнения ИП . . . . .	387
7.7	Параметры щёточного уплотнения В-5 . . . . .	398









# Приложение Б

## Файлы с параметрами роторной системы ТВД

### Б.1. Свободная турбина

```
1 #ROTOR FT, mrace v.2
2 #Two node disk element
3 #Number of subsystems
4 1
5 #SUBSYSTEM: Main (FT)
6 #Number of sections
7 56
8 #Geometry (axial position [m], R_out [m], R_in [m])
9 1 0.00E-3 17.10E-3 13.89E-3
10 2 3.50E-3 17.10E-3 12.50E-3
11 3 6.00E-3 17.10E-3 13.00E-3
12 4 9.00E-3 16.75E-3 14.00E-3
13 5 11.40E-3 17.50E-3 14.00E-3
14 6 17.00E-3 17.50E-3 14.00E-3
15 7 25.00E-3 21.25E-3 13.00E-3
16 8 28.00E-3 17.50E-3 13.00E-3
17 9 31.99E-3 17.50E-3 13.00E-3
18 10 43.36E-3 17.50E-3 13.00E-3
19 11 46.48E-3 19.00E-3 13.00E-3
20 12 52.50E-3 20.17E-3 13.00E-3
21 13 56.48E-3 26.10E-3 13.00E-3
22 14 70.98E-3 26.10E-3 8.40E-3
23 15 74.98E-3 26.10E-3 6.85E-3
24 16 78.50E-3 20.13E-3 6.85E-3
25 17 81.48E-3 19.25E-3 6.85E-3
26 18 82.48E-3 20.13E-3 6.85E-3
27 19 85.48E-3 22.50E-3 6.85E-3
28 20 88.48E-3 19.25E-3 6.85E-3
29 21 95.98E-3 19.25E-3 6.85E-3
30 22 106.98E-3 17.50E-3 6.85E-3
31 23 119.98E-3 17.50E-3 6.85E-3
32 24 138.98E-3 14.65E-3 6.85E-3
33 25 140.88E-3 13.50E-3 6.85E-3
34 26 191.68E-3 13.50E-3 0.00E-3
35 27 197.68E-3 13.50E-3 11.00E-3
36 28 282.53E-3 14.03E-3 11.00E-3
37 29 287.68E-3 14.50E-3 11.00E-3
38 30 317.68E-3 14.03E-3 11.00E-3
39 31 323.02E-3 13.50E-3 11.00E-3
40 32 381.54E-3 14.03E-3 11.00E-3
41 33 386.69E-3 14.50E-3 11.00E-3
42 34 408.69E-3 14.00E-3 11.00E-3
43 35 441.19E-3 14.26E-3 11.00E-3
44 36 443.19E-3 15.00E-3 11.00E-3
45 37 445.19E-3 14.26E-3 11.00E-3
46 38 447.19E-3 14.00E-3 11.00E-3
47 39 468.19E-3 15.17E-3 11.00E-3
```

```

48 40      472.19E-3      20.00E-3      11.00E-3
49 41      473.69E-3      20.00E-3      14.24E-3
50 42      480.67E-3      20.00E-3      16.00E-3
51 43      485.68E-3      20.00E-3      16.00E-3
52 44      497.21E-3      20.00E-3      15.48E-3
53 45      501.68E-3      20.00E-3      14.00E-3
54 46      502.68E-3      18.75E-3      14.00E-3
55 47      507.68E-3      32.75E-3      14.00E-3
56 48      512.68E-3      30.25E-3      23.75E-3
57 49      536.18E-3      34.90E-3      17.50E-3
58 50      539.18E-3      19.90E-3      17.50E-3
59 51      540.80E-3      19.00E-3      17.50E-3
60 52      551.18E-3      19.50E-3      17.50E-3
61 53      559.18E-3      19.50E-3      12.00E-3
62 54      561.18E-3      13.50E-3      12.00E-3
63 55      575.68E-3      20.00E-3      12.00E-3
64 56      585.68E-3      20.00E-3      9.50E-3
65 57      591.68E-3      0.00E-3      0.00E-3
66 #Shaft material properties (Density [kg/m^3], Elastic Modulus [kg/m^2], Poisson's ratio [-])
67 7840      1.95E+11      0.30
68 #Disks (0 - no disk, 1 - one disk, 2 - two disks, etc.)
69 1
70 #Disk pos, m [kg], Ip [kg*m^2], Id [kg*m^2], T [N*m], Mgyr [N*m], Funbal [kg*m], Type
71 49      3.64      0.01430      0.00715      87.04      126.79      75E-7      2
72 #Bearing type (0 - rigid supports, 1 - flexible supports)
73 1
74 #Number of bearings
75 4
76 #Bearing position, Stiffness Kxx Kxy Kyx Kyy [N/m], Damping Cxx Cxy Cyx Cyy [N*s/m]
77 6      5.0E7      0.0E7      0.0E7      5.0E7      1.0E3      0.0E3      0.0E3      1.0E3
78 21      5.0E7      0.0E7      0.0E7      5.0E7      1.0E3      0.0E3      0.0E3      1.0E3
79 23      5.0E7      0.0E7      0.0E7      5.0E7      1.0E3      0.0E3      0.0E3      1.0E3
80 43      4.3E6      0.0E7      0.0E7      4.3E6      1.0E3      0.0E3      0.0E3      1.0E3
81 #Rotational speed [1/min]
82 42356
83 #Number of subsystem links
84 0
85 #Subsystem link positionss, Stiffness [N/mm], Angular stiffness [N/mm]
86 0      0.0E6      0.0E7      0.0E7      0.0E6      0.0E3      0.0E3      0.0E3      0.0E3

```

## Б.2. Газогенератор

```

1 #ROTOR GG, mrace v.2
2 #Two node disk element
3 #Number of subsystems
4 1
5 #SUBSYSTEM: Main (GG)
6 #Number of sections
7 25
8 #Geometry (axial position [m], R_out [m], R_in [m])
9 1      150.32E-3      17.96E-3      15.75E-3
10 2      157.36E-3      17.50E-3      15.75E-3
11 3      159.28E-3      17.85E-3      15.75E-3
12 4      160.39E-3      18.25E-3      15.97E-3
13 5      167.32E-3      18.00E-3      15.97E-3
14 6      169.27E-3      18.94E-3      15.97E-3

```

```

15 7      185.15E-3      19.25E-3      15.88E-3
16 8      187.32E-3      19.25E-3      15.00E-3
17 9      188.46E-3      18.75E-3      15.00E-3
18 10     190.82E-3      18.75E-3      15.00E-3
19 11     193.32E-3      19.25E-3      15.00E-3
20 12     210.82E-3      18.75E-3      15.00E-3
21 13     215.34E-3      19.73E-3      15.00E-3
22 14     243.79E-3      18.75E-3      15.00E-3
23 15     248.31E-3      20.20E-3      15.00E-3
24 16     256.81E-3      20.20E-3      15.98E-3
25 17     351.32E-3      20.20E-3      17.00E-3
26 18     363.82E-3      19.62E-3      17.00E-3
27 19     420.82E-3      20.20E-3      17.00E-3
28 20     445.82E-3      28.70E-3      17.00E-3
29 21     446.80E-3      27.50E-3      17.00E-3
30 22     449.32E-3      20.00E-3      17.00E-3
31 23     455.82E-3      20.00E-3      17.00E-3
32 24     460.72E-3      19.10E-3      17.00E-3
33 24     463.01E-3      19.70E-3      17.00E-3
34 26     469.32E-3      0.00E-3      0.00E-3
35 #Shaft material properties (Density [kg/m^3], Elastic Modulus [kg/m^2], Poisson's ratio [-])
36 7840    1.95E+11    0.3
37 #Disks (0 - no disk, 1 - one disk, 2 - two disks, etc.)
38 2
39 #Disk pos, m [kg], Ip [kg*m^2], Id [kg*m^2], T [N*m], Mgyr [N*m], Funbal [kg*m], Type
40 17     3.94    0.01182    0.00591    0.00    137.15    75E-7    2
41 19     3.23    0.00815    0.00408    70.14    94.57    75E-7    2
42 #Bearing type (0 - rigid supports, 1 - flexible supports)
43 1
44 #Number of bearings
45 2
46 #Bearing positions, Stiffness Kxx Kxy Kyx Kyy [N/m], Damping Cxx Cxy Cyx Cyy [N*s/m]
47 10     6.0E6    0.0E7    0.0E7    6.0E6    1.0E3    0.0E3    0.0E3    1.0E3
48 23     6.7E7    0.0E7    0.0E7    6.7E7    1.0E3    0.0E3    0.0E3    1.0E3
49 #Rotational speed [1/min]
50 55430
51 #Number of subsystem links
52 0
53 #Subsystem link positions, Stiffness [N/mm], Angular stiffness [N/mm]
54 0     0.0E6    0.0E7    0.0E7    0.0E6    0.0E3    0.0E3    0.0E3    0.0E3

```

# Приложение В

## Файлы для создания геометрии уплотнительного узла SSB-1 в ICEM CFD

### В.1. Файл с исходными данными

Листинг В.1. ssb\_geo.txt

```
1 # ssb_geo.txt — SSB-3
2 Dr          (Rotor diameter [mm])
3 179.86
4 Dst        (Rotor step diameter [mm])
5 185.86
6 Ds         (Stator diameter [mm])
7 192.00
8 Dd         (Diameter of upstream and downstream regions [mm])
9 210.00
10 Ld        (Length of upstream and downstream regions [mm])
11 30.00
12 HT1       (Radial clearance of fin 1 [mm])
13 0.50
14 HT2       (Radial clearance of fin 2 [mm])
15 0.50
16 HT3       (Radial clearance in brush seal [mm])
17 0.00
18 HT4       (Radial clearance of backing plate (fence height) [mm])
19 1.20
20 Ey        (Shaft eccentricity in Y-direction [mm])
21 0.00
22 Ez        (Shaft eccentricity in Z-direction [mm])
23 0.20
24 Lb        (Bristle length [mm])
25 15.0
26 BpUp      (Bristle pack thickness at root [mm])
27 1.7
28 BbDown    (Bristle pack thickness at rotor [mm])
29 1.7
```

### В.2. Скрипт tcl для генерации геометрии

```
1 #####
2 #
3 # FUNCTION: CREATION OF AUXILIARY CURVES (CIRCLES)
4 #
5 #####
6 proc makeauxcurve {Radius strAux strCr N centreAx} {
7     for {set j 1} {$j<=[llength $Radius]} {incr j} { \
8         set centrePt [lindex $centreAx [expr {$j-1}]]; \
9         lappend centrePt 0 0; \
```

```

10 set str1 $strAux; \
11 set str2 $strCr; \
12 set str3 $strAux; \
13 if {$N==1} { \
14     set [append str1 $str2 $j] [ic_geo_cre_crv_arc_ctr_rad $str3 $str1 \
15         $centrePt {0 1 0} {1 0 0} [lindex $Radius [expr {$j-1}]] 0 360]; \
16 } else { \
17     set [append str1 $N $str2 $j] [ic_geo_cre_crv_arc_ctr_rad \
18         [append str3 $N] $str1 $centrePt {0 1 0} {1 0 0} [lindex $Radius \
19             [expr {$j-1}]] 0 360]; \
20 }
21 }
22 };
23 #####
24 #
25 # INPUT
26 #
27 #####
28 set fileId [open ssb_geo.txt r 0666]
29 # Header
30 gets $fileId line
31 # Dr
32 gets $fileId line; gets $fileId Dr
33 # Dst
34 gets $fileId line; gets $fileId Dst
35 # Ds
36 gets $fileId line; gets $fileId Ds
37 # Dd
38 gets $fileId line; gets $fileId Dd
39 # Ld
40 gets $fileId line; gets $fileId Ld
41 # HT1
42 gets $fileId line; gets $fileId HT1
43 # HT2
44 gets $fileId line; gets $fileId HT2
45 # HT3
46 gets $fileId line; gets $fileId HT3
47 # HT4
48 gets $fileId line; gets $fileId HT4
49 # Ey
50 gets $fileId line; gets $fileId Ey
51 # Ez
52 gets $fileId line; gets $fileId Ez
53 # Lb
54 gets $fileId line; gets $fileId Lb
55 # BbUp
56 gets $fileId line; gets $fileId BbUp
57 # BbDown
58 gets $fileId line; gets $fileId BbDown
59 #
60 close $fileId
61 #####
62 #
63 # PARAMETERS
64 #
65 #####
66 global batch_mode
67 global env
68 # Shaft eccentricity flag
69 set ECCENTRICITY 1

```

```

70 lappend vectorEcc 0 $Ey $Ez
71 # Axial position of bristle pack
72 set Xb 18.85
73 # Axial position of fin 1
74 set Xh1 48.41
75 # Axial position of fin 2
76 set Xh2 34.4
77 # Radii
78 set Rr [expr {$Dr/2}]
79 set Rst [expr {$Dst/2}]
80 set Rd [expr {$Dd/2}]
81 set Rs [expr {$Ds/2}]
82 # Fin geometric parameters
83 set Rt11 [expr {$Rr+$HT1}]
84 set Rt12 [expr {$Rt11+1.306}]
85 set Rt21 [expr {$Rst+$HT2}]
86 set Rt22 [expr {$Rt21+1.306}]
87 set Lt1 0.3
88 set Lt2 0.35
89 #####
90 #
91 # Definition of variables (points)
92 # for seal contour creation
93 #
94 #####
95 # Rotor points
96 lappend rotorPt1 [expr {53.2+$Ld}] $Rr 0
97 lappend rotorPt2 53.2 $Rr 0
98 lappend rotorPt3 37 $Rr 0
99 lappend rotorPt4 37 $Rst 0
100 lappend rotorPt5 31 $Rst 0
101 lappend rotorPt6 31 $Rr 0
102 lappend rotorPt7 [expr {$Xb+$BbDown}] [expr {$Rr+$HT3}] 0
103 lappend rotorPt8 [expr {$Xb}] [expr {$Rr+$HT3}] 0
104 lappend rotorPt9 0 $Rr 0
105 lappend rotorPt10 -$Ld $Rr 0
106 set rotorPt 10
107 # Seal points
108 lappend sealPt1 53.2 $Rs 0
109 lappend sealPt2 $Xh1 $Rs 0
110 lappend sealPt3 $Xh1 $Rt12 0
111 lappend sealPt4 [expr {$Xh1-$Lt2}] $Rt11 0
112 lappend sealPt5 [expr {$Xh1-$Lt2-$Lt1}] $Rt11 0
113 lappend sealPt6 [expr {$Xh1-2*$Lt2-$Lt1}] $Rt12 0
114 lappend sealPt7 [expr {$Xh1-2*$Lt2-$Lt1}] $Rs 0
115 lappend sealPt8 $Xh2 $Rs 0
116 lappend sealPt9 $Xh2 $Rt22 0
117 lappend sealPt10 [expr {$Xh2-$Lt2}] $Rt21 0
118 lappend sealPt11 [expr {$Xh2-$Lt2-$Lt1}] $Rt21 0
119 lappend sealPt12 [expr {$Xh2-2*$Lt2-$Lt1}] $Rt22 0
120 lappend sealPt13 [expr {$Xh2-2*$Lt2-$Lt1}] $Rs 0
121 lappend sealPt14 [expr {$Xb+4.50}] $Rs 0
122 lappend sealPt15 [expr {$Xb+4.50}] [expr {$Rr+$HT4}] 0
123 lappend sealPt16 [expr {$Xb+4.25}] [expr {$Rr+$HT4}] 0
124 lappend sealPt17 [expr {$Xb+2.75}] [expr {$Rr+4.45}] 0
125 lappend sealPt18 [expr {$Xb+2.75}] [expr {$Rr+$Lb}] 0
126 lappend sealPt19 [expr {$Xb+$BbUp}] [expr {$Rr+$Lb}] 0
127 lappend sealPt20 $Xb [expr {$Rr+$Lb}] 0
128 lappend sealPt21 $Xb [expr {$Rr+$HT4}] 0
129 lappend sealPt22 [expr {$Xb-0.25}] [expr {$Rr+$HT4}] 0

```

```

130 lappend sealPt23 [expr {$Xb-0.5157}] [expr {$Rr+1.95}] 0
131 lappend sealPt24 [expr {$Xb-1.1771}] [expr {$Rr+3.20}] 0
132 lappend sealPt25 [expr {$Xb-2.50}] [expr {$Rr+3.70}] 0
133 lappend sealPt26 [expr {$Xb-2.50}] $Rs 0
134 lappend sealPt27 0 $Rs 0
135 set sealPt 27
136 # Downstream points
137 lappend downPt1 0 $Rd 0
138 lappend downPt2 -$Ld $Rd 0
139 set downPt 2
140 # Upstream points
141 lappend upPt1 53.2 $Rd 0
142 lappend upPt2 [expr {53.2 + $Ld}] $Rd 0
143 set upPt 2
144 # Material points
145 # Bristle pack region
146 set x 10; set y 94
147 lappend mPtSEAL_DOWN_B $x $y 0
148 # Upstream region
149 set x 50; set y 94
150 lappend mPtSEAL_UP_B $x $y 0
151 # Downstream region
152 set x 20; set y 94
153 lappend mPtBRUSH_B $x $y 0
154 #####
155 #
156 # CREATION OF POINTS
157 #
158 #####
159 # Rotor points
160 set strRotorPt "ROTORPT"
161 for {set i 1} {$i<$rotorPt+1} {incr i} { \
162     set pt0 $strRotorPt; \
163     set [append pt0 $i] [ic_geo_cre_pnt ROTOR $pt0 [set "rotorPt$i"]] \
164 }
165 # Seal points
166 set strSealPt "SEALPT"
167 for {set i 1} {$i<$sealPt+1} {incr i} { \
168     set pt0 $strSealPt; \
169     set [append pt0 $i] [ic_geo_cre_pnt SEAL $pt0 [set "sealPt$i"]] \
170 }
171 # Downstream points
172 set strDownPt "DOWNPT"
173 for {set i 1} {$i<$downPt+1} {incr i} { \
174     set pt0 $strDownPt; \
175     set [append pt0 $i] [ic_geo_cre_pnt DOWN $pt0 [set "downPt$i"]] \
176 }
177 # Upstream points
178 set strUpPt "UPPT"
179 for {set i 1} {$i<$upPt+1} {incr i} { \
180     set pt0 $strUpPt; \
181     set [append pt0 $i] [ic_geo_cre_pnt UP $pt0 [set "upPt$i"]] \
182 }
183 #####
184 #
185 # CREATION OF LINES (SEAL CONTOUR)
186 #
187 #####
188 # Rotor lines
189 set strRotorCr "ROTORCR"

```

```

190 for {set i 1} {$i<$rotorPt} {incr i} { \
191     set ln0 $strRotorCr; \
192     set pt1 $strRotorPt; set pt2 $strRotorPt; \
193     set [append ln0 $i] [ic_geo_cre_line ROTOR $ln0 [append pt1 $i] \
194         [append pt2 [expr {$i+1}]]] \
195 }
196 # Seal lines
197 set strSealCr "SEALCR"
198 for {set i 1} {$i<$sealPt} {incr i} { \
199     set ln0 $strSealCr; \
200     set pt1 $strSealPt; set pt2 $strSealPt; \
201     set [append ln0 $i] [ic_geo_cre_line SEAL $ln0 [append pt1 $i] \
202         [append pt2 [expr {$i+1}]]] \
203 }
204 # Downstream lines
205 set DOWNCR1 [ic_geo_cre_line DOWN1 DOWNCR1 DOWNPT1 "SEALPT$sealPt"]
206 set DOWNCR2 [ic_geo_cre_line DOWN2 DOWNCR2 DOWNPT2 DOWNPT1]
207 # Upstream lines
208 set UPCR1 [ic_geo_cre_line UP UPCR1 SEALPT1 UPPT1]
209 set UPCR2 [ic_geo_cre_line UP UPCR2 UPPT1 UPPT2]
210 #####
211 #
212 # CREATION OF SURFACES
213 #
214 #####
215 # Upstream rotor surface (ROTOR1)
216 set strRotorSf "ROTORSF"
217 set ROTORSF1 [ic_geo_cre_srf_rev ROTOR1 ROTORSF1 ROTORCR1 {0 0 0} {1 0 0} \
218     0 360 c]
219 # Rotor surfaces (ROTOR2)
220 for {set i 2} {$i<$rotorPt-1} {incr i} { \
221     set sf0 $strRotorSf; \
222     set ln1 $strRotorCr; \
223     set [append sf0 $i] [ic_geo_cre_srf_rev ROTOR2 $sf0 [append ln1 $i] \
224         {0 0 0} {1 0 0} 0 360 c] \
225 }
226 # Downstream rotor surface (ROTOR3)
227 for {set i [expr {$rotorPt-1}]} {$i<$rotorPt} {incr i} { \
228     set sf0 $strRotorSf; \
229     set ln1 $strRotorCr; \
230     set [append sf0 $i] [ic_geo_cre_srf_rev ROTOR3 $sf0 [append ln1 $i] \
231         {0 0 0} {1 0 0} 0 360 c] \
232 }
233 # Seal surfaces (SEAL)
234 set strSealSf "SEALSF"
235 for {set i 1} {$i<$sealPt} {incr i} { \
236     set sf0 $strSealSf; \
237     set ln1 $strSealCr; \
238     set str3 "SEAL"; \
239     set [append sf0 $i] [ic_geo_cre_srf_rev "SEAL$i" [append sf0 $i] \
240         [append ln1 $i] {0 0 0} {1 0 0} 0 360 c] \
241 }
242 # Downstream surfaces (DOWN)
243 set DOWNSF1 [ic_geo_cre_srf_rev DOWN DOWNSF1 DOWNCR1 {0 0 0} {1 0 0} 0 360 c]
244 set DOWNSF2 [ic_geo_cre_srf_rev DOWN DOWNSF2 DOWNCR2 {0 0 0} {1 0 0} 0 360 c]
245 # Upstream surfaces (UP)
246 set UPSF1 [ic_geo_cre_srf_rev UP UPSF1 UPCR1 {0 0 0} {1 0 0} 0 360 c]
247 set UPSF2 [ic_geo_cre_srf_rev UP UPSF2 UPCR2 {0 0 0} {1 0 0} 0 360 c]
248 #####
249 #

```



```

250 # CREATION OF AUXILIARY CURVES (CIRCLES)
251 # FOR ASSOCIATION WITH BLOCK MODEL EDGES
252 #
253 #####
254 # AUX01
255 set strAux "AUX0"
256 set strCr "CR"
257 set N 1
258 set centreAx [expr {53.2 + $Ld}]
259 lappend centreAx [expr {53.2 + $Ld}]
260 set Radius $Rr
261 lappend Radius $Rd
262 set RadiusN [llength $Radius]
263 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
264 # AUX02
265 set N [expr {$N+1}]
266 set centreAx 53.2
267 lappend centreAx 53.2 53.2
268 set Radius $Rr
269 lappend Radius $Rs $Rd
270 lappend RadiusN [llength $Radius]
271 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
272 # AUX03
273 set N [expr {$N+1}]
274 set centreAx $Xh1
275 lappend centreAx $Xh1
276 set Radius $Rt12
277 lappend Radius $Rs
278 lappend RadiusN [llength $Radius]
279 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
280 # AUX04
281 set N [expr {$N+1}]
282 set centreAx [expr {$Xh1-$Lt2}]
283 lappend centreAx [expr {$Xh1-$Lt2}]
284 set Radius $Rr
285 lappend Radius $Rt11
286 lappend RadiusN [llength $Radius]
287 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
288 # AUX05
289 set N [expr {$N+1}]
290 set centreAx [expr {$Xh1-$Lt2-$Lt1}]
291 lappend centreAx [expr {$Xh1-$Lt2-$Lt1}]
292 set Radius $Rr
293 lappend Radius $Rt11
294 lappend RadiusN [llength $Radius]
295 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
296 # AUX06
297 set N [expr {$N+1}]
298 set centreAx [expr {$Xh1-2*$Lt2-$Lt1}]
299 lappend centreAx [expr {$Xh1-2*$Lt2-$Lt1}]
300 set Radius $Rt12
301 lappend Radius $Rs
302 lappend RadiusN [llength $Radius]
303 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
304 # AUX07
305 set N [expr {$N+1}]
306 set centreAx 37
307 lappend centreAx 37 37
308 set Radius $Rr
309 lappend Radius $Rst $Rs

```

```

310 lappend RadiusN [llength $Radius]
311 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
312 # AUX08
313 set N [expr {$N+1}]
314 set centreAx $Xh2
315 lappend centreAx $Xh2
316 set Radius $Rt22
317 lappend Radius $Rs
318 lappend RadiusN [llength $Radius]
319 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
320 # AUX09
321 set N [expr {$N+1}]
322 set centreAx [expr {$Xh2-$Lt2}]
323 lappend centreAx [expr {$Xh2-$Lt2}]
324 set Radius $Rst
325 lappend Radius $Rt21
326 lappend RadiusN [llength $Radius]
327 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
328 # AUX10
329 set strAux "AUX"
330 set N [expr {$N+1}]
331 set centreAx [expr {$Xh2-$Lt2-$Lt1}]
332 lappend centreAx [expr {$Xh2-$Lt2-$Lt1}]
333 set Radius $Rr
334 lappend Radius $Rt21
335 lappend RadiusN [llength $Radius]
336 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
337 # AUX11
338 set N [expr {$N+1}]
339 set centreAx [expr {$Xh2-2*$Lt2-$Lt1}]
340 lappend centreAx [expr {$Xh2-2*$Lt2-$Lt1}]
341 set Radius $Rt22
342 lappend Radius $Rs
343 lappend RadiusN [llength $Radius]
344 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
345 # AUX12
346 set N [expr {$N+1}]
347 set centreAx 31
348 lappend centreAx 31 31
349 set Radius $Rr
350 lappend Radius $Rst $Rs
351 lappend RadiusN [llength $Radius]
352 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
353 # AUX13
354 set N [expr {$N+1}]
355 set centreAx [expr {$Xb+4.50}]
356 lappend centreAx [expr {$Xb+4.50}] [expr {$Xb+4.50}] [expr {$Xb+4.50}]
357 set Radius $Rr
358 lappend Radius [expr {$Rr+$HT4}] [expr {$Rr+4.45}] $Rs
359 lappend RadiusN [llength $Radius]
360 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
361 # AUX14
362 set N [expr {$N+1}]
363 set centreAx [expr {$Xb+4.25}]
364 lappend centreAx [expr {$Xb+4.25}]
365 set Radius $Rr
366 lappend Radius [expr {$Rr+$HT4}]
367 lappend RadiusN [llength $Radius]
368 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
369 # AUX15

```

```

370 set N [expr {$N+1}]
371 set centreAx [expr {$Xb+2.75}]
372 lappend centreAx [expr {$Xb+2.75}]
373 set Radius [expr {$Rr+4.45}]
374 lappend Radius [expr {$Rr+$Lb}]
375 lappend RadiusN [llength $Radius]
376 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
377 # AUX16
378 set N [expr {$N+1}]
379 set centreAx [expr {$Xb+$BbDown}]
380 lappend centreAx [expr {$Xb+$BbDown}]
381 set Radius $Rr
382 lappend Radius [expr {$Rr+$Lb}]
383 lappend RadiusN [llength $Radius]
384 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
385 # AUX17
386 set N [expr {$N+1}]
387 set centreAx $Xb
388 lappend centreAx $Xb $Xb
389 set Radius $Rr
390 lappend Radius [expr {$Rr+$HT4}] [expr {$Rr+$Lb}]
391 lappend RadiusN [llength $Radius]
392 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
393 # AUX18
394 set N [expr {$N+1}]
395 set centreAx [expr {$Xb-0.25}]
396 lappend centreAx [expr {$Xb-0.25}]
397 set Radius $Rr
398 lappend Radius [expr {$Rr+$HT4}]
399 lappend RadiusN [llength $Radius]
400 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
401 # AUX19
402 set N [expr {$N+1}]
403 set centreAx [expr {$Xb-0.5157}]
404 lappend centreAx [expr {$Xb-0.5157}]
405 set Radius $Rr
406 lappend Radius [expr {$Rr+1.95}]
407 lappend RadiusN [llength $Radius]
408 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
409 # AUX20
410 set N [expr {$N+1}]
411 set centreAx [expr {$Xb-1.1771}]
412 lappend centreAx [expr {$Xb-1.1771}]
413 set Radius $Rr
414 lappend Radius [expr {$Rr+3.20}]
415 lappend RadiusN [llength $Radius]
416 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
417 # AUX21
418 set N [expr {$N+1}]
419 set centreAx [expr {$Xb-2.50}]
420 lappend centreAx [expr {$Xb-2.50}] [expr {$Xb-2.50}] [expr {$Xb-2.50}] \
421 [expr {$Xb-2.50}]
422 set Radius $Rr
423 lappend Radius [expr {$Rr+$HT4}] [expr {$Rr+1.95}] [expr {$Rr+3.70}] $Rs
424 lappend RadiusN [llength $Radius]
425 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
426 # AUX22
427 set N [expr {$N+1}]
428 set centreAx 0
429 lappend centreAx 0 0

```

```

430 set Radius $Rr
431 lappend Radius $Rs $Rd
432 lappend RadiusN [llength $Radius]
433 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
434 # AUX23
435 set N [expr {$N+1}]
436 set centreAx -$Ld
437 lappend centreAx -$Ld
438 set Radius $Rr
439 lappend Radius $Rd
440 lappend RadiusN [llength $Radius]
441 makeauxcurve $Radius $strAux $strCr $N $centreAx
442 #####
443 #
444 # SHIFTING ROTOR TO ECCENTRIC POSITION
445 #
446 #####
447 if { $ECCENTRICITY } { \
448   for {set i 1} {$i<$rotorPt+1} {incr i} { \
449     set pt $strRotorPt; \
450     ic_move_geometry point names [append pt $i] translate $vectorEcc \
451   }; \
452   for {set i 1} {$i<$rotorPt} {incr i} { \
453     set cr $strRotorCr; \
454     set sf $strRotorSf; \
455     ic_move_geometry curve names [append cr $i] translate $vectorEcc; \
456     ic_move_geometry surface names [append sf $i] translate $vectorEcc \
457   }; \
458   for {set i 1} {$i<=$N} {incr i} { \
459     if {$i<10} { \
460       set cr "AUX0"; \
461     } else { \
462       set cr "AUX"; \
463     }
464     ic_move_geometry curve names [append cr $i "CR1"] translate $vectorEcc \
465   }; \
466   set cr "AUX07"; \
467   ic_move_geometry curve names [append cr "CR2"] translate $vectorEcc; \
468   set cr "AUX12"; \
469   ic_move_geometry curve names [append cr "CR2"] translate $vectorEcc; \
470 }
471 #####
472 #
473 # CREATION OF INLET AND OUTLET SURFACES
474 #
475 #####
476 # Inlet surface
477 set INLETSF [ic_geo_create_surface_from_curves INLET INLETSF 1e-6 \
478   {AUX01CR1 AUX01CR2}]
479 # Outlet surface
480 set OUTLETSF [ic_geo_create_surface_from_curves OUTLET OUTLETSF 1e-6 \
481   [lappend ares "AUX${N}CR1" "AUX${N}CR2" ]]
482 # Bristle pack surfaces
483 set BRUSHSF1 [ic_geo_create_surface_from_curves BRUSH1 BRUSHSF1 1e-6 \
484   {AUX16CR1 AUX16CR2}]
485 set BRUSHSF2 [ic_geo_create_surface_from_curves BRUSH2 BRUSHSF2 1e-6 \
486   {AUX17CR1 AUX17CR2}]
487 #####
488 #
489 # CREATION OF MATERIAL POINTS

```

```

490 #
491 #####
492 ic_geo_create_volume $mPtSEAL_UP_B SEAL_UP_B SEAL_UP_B
493 ic_geo_set_part body SEAL_UP_B SEAL_UP_B 0
494 ic_geo_create_volume $mPtSEAL_DOWN_B SEAL_DOWN_B SEAL_DOWN_B
495 ic_geo_set_part body SEAL_DOWN_B SEAL_DOWN_B 0
496 ic_geo_create_volume $mPtBRUSH_B BRUSH_B BRUSH_B
497 ic_geo_set_part body BRUSH_B BRUSH_B 0
498 #####
499 #
500 # CREATION OF POINTS ON AUXILIARY CURVES
501 # FOR ASSOCIATION WITH BLOCK MODEL VERTICES
502 #
503 #####
504 set strPt "PT"
505 for {set k 1} {$k<=$N} {incr k} { \
506     if {$k<10} { \
507         set strAux "AUX0"; \
508     } else { \
509         set strAux "AUX"; \
510     }
511     for {set i 1} {$i<=[lindex $RadiusN [expr {$k-1}]]} {incr i} { \
512         for {set j 1} {$j<=4} {incr j} { \
513             set cr $strAux; set cr1 $strCr; set pt1 $strPt; \
514             set str1 $strAux; set str2 $strAux; \
515             set str3 [append str1 $k $cr1 $i]; \
516             lappend str3 [expr {0.125*(2*$j-1)}]; \
517             ic_point crv_par [append cr $k] [append str2 $k $pt1 $i $j] \
518                 $str3 \
519         } \
520     } \
521 }

```

# Приложение Г

## Пакет POLLS для автоматизированного расчёта щёточного уплотнения в OpenFOAM

### Г.1. Функция генерации параметров модели пористой среды

Листинг Г.1. pollsPorous.m

```
1 function pollsPorous(bb, d, N, phi, file_out)
2
3 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
4 %
5 % EXPRESSIONS
6 %
7 phi = phi * pi/180;
8
9 epsilon = 1 - ((pi * d^2 * N) / (4 * bb * cos(phi)));
10
11 C = (1 / epsilon^3) * ((1 - epsilon) / d)^2;
12 D = (1 / epsilon^3) * ((1 - epsilon) / d);
13
14 tau_Wu = 1/2 * (1 + 0.5 * (1 - epsilon)^0.5 + (1 - epsilon)^0.5 * ...
15           ((1 / (1 - epsilon)^0.5 - 1)^2 + 0.25)^0.5 / (1 - (1 - epsilon)^0.5));
16
17 beta_Wu = 1 / (1 - (1 - epsilon)^0.5);
18
19 a_n = 72 * tau_Wu * C;
20 a_s = a_n / 60;
21 b_n = 3 * tau_Wu / 4 * (3/2 + 1/beta_Wu^4 - 5/(2 * beta_Wu^2)) * D;
22 b_s = 0.0;
23 %
24 % END: EXPRESSIONS
25 %
26 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
27
28 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
29 %
30 % WRITE
31 %
32 fid = fopen(file_out, 'w');
33
34 fprintf(fid, 'FoamFile\n');
35 fprintf(fid, '{\n');
36 fprintf(fid, '    version      2.0;\n');
37 fprintf(fid, '    format        ascii;\n');
38 fprintf(fid, '    class         dictionary;\n');
39 fprintf(fid, '    location     "constant";\n');
40 fprintf(fid, '    object       porosityProperties;\n');
41 fprintf(fid, '}\n');
42 fprintf(fid, '\n');
43
```

```

44 fprintf(fid, 'porosity1\n');
45 fprintf(fid, '{\n');
46 fprintf(fid, '    type          DarcyForchheimer;\n');
47 fprintf(fid, '    active          yes;\n');
48 fprintf(fid, '    cellZone       B_BRUSH;\n');
49 fprintf(fid, '\n');
50 fprintf(fid, '    DarcyForchheimerCoeffs\n');
51 fprintf(fid, '    {\n');
52 fprintf(fid, '        d        d [0 -2 0 0 0 0] (%10.6e %10.6e %10.6e);\n' ,...
53         a_n,a_n,a_s);
54 fprintf(fid, '        f        f [0 -1 0 0 0 0] (%10.6e %10.6e %10.6e);\n' ,...
55         b_n,b_n,b_s);
56 fprintf(fid, '\n');
57 fprintf(fid, '    coordinateSystem\n');
58 fprintf(fid, '    {\n');
59 fprintf(fid, '        type      cartesian;\n');
60 fprintf(fid, '        origin    (0 0 0);\n');
61 fprintf(fid, '        coordinateRotation\n');
62 fprintf(fid, '        {\n');
63 fprintf(fid, '            type    axesRotation;\n');
64 fprintf(fid, '            e1      (0 %10.6f %10.6f);\n',sin(phi),cos(phi));
65 fprintf(fid, '            e2      (1 0 0);\n');
66 fprintf(fid, '        }\n');
67 fprintf(fid, '    }\n');
68 fprintf(fid, '}\n');
69 fprintf(fid, '}\n');
70
71 fclose(fid);
72 %
73 % END: WRITE
74 %
75 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
76
77 end

```

## Г.2. Скрипт генерации геометрии для blockMesh

Листинг Г.2. pollsGeom.m

```

1 function pollsGeom()
2
3 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
4 %
5 % INPUT
6 %
7 file_out = 'blockMeshDict';      % Output file with geometry
8 file_out2 = 'porosityProperties'; % Output file with porous medium model
9
10 Drotor = 391.447e-3;    % Rotor diameter (m)
11 Hfence = 1.5e-3;       % Backing plate radial clearance (m)
12 Lb = 9.25e-3;         % Bristle length (m)
13
14 Bb = 1.5910e-3;       % Actual bristle pack thickness (m)
15 Hb = 0.1422e-3;      % Actual bristle pack radial clearance (m)
16
17 Hstator = 3e-3;       % Seal cavity height (m)
18 Lt = 53.2e-3;        % Seal length (m)
19 Bbr = 3e-3;          % Brush seal thickness (m)
20 Bbp = 1.52e-3;       % Backing plate thickness (m)
21 Bfp = 1.52e-3;       % Front plate thickness (m)
22
23 angle = 1;           % 3D seal segment width (degree)
24
25 d = 70e-6;           % Wire diameter (m)
26 N = 240e3;          % Packing density (bristles/m circ.)
27 phi = 45;           % Lay angle (degree)
28 %
29 % END: INPUT
30 %
31 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
32
33 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
34 %
35 % POROSITY PROPERTIES
36 %

```



```

37 pollsPorous (Bb,d,N,phi , file_out2 );
38 %
39 % END: POROSITY PROPERTIES
40 %
41 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
42
43 %           37----31----25----19----13
44 %           /      /      /      /      /
45 %           / 24 / 19 / 14 / 9 /
46 %           /      /      /      /      /
47 %           36----30----24----18----12
48 %           /      /      /      /      /
49 %           / 23 / 18 / 13 / 8 /
50 %           /      /      /      /      /
51 % 45-----41   35----29----23----17----11       7-----3
52 % /           /           /           /           /           /
53 % / 29       /           / 22 / 17 / 12 / 7 /           / 2 /
54 % /           /           /           /           /           /
55 % 44-----40---34---28---22---16---10-----6-----2
56 % /           /           /           /           /           /
57 % / 28       / 26 / 21 / 16 / 11 / 6 / 4 /           / 1 /
58 % /           /           /           /           /           /
59 % 43-----39---33---27---21---15---9-----5-----1
60 % /           /           /           /           /           /
61 % / 27       / 25 / 20 / 15 / 10 / 5 / 3 /           / 0 /
62 % /           /           /           /           /           /
63 % 42-----38---32---26---20---14---8-----4-----0
64
65 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
66 %
67 % PARAMETERS
68 %
69 Npt = 46; pt = zeros(Npt,3); edges = zeros(Npt,3);
70
71 Dstator = Drotor + Hstator * 2; Dfence = Drotor + Hfence * 2;
72 %
73 % END: PARAMETERS
74 %
75 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
76

```

```

77 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
78 %
79 % X SECTIONS
80 %
81 Nxi = 9; xi = zeros(Nxi,1);
82
83 xi(1) = Lt; xi(2) = Lt - 30e-3 + Bfp; xi(3) = Lt - 30e-3; xi(4) = xi(3) - (Bbr - Bb) / 2; xi(5) = xi(3) - Bbr + Bb;
84 xi(6) = xi(3) - Bbr + Bb / 2; xi(7) = xi(3) - Bbr; xi(8) = xi(7) - Bbp; xi(9) = 0;
85 %
86 % END: X SECTIONS
87 %
88 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
89
90 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
91 %
92 % Y SECTIONS
93 %
94 Nyi = 6; yi = zeros(Nyi,1);
95
96 yi(1) = Drotor / 2;
97 if (Hb > 0.0)
98     yi(2) = Drotor / 2 + Hb;
99 else
100    yi(2) = (Drotor / 2 + Dfence / 2) / 2;
101 end
102 yi(3) = Dfence / 2; yi(4) = Dstator / 2; yi(5) = (Dstator / 2 + Drotor / 2 + Lb) / 2; yi(6) = Drotor / 2 + Lb;
103 %
104 % END: Y SECTIONS
105 %
106 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
107
108 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
109 %
110 % TOPOLOGY
111 %
112 Nxyi = [0 4 4 6 6 6 6 6 4 4];
113 %
114 % END: TOPOLOGY
115 %
116 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```

117 |
118 |%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
119 |%
120 |% VERTICES & EDGES
121 |%
122 |for i = 1:1:Nxi
123 |    for j = 1:1:Nxyi(i+1)
124 |        ip = sum(Nxyi(1:1:i)) + j;
125 |
126 |        pt(ip,1) = xi(i); pt(ip,2) = yi(j) * cos(angle / 2 * pi/180); pt(ip,3) = yi(j) * sin(angle / 2 * pi/180);
127 |
128 |        edges(ip,1) = xi(i) * 1000 ; edges(ip,2) = yi(j) * 1000;
129 |    end
130 |end
131 |
132 |pt_side1 = pt; pt_side2 = pt; pt_side2(:,3) = -pt(:,3);
133 |%
134 |% END: VERTICES & EDGES
135 |%
136 |%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
137 |
138 |%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
139 |%
140 |% WRITE
141 |%
142 |fid = fopen(file_out, 'w');
143 |
144 |fprintf(fid, 'FoamFile\n');
145 |fprintf(fid, '{\n');
146 |fprintf(fid, '    version    2.0;\n');
147 |fprintf(fid, '    format      ascii;\n');
148 |fprintf(fid, '    class       dictionary;\n');
149 |fprintf(fid, '    object      blockMeshDict;\n');
150 |fprintf(fid, '}\n');
151 |fprintf(fid, '\n');
152 |
153 |fprintf(fid, 'convertToMeters 0.001;\n');
154 |
155 |fprintf(fid, '//\tfile_out = '%s'\n', file_out);
156 |fprintf(fid, '//\tDrotor = %f; %% [m]\n', Drotor);

```

```

157 fprintf(fid , '///\tHfence = %f; %% [m]\n' , Hfence );
158 fprintf(fid , '///\tLb = %f; %% [m]\n' , Lb );
159 fprintf(fid , '///\tBb = %f; %% [m]\n' , Bb );
160 fprintf(fid , '///\tHb = %f; %% [m]\n' , Hb );
161 fprintf(fid , '///\tHstator = %f; %% [m]\n' , Hstator );
162 fprintf(fid , '///\tLt = %f; %% [m]\n' , Lt );
163 fprintf(fid , '///\tBbr = %f; %% [m]\n' , Bbr );
164 fprintf(fid , '///\tBbp = %f; %% [m]\n' , Bbp );
165 fprintf(fid , '///\tBfp = %f; %% [m]\n' , Bfp );
166 fprintf(fid , '///\tangle = %f; %% [degree]\n' , angle );
167 fprintf(fid , '\n' );
168
169 %
170 % Vertices
171 %
172 fprintf(fid , 'vertices\n' );
173 fprintf(fid , '\n' );
174 for i = 1:1:Npt
175     fprintf(fid , '      (%10.6f %10.6f %10.6f) // %i\n' , pt_side1(i , 1) , pt_side1(i , 2) , pt_side1(i , 3) , i - 1);
176 end
177 for i = 1:1:Npt
178     fprintf(fid , '      (%10.6f %10.6f %10.6f) // %i\n' , pt_side2(i , 1) , pt_side2(i , 2) , pt_side2(i , 3) , i - 1 + Npt );
179 end
180 fprintf(fid , '); \n' );
181 fprintf(fid , '\n' );
182
183 %
184 % Edges
185 %
186 fprintf(fid , 'edges\n' );
187 fprintf(fid , '\n' );
188 for i = 1:1:Npt
189     fprintf(fid , '      arc %i %i (%10.6f %10.6f %10.6f)\n' , i - 1 , i - 1 + Npt , edges(i , 1) , edges(i , 2) , edges(i , 3));
190 end
191 fprintf(fid , '); \n' );
192 fprintf(fid , '\n' );
193
194 %
195 % Blocks
196 %

```

```

197 fprintf(fid, 'nx0 58;\n');
198 fprintf(fid, 'nx3 12;\n');
199 fprintf(fid, '\n');
200 fprintf(fid, 'ny0 24;\n');
201 fprintf(fid, 'ny1 16;\n');
202 fprintf(fid, 'ny2 30;\n');
203 fprintf(fid, '\n');
204 fprintf(fid, 'nz0 3;\n');
205 fprintf(fid, '\n');
206 fprintf(fid, 'blocks\n');
207 fprintf(fid, '(\n');
208 fprintf(fid, ' hex (0 4 5 1 46 50 51 47) B_SEAL_UP ($nx0 $ny0 $nz0) edgeGrading (0.02 0.02 0.02 0.02 7 7 7 7 1 1 1 1) //0\n');
209 fprintf(fid, ' hex (1 5 6 2 47 51 52 48) B_SEAL_UP ($nx0 $ny1 $nz0) edgeGrading (0.02 0.02 0.02 0.02 1 0.14 0.14 1 1 1 1 1) //1\n');
210 fprintf(fid, ' hex (2 6 7 3 48 52 53 49) B_SEAL_UP ($nx0 $ny2 $nz0) edgeGrading (0.02 0.02 0.02 0.02 0.14 0.14 0.14 0.14 1 1 1 1) //2\n');
211 fprintf(fid, ' hex (4 8 9 5 50 54 55 51) B_SEAL_UP ($nx3 $ny0 $nz0) edgeGrading (1 1 1 1 7 7 7 7 1 1 1 1) //3\n');
212 fprintf(fid, ' hex (5 9 10 6 51 55 56 52) B_SEAL_UP ($nx3 $ny1 $nz0) edgeGrading (1 1 1 1 0.14 0.14 0.14 0.14 1 1 1 1) //4\n');
213 fprintf(fid, ' hex (8 14 15 9 54 60 61 55) B_SEAL_UP (12 $ny0 $nz0) edgeGrading (5 5 5 5 7 7 7 7 1 1 1 1) //5\n');
214 fprintf(fid, ' hex (9 15 16 10 55 61 62 56) B_SEAL_UP (12 $ny1 $nz0) edgeGrading (5 5 5 5 0.14 1 1 0.14 1 1 1 1) //6\n');
215 fprintf(fid, ' hex (10 16 17 11 56 62 63 57) B_SEAL_UP (12 $ny2 $nz0) edgeGrading (5 5 5 5 7 1 1 7 1 1 1 1) //7\n');
216 fprintf(fid, ' hex (11 17 18 12 57 63 64 58) B_SEAL_UP (12 16 $nz0) edgeGrading (5 5 5 5 1 1 1 1 1 1 1 1) //8\n');
217 fprintf(fid, ' hex (12 18 19 13 58 64 65 59) B_SEAL_UP (12 16 $nz0) edgeGrading (5 5 5 5 0.14 0.14 0.14 0.14 1 1 1 1) //9\n');
218 fprintf(fid, ' hex (14 20 21 15 60 66 67 61) B_SEAL_UP (12 $ny0 $nz0) edgeGrading (1 1 1 1 7 7 7 7 1 1 1 1) //10\n');
219 fprintf(fid, ' hex (15 21 22 16 61 67 68 62) B_SEAL_UP (12 $ny1 $nz0) edgeGrading (1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1) //11\n');
220 fprintf(fid, ' hex (16 22 23 17 62 68 69 63) B_SEAL_UP (12 $ny2 $nz0) edgeGrading (1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1) //12\n');
221 fprintf(fid, ' hex (17 23 24 18 63 69 70 64) B_SEAL_UP (12 16 $nz0) edgeGrading (1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1) //13\n');
222 fprintf(fid, ' hex (18 24 25 19 64 70 71 65) B_SEAL_UP (12 16 $nz0) edgeGrading (1 1 1 1 0.14 0.14 0.14 0.14 1 1 1 1) //14\n');
223 fprintf(fid, ' hex (20 26 27 21 66 72 73 67) B_SEAL_UP (12 $ny0 $nz0) edgeGrading (1 1 1 1 7 7 7 7 1 1 1 1) //15\n');
224 fprintf(fid, ' hex (21 27 28 22 67 73 74 68) B_BRUSH (12 $ny1 $nz0) edgeGrading (1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1) //16\n');
225 fprintf(fid, ' hex (22 28 29 23 68 74 75 69) B_BRUSH (12 $ny2 $nz0) edgeGrading (1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1) //17\n');
226 fprintf(fid, ' hex (23 29 30 24 69 75 76 70) B_BRUSH (12 16 $nz0) edgeGrading (1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1) //18\n');
227 fprintf(fid, ' hex (24 30 31 25 70 76 77 71) B_BRUSH (12 16 $nz0) edgeGrading (1 1 1 1 0.14 0.14 0.14 0.14 1 1 1 1) //19\n');
228 fprintf(fid, ' hex (26 32 33 27 72 78 79 73) B_SEAL_DOWN (12 $ny0 $nz0) simpleGrading (0.2 7 1) //20\n');
229 fprintf(fid, ' hex (27 33 34 28 73 79 80 74) B_BRUSH (12 $ny1 $nz0) simpleGrading (0.2 1 1) //21\n');
230 fprintf(fid, ' hex (28 34 35 29 74 80 81 75) B_BRUSH (12 $ny2 $nz0) simpleGrading (0.2 1 1) //22\n');
231 fprintf(fid, ' hex (29 35 36 30 75 81 82 76) B_BRUSH (12 16 $nz0) simpleGrading (0.2 1 1) //23\n');
232 fprintf(fid, ' hex (30 36 37 31 76 82 83 77) B_BRUSH (12 16 $nz0) edgeGrading (0.2 0.2 0.2 0.2 0.14 0.14 0.14 0.14 1 1 1 1) //24\n');
233 fprintf(fid, ' hex (32 38 39 33 78 84 85 79) B_SEAL_DOWN (18 $ny0 $nz0) simpleGrading (1 7 1) //25\n');
234 fprintf(fid, ' hex (33 39 40 34 79 85 86 80) B_SEAL_DOWN (18 $ny1 $nz0) simpleGrading (1 1 1) //26\n');
235 fprintf(fid, ' hex (38 42 43 39 84 88 89 85) B_SEAL_DOWN ($nx0 $ny0 $nz0) simpleGrading (32 7 1) //27\n');
236 fprintf(fid, ' hex (39 43 44 40 85 89 90 86) B_SEAL_DOWN ($nx0 $ny1 $nz0) simpleGrading (32 1 1) //28\n');

```

```

237 fprintf(fid, ' hex (40 44 45 41 86 90 91 87) B_SEAL_DOWN ($nx0 $ny2 $nz0) simpleGrading (32 0.14 1) //29\n');
238 fprintf(fid, ');\n');
239 fprintf(fid, '\n');
240 fprintf(fid, 'boundary\n');
241 fprintf(fid, '\n');
242 fprintf(fid, '    INLET\n');
243 fprintf(fid, '    {\n');
244 fprintf(fid, '        type patch;\n');
245 fprintf(fid, '        faces\n');
246 fprintf(fid, '        (\n');
247 fprintf(fid, '            (1 0 46 47)\n');
248 fprintf(fid, '            (2 1 47 48)\n');
249 fprintf(fid, '            (3 2 48 49)\n');
250 fprintf(fid, '        );\n');
251 fprintf(fid, '    }\n');
252 fprintf(fid, '    OUTLET\n');
253 fprintf(fid, '    {\n');
254 fprintf(fid, '        type patch;\n');
255 fprintf(fid, '        faces\n');
256 fprintf(fid, '        (\n');
257 fprintf(fid, '            (42 43 89 88)\n');
258 fprintf(fid, '            (43 44 90 89)\n');
259 fprintf(fid, '            (44 45 91 90)\n');
260 fprintf(fid, '        );\n');
261 fprintf(fid, '    }\n');
262 fprintf(fid, '    ROTOR\n');
263 fprintf(fid, '    {\n');
264 fprintf(fid, '        type wall;\n');
265 fprintf(fid, '        faces\n');
266 fprintf(fid, '        (\n');
267 fprintf(fid, '            (0 4 50 46)\n');
268 fprintf(fid, '            (4 8 54 50)\n');
269 fprintf(fid, '            (8 14 60 54)\n');
270 fprintf(fid, '            (14 20 66 60)\n');
271 fprintf(fid, '            (20 26 72 66)\n');
272 fprintf(fid, '            (26 32 78 72)\n');
273 fprintf(fid, '            (32 38 84 78)\n');
274 fprintf(fid, '            (38 42 88 84)\n');
275 fprintf(fid, '        );\n');
276 fprintf(fid, '    }\n');

```

```

277 fprintf(fid , ' STATOR\n' );
278 fprintf(fid , ' {\n' );
279 fprintf(fid , '     type wall;\n' );
280 fprintf(fid , '     faces\n' );
281 fprintf(fid , '     (\n' );
282 fprintf(fid , '         (7 3 49 53)\n' );
283 fprintf(fid , '         (6 7 53 52)\n' );
284 fprintf(fid , '         (10 6 52 56)\n' );
285 fprintf(fid , '         (11 10 56 57)\n' );
286 fprintf(fid , '         (12 11 57 58)\n' );
287 fprintf(fid , '         (13 12 58 59)\n' );
288 fprintf(fid , '         (19 13 59 65)\n' );
289 fprintf(fid , '         (25 19 65 71)\n' );
290 fprintf(fid , '         (31 25 71 77)\n' );
291 fprintf(fid , '         (37 31 77 83)\n' );
292 fprintf(fid , '         (36 37 83 82)\n' );
293 fprintf(fid , '         (35 36 82 81)\n' );
294 fprintf(fid , '         (34 35 81 80)\n' );
295 fprintf(fid , '         (40 34 80 86)\n' );
296 fprintf(fid , '         (41 40 86 87)\n' );
297 fprintf(fid , '         (45 41 87 91)\n' );
298 fprintf(fid , '     );\n' );
299 fprintf(fid , ' }\n' );
300 fprintf(fid , ' SYM1\n' );
301 fprintf(fid , ' {\n' );
302 fprintf(fid , '     type                cyclicAMI;\n' );
303 fprintf(fid , '     matchTolerance      0.0001;\n' );
304 fprintf(fid , '     transform            rotational;\n' );
305 fprintf(fid , '     rotationAxis        (1 0 0);\n' );
306 fprintf(fid , '     rotationCentre      (0 0 0);\n' );
307 fprintf(fid , '     neighbourPatch      SYM2;\n' );
308 fprintf(fid , '     faces\n' );
309 fprintf(fid , '     (\n' );
310 fprintf(fid , '         (0 1 5 4)\n' );
311 fprintf(fid , '         (1 2 6 5)\n' );
312 fprintf(fid , '         (2 3 7 6)\n' );
313 fprintf(fid , '         (4 5 9 8)\n' );
314 fprintf(fid , '         (5 6 10 9)\n' );
315 fprintf(fid , '         (8 9 15 14)\n' );
316 fprintf(fid , '         (9 10 16 15)\n' );

```

```

317 fprintf(fid , '      (10 11 17 16)\n');
318 fprintf(fid , '      (11 12 18 17)\n');
319 fprintf(fid , '      (12 13 19 18)\n');
320 fprintf(fid , '      (14 15 21 20)\n');
321 fprintf(fid , '      (15 16 22 21)\n');
322 fprintf(fid , '      (16 17 23 22)\n');
323 fprintf(fid , '      (17 18 24 23)\n');
324 fprintf(fid , '      (18 19 25 24)\n');
325 fprintf(fid , '      (20 21 27 26)\n');
326 fprintf(fid , '      (21 22 28 27)\n');
327 fprintf(fid , '      (22 23 29 28)\n');
328 fprintf(fid , '      (23 24 30 29)\n');
329 fprintf(fid , '      (24 25 31 30)\n');
330 fprintf(fid , '      (26 27 33 32)\n');
331 fprintf(fid , '      (27 28 34 33)\n');
332 fprintf(fid , '      (28 29 35 34)\n');
333 fprintf(fid , '      (29 30 36 35)\n');
334 fprintf(fid , '      (30 31 37 36)\n');
335 fprintf(fid , '      (32 33 39 38)\n');
336 fprintf(fid , '      (33 34 40 39)\n');
337 fprintf(fid , '      (38 39 43 42)\n');
338 fprintf(fid , '      (39 40 44 43)\n');
339 fprintf(fid , '      (40 41 45 44)\n');
340 fprintf(fid , '      );\n');
341 fprintf(fid , '    }\n');
342 fprintf(fid , '    SYM2\n');
343 fprintf(fid , '    {\n');
344 fprintf(fid , '      type          cyclicAMI;\n');
345 fprintf(fid , '      matchTolerance 0.0001;\n');
346 fprintf(fid , '      transform      rotational;\n');
347 fprintf(fid , '      rotationAxis   (1 0 0);\n');
348 fprintf(fid , '      rotationCentre (0 0 0);\n');
349 fprintf(fid , '      neighbourPatch SYM1;\n');
350 fprintf(fid , '      faces\n');
351 fprintf(fid , '      (\n');
352 fprintf(fid , '        (46 47 51 50)\n');
353 fprintf(fid , '        (47 48 52 51)\n');
354 fprintf(fid , '        (48 49 53 52)\n');
355 fprintf(fid , '        (50 51 55 54)\n');
356 fprintf(fid , '        (51 52 56 55)\n');

```



```

357 fprintf(fid , '          (54  55  61  60)\n');
358 fprintf(fid , '          (55  56  62  61)\n');
359 fprintf(fid , '          (56  57  63  62)\n');
360 fprintf(fid , '          (57  58  64  63)\n');
361 fprintf(fid , '          (58  59  65  64)\n');
362 fprintf(fid , '          (60  61  67  66)\n');
363 fprintf(fid , '          (61  62  68  67)\n');
364 fprintf(fid , '          (62  63  69  68)\n');
365 fprintf(fid , '          (63  64  70  69)\n');
366 fprintf(fid , '          (64  65  71  70)\n');
367 fprintf(fid , '          (66  67  73  72)\n');
368 fprintf(fid , '          (67  68  74  73)\n');
369 fprintf(fid , '          (68  69  75  74)\n');
370 fprintf(fid , '          (69  70  76  75)\n');
371 fprintf(fid , '          (70  71  77  76)\n');
372 fprintf(fid , '          (72  73  79  78)\n');
373 fprintf(fid , '          (73  74  80  79)\n');
374 fprintf(fid , '          (74  75  81  80)\n');
375 fprintf(fid , '          (75  76  82  81)\n');
376 fprintf(fid , '          (76  77  83  82)\n');
377 fprintf(fid , '          (78  79  85  84)\n');
378 fprintf(fid , '          (79  80  86  85)\n');
379 fprintf(fid , '          (84  85  89  88)\n');
380 fprintf(fid , '          (85  86  90  89)\n');
381 fprintf(fid , '          (86  87  91  90)\n');
382 fprintf(fid , '          );\n');
383 fprintf(fid , '      }\n');
384 fprintf(fid , ');\n');
385 fprintf(fid , '\n');
386 fprintf(fid , 'mergePatchPairs\n');
387 fprintf(fid , '(\n');
388 fprintf(fid , ');\n');
389
390 fclose(fid);
391 %
392 % END: WRITE
393 %
394 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
395
396 end

```

### Г.3. Файлы пакета в каталоге system

Листинг Г.3. controlDict

```
1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
5     class        dictionary;
6     location     "system";
7     object       controlDict;
8 }
9
10 application     rhoPorousSimpleFoam;
11
12 startFrom       latestTime;
13
14 startTime       0;
15
16 stopAt          endTime;
17
18 endTime         10000;
19
20 deltaT          1;
21
22 writeControl    adjustableRunTime;
23
24 writeInterval   2000;
25
26 purgeWrite      0;
27
28 writeFormat     ascii;
29
30 writePrecision  6;
31
32 writeCompression  uncompressed;
33
34 timeFormat      general;
35
36 timePrecision   6;
37
38 graphFormat     raw;
39
40 runTimeModifiable  yes;
```

Листинг Г.4. fvSchemes

```
1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
5     class        dictionary;
6     location     "system";
7     object       fvSchemes;
8 }
9
10 ddtSchemes
11 {
```

```

12     default          steadyState;
13 }
14
15 gradSchemes
16 {
17     default          Gauss linear;
18 }
19
20 divSchemes
21 {
22     default          bounded Gauss upwind;
23     div(phi,U)      bounded Gauss upwind;
24     div((muEff*dev2(T(grad(U)))) Gauss linear;
25     div(phi,e)      bounded Gauss upwind;
26     div(phi,epsilon) bounded Gauss upwind;
27     div(phi,k)      bounded Gauss upwind;
28     div(phi,Ekp)    bounded Gauss upwind;
29 }
30
31 laplacianSchemes
32 {
33     default          Gauss linear corrected;
34     laplacian(muEff,U) Gauss linear corrected;
35     laplacian(alphaEff,e) Gauss linear corrected;
36     laplacian((rho*rAU),p) Gauss linear corrected;
37     laplacian(DepsilonEff,epsilon) Gauss linear corrected;
38     laplacian(DkEff,k) Gauss linear corrected;
39     laplacian(1,p) Gauss linear corrected;
40 }
41
42 interpolationSchemes
43 {
44     default          linear;
45 }
46
47 snGradSchemes
48 {
49     default          corrected;
50 }
51
52 fluxRequired
53 {
54     default          no;
55     p                ;
56 }

```

### Листинг Г.5. fvSolution

```

1 FoamFile
2 {
3     version          2.0;
4     format           ascii;
5     class            dictionary;
6     location         "system";
7     object           fvSolution;
8 }
9
10 solvers
11 {

```

```

12 p
13 {
14     solver          GAMG;
15     tolerance       1e-08;
16     relTol          0.05;
17     smoother        GaussSeidel;
18     cacheAgglomeration on;
19     nCellsInCoarsestLevel 20;
20     agglomerator    faceAreaPair;
21     mergeLevels     1;
22 }
23
24 U
25 {
26     solver          smoothSolver;
27     smoother        GaussSeidel;
28     nSweeps         2;
29     tolerance       1e-06;
30     relTol          0.1;
31 }
32
33 e
34 {
35     solver          smoothSolver;
36     smoother        symGaussSeidel;
37     tolerance       1e-06;
38     relTol          0.1;
39 }
40
41 "(k|omega)"
42 {
43     $U;
44     tolerance       1e-07;
45     relTol          0.1;
46 }
47 }
48
49 SIMPLE
50 {
51     nNonOrthogonalCorrectors          0;
52
53     residualControl
54     {
55         p          1e-3;
56         U          1e-5;
57         e          1e-4;
58
59         "(k|omega)" 1e-3;
60     }
61 }
62
63 relaxationFactors
64 {
65     fields
66     {
67         p          0.3;
68         rho        0.03;
69     }
70     equations
71     {

```

```
72     U           0.7;  
73     "(k|omega)" 0.7;  
74     e           0.5;  
75 }  
76 }
```

## Г.4. Файлы пакета в каталоге constant

Листинг Г.6. RASProperties

```
1 FoamFile  
2 {  
3     version      2.0;  
4     format       ascii;  
5     class        dictionary;  
6     location     "constant";  
7     object       RASProperties;  
8 }  
9  
10 RASModel        kOmegaSST;  
11  
12 turbulence      on;  
13  
14 printCoeffs    on;
```

Листинг Г.7. thermophysicalProperties

```
1 FoamFile  
2 {  
3     version      2.0;  
4     format       ascii;  
5     class        dictionary;  
6     location     "constant";  
7     object       thermophysicalProperties;  
8 }  
9  
10 thermoType  
11 {  
12     type          heRhoThermo;  
13     mixture       pureMixture;  
14     transport     const;  
15     thermo        hConst;  
16     equationOfState perfectGas;  
17     specie        specie;  
18     energy        sensibleInternalEnergy;  
19 }  
20  
21 mixture  
22 {  
23     specie  
24     {  
25         nMoles      1;  
26         molWeight   28.9;  
27     }  
28     thermodynamics
```

```
29 {
30     Cp      1007;
31     Hf      0;
32 }
33 transport
34 {
35     mu      1.8e-05;
36     Pr      0.7;
37     As      1.4792e-06;
38     Ts      116;
39 }
40 }
```

## Г.5. Файлы пакета в каталоге 0

### Листинг Г.8. alphas

```
1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
5     class        volScalarField;
6     location     "0";
7     object       alphas;
8 }
9
10 dimensions     [1 -1 -1 0 0 0 0];
11
12 internalField  uniform 0;
13
14 boundaryField
15 {
16     "(INLET|OUTLET)"
17     {
18         type          calculated;
19         value         uniform 0;
20     }
21     "(ROTOR|STATOR)"
22     {
23         type          compressible :: alphasWallFunction;
24         Prt           0.85;
25         value         uniform 0;
26     }
27     "(SYM1|SYM2)"
28     {
29         type          cyclicAMI;
30     }
31 }
```

### Листинг Г.9. k

```
1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
```

```

5     class      volScalarField;
6     location   "0";
7     object     k;
8 }
9
10    dimensions [0 2 -2 0 0 0 0];
11
12    internalField uniform 100;
13
14    boundaryField
15    {
16        INLET
17        {
18            type      turbulentIntensityKineticEnergyInlet;
19            intensity 0.05;
20            value     uniform 100;
21        }
22        OUTLET
23        {
24            type      inletOutlet;
25            value     uniform 100;
26            inletValue uniform 100;
27        }
28        "(ROTOR|STATOR)"
29        {
30            type      compressible::kqRWallFunction;
31            value     uniform 100;
32        }
33        "(SYM1|SYM2)"
34        {
35            type      cyclicAMI;
36        }
37    }

```

### Листинг Г.10. mut

```

1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
5     class        volScalarField;
6     location     "0";
7     object       mut;
8 }
9
10    dimensions [1 -1 -1 0 0 0 0];
11
12    internalField uniform 0;
13
14    boundaryField
15    {
16        "(INLET|OUTLET)"
17        {
18            type      calculated;
19            value     uniform 0;
20        }
21        "(ROTOR|STATOR)"
22        {
23            type      mutkWallFunction;

```

```

24     Cmu          0.09;
25     kappa        0.41;
26     E            9.8;
27     value        uniform 0;
28   }
29   "(SYM1|SYM2)"
30   {
31     type          cyclicAMI;
32   }
33 }

```

### Листинг Г.11. omega

```

1 FoamFile
2 {
3   version        2.0;
4   format          ascii;
5   class          volScalarField;
6   location        "0";
7   object          omega;
8 }
9
10 dimensions      [0 0 -1 0 0 0 0];
11
12 internalField    uniform 3.0e+04;
13
14 boundaryField
15 {
16   INLET
17   {
18     type          compressible::turbulentMixingLengthDissipationRateInlet;
19     mixingLength  0.005;
20     phi           phi;
21     k             k;
22     value         uniform 2.0e+03;
23   }
24   OUTLET
25   {
26     type          inletOutlet;
27     inletValue    uniform 3.0e+04;
28     value         $internalField;
29   }
30   "(ROTOR|STATOR)"
31   {
32     type          compressible::omegaWallFunction;
33     Cmu           0.09;
34     kappa         0.41;
35     E             9.8;
36     beta1         0.075;
37     value         uniform 1.0e+07;
38   }
39   "(SYM1|SYM2)"
40   {
41     type          cyclicAMI;
42     value         $internalField;
43   }
44 }

```



Листинг Г.12. p

```

1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
5     class        volScalarField;
6     object       p;
7 }
8
9 dimensions      [1 -1 -2 0 0 0 0];
10
11 internalField   uniform 1.0134e5;
12
13 boundaryField
14 {
15     INLET
16     {
17         type      totalPressure;
18         p0        uniform 202680;
19         value     uniform 202680;
20         U         U;
21         phi       phi;
22         rho       rho;
23         psi       none;
24         gamma     1.4;
25     }
26     OUTLET
27     {
28         type      fixedValue;
29         value     uniform 1.0134e5;
30     }
31     "(ROTOR|STATOR)"
32     {
33         type      zeroGradient;
34     }
35     "(SYM1|SYM2)"
36     {
37         type      cyclicAMI;
38         value     $internalField;
39     }
40 }

```

Листинг Г.13. T

```

1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
5     class        volScalarField;
6     object       T;
7 }
8
9 dimensions      [0 0 0 1 0 0 0];
10
11 internalField   uniform 293;
12
13 boundaryField
14 {
15     INLET

```

```

16 {
17     type          fixedValue;
18     value         uniform 293;
19 }
20 "(ROTOR|STATOR|OUTLET)"
21 {
22     type          zeroGradient;
23 }
24 "(SYM1|SYM2)"
25 {
26     type          cyclicAMI;
27 }
28 }

```

### Листинг Г.14. U

```

1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
5     class        volVectorField;
6     object       U;
7 }
8
9 dimensions      [0 1 -1 0 0 0 0];
10
11 internalField   uniform (0 0 0);
12
13 boundaryField
14 {
15     INLET
16     {
17         type          pressureDirectedInletOutletVelocity;
18         value         uniform (0 0 0);
19         inletDirection uniform (-1 0 0);
20     }
21     OUTLET
22     {
23         type          pressureInletOutletVelocity;
24         value         uniform (0 0 0);
25     }
26     "(ROTOR|STATOR)"
27     {
28         type          fixedValue;
29         value         uniform (0 0 0);
30     }
31     "(SYM1|SYM2)"
32     {
33         type          cyclicAMI;
34         value         $internalField;
35     }
36 }

```