

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Пермский национальный исследовательский политехнический  
университет»

*На правах рукописи*

Саженов Николай Алексеевич

**РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ  
ДЕМПФИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН  
ДЕМПФЕРАМИ СУХОГО ТРЕНИЯ**

05.04.12 - Турбомашины и комбинированные турбоустановки.

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
д.т.н., профессор, Нихамкин М.Ш.

Пермь - 2017 г.

## ВВЕДЕНИЕ

1. Состояние проблемы вибрационной надежности энергетических и транспортных турбомашин и пути её решения.....	11
1.1. Вибрационная надежность энергетических и транспортных турбомашин.....	11
1.2. Источники вибраций и причины поломки рабочих лопаток газовых турбин.....	20
1.3. Общая характеристика методов демпфирования рабочих лопаток энергетических и транспортных турбомашин.....	24
1.4. Методы экспериментального исследования эффективности демпферов сухого трения и математического моделирования процессов взаимодействия демпферов сухого трения и рабочих лопаток турбин.....	31
1.5. Методы редукции численных моделей на базе субструктур и численной линеаризации контактов.....	47
1.5.1 Методы редукции численных моделей на базе субструктур.....	47
1.5.2 Методы численной линеаризации контактов.....	55
1.6. Выводы.....	61
2. Разработка методов экспериментальной оценки эффективности демпфирования модельных рабочих лопаток турбин с помощью демпферов сухого трения.....	62
2.1. Постановка задачи экспериментального определения эффективности демпфирования модельных рабочих лопаток турбин с помощью демпферов сухого трения.....	61
2.2. Критерии оценки эффективности демпфирования с помощью демпферов сухого трения.....	64
2.3. Методика оценки эффективности демпфирования с помощью демпферов сухого трения на примере модельных рабочих лопаток турбины.....	66
2.4. Методика и результаты экспериментального определения основных свойств пары сухого трения.....	73
2.5. Результаты экспериментальной оценки эффективности демпферов сухого трения на примере модельных лопаток турбины.....	80
2.6. Выводы.....	88

3. Методика расчетной оценки эффективности демпфирования модельных рабочих лопаток турбины демпферами сухого трения.....	90
3.1. Общая постановка задачи расчетной оценки эффективности демпфирования.....	90
3.2. Математическая постановка задачи расчетной оценки эффективности демпфирования.....	94
3.3. Результаты численного моделирования и верификация математической модели.....	101
3.4. Выводы.....	114
4. Применение экспериментальной методики для оценки эффективности демпфирования рабочих лопаток турбины газотурбинной установки ГТУ-12ПГ-2 демпферами сухого трения.....	116
4.1. Методика и результаты оценки эффективности демпферов сухого трения рабочих лопаток турбины высокого давления газотурбинной установки ГТУ-12ПГ-2.....	117
4.2. Результаты экспериментального исследования характеристик демпфирования методом лазерной виброметрии.....	123
4.3. Выводы.....	128
5. Разработка рабочего колеса турбомшины с адаптивным демпфером сухого трения для лопаток турбин.....	129
5.1. Конструкция рабочего колеса турбомшины и адаптивного демпфера сухого трения.....	129
5.2. Расчетный анализ эффективности демпфирования с помощью адаптивного демпфера.....	134
5.3. Выводы.....	138
6. Методика выбора параметров демпфера сухого трения на стадии проектирования.....	139
7. Заключение.....	142
8. Список литературы.....	145

## ВВЕДЕНИЕ

Благодаря постоянному развитию газотранспортной системы и относительно низким тарифам на природный газ в России сложился динамично развивающийся и многообразный рынок газоперекачивающего и энергогенерирующего газотурбинного оборудования [1]. Одним из достаточно освоенных сегментов этого рынка является класс отечественных газотурбинных установок, которые создают путем конвертации авиационных двигателей летательных аппаратов. Примерами подобного оборудования могут служить высокоэффективные газотурбинные установки от 2,5 до 25 МВт, разработанные в АО «ОДК-Авиадвигатель» на базе двухконтурных авиадвигателей Д-30 и ПС-90А, а также газовые турбины мощностью 6...26,5 МВт ПАО «Кузнецов», созданные на базе турбовинтовых двигателей НК-12, двухконтурных двигателей НК-8 и НК-32.

По данным специализированных изданий общее количество всех типов стационарных и конвертируемых энергетических газотурбинных агрегатов единичной мощности до 32 МВт, введенных на территории России, составляет около 1000 штук, а их суммарная электрическая мощность превышает 8 ГВт [121]. Доля агрегатов зарубежного производства на этом рынке составляет 45%. Лидерами среди них являются Solar Turbines, Siemens, General Electric с классами мощности 5...8 МВт; 15...20 МВт; 21...33 МВт соответственно, которые создают серьёзную конкуренцию отечественным производителям.

Однако, несмотря на высокие темпы ввода в эксплуатацию современных газовых турбин, совершенствование методов диагностики турбомашин в целом, в эксплуатации продолжают наблюдаться отказы основных и особо ответственных деталей газовых и паровых турбин вследствие воздействия вибраций и усталостных разрушений [105].

Для уменьшения вибронапряжений дисков, валов, лопаток в конструкциях турбомашин предусматривают демпфирующие устройства, к которым относят бандажные полки, ленты и проволоки, упруго демпферные опоры, покрытия из виброгасящих материалов, иные конструктивно-технологические мероприятия [93].

Для уменьшения резонансных напряжений рабочих лопаток турбомашин в зарубежной и отечественной практике двигателестроения наибольшее распространение получили демпферы сухого трения (фрикционные демпферы). Принцип действия таких демпферов заключается в рассеивании энергии вибраций преобразованием в работу сил трения, совершаемую

колеблющимися друг относительно друга контактными поверхностями демпфера и лопатки.

Патентная и публикационная активность последних лет показывает, что хотя снижение вибронапряжений лопаток турбомашин с помощью демпферов сухого трения было реализовано еще в 60-тых годах прошлого столетия, этот метод продолжает и сейчас являться в мире эффективным направлением сопротивляемости вибрациям вновь проектируемых лопаток.

Основными факторами, влияющими на эффективность демпфера, являются его масса и геометрические параметры, варьируя которыми можно добиваться изменения конфигурации контакта (площади трения), влияющей на совершаемую в процессе совместных колебаний работу рассеивания. Однако многовариантная оценка эффективности демпферов путем проведения полномасштабных стендовых испытаний на натурных турбоагрегатах требует значительных финансовых расходов и больших временных затрат. Это обусловило необходимость обратиться в настоящем исследовании к созданию существенно менее затратных по своей трудоёмкости и стоимости методам, основанных на математическом моделировании и научном лабораторном эксперименте.

#### **Актуальность темы исследования.**

Математическое моделирование нестационарного контактного взаимодействия рабочих лопаток и демпферов сухого трения сводится к решению динамической нелинейной задачи механики деформируемого твердого тела. Непосредственное ее решение может быть проведено численно методом конечных элементов, но в свою очередь это требует значительных вычислительных мощностей и времени расчетов. С точки зрения современной практики проектирования высокоресурсных турбомашин **актуальной является разработка** низко затратной вычислительной методики, которая бы позволила осуществлять оперативное проведение крупной серий расчетов для сравнительного анализа эффективности различных типов демпферов.

Лабораторные эксперименты по моделированию колебаний лопаток с максимальным воспроизведением действующих динамических нагрузок, включая центробежные силы, дают возможность получения достоверных экспериментальных данных о зависимостях эффективности демпфирования для верификации моделей. Также в лабораторном опыте появляется возможность идентификации особенностей поведения демпферов, а также оценки контактных характеристик (коэффициента трения, жесткости контакта) на основе новейших методов и средств измерения, что затруднено в условиях испытаний на полноразмерном двигателе.

Таким образом, экспериментальная оценка и математическое моделирование эффективности демпферов позволяет в конечном итоге на системной основе осуществить внедрение максимально эффективной конструкции демпфера, выявить возможные технические риски его применения еще на этапе проектирования, **что является актуальной и востребованной технологией конструирования.**

### **Степень разработанности темы исследования.**

Существенный вклад в решение теоретических проблем, вопросов экспериментального, математического моделирования взаимодействия рабочих лопаток турбомашин и демпферов сухого трения, а также в разработку конструктивных схем демпфирования колебаний лопаток внесли Ножницкий Ю.А., Шорр Б.Ф., Темис Ю.М., Серебряков Н.Н., Морозов М.А., Стадников А.Н., (ЦИАМ, МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва), Кузнецов Н.Д., Цейтлин В.И., В.И., Киселев Ю.В., Фролов В.А. (КуаИ-«СНИУ» им С.П. Королева, г. Самара), Капралов В.М. (СПбГПУ, г. Санкт-Петербург), Репецкий О.В. (ИрГАУ, г. Иркутск), Нихамкин М.Ш. (АО «ОДК-Авиадвигатель» - ПНИПУ, г. Пермь), Зиньковский А.П. (Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, г. Киев), Petrov E., Ewins D. (Имперский Колледж Лондона, г. Лондон), Zucca S., Gola M, Frittone S-M. (Политехнический университет Турина, г. Турин), Panning L., Porp K. (Университет Лейбница, г. Ганновер), Фан Ван Туан (Вьетнам) и другие.

Приведенные в работах [54, 60, 63, 118] экспериментальные методики моделирования взаимодействия рабочих лопаток турбин и подполочных демпферов применялись для получения характеристик демпфирования в диапазоне амплитуд вибраций лопаток от  $10^{-7}$  до  $10^{-4}$  м. Интерес представляет расширение данного диапазона амплитуд колебаний.

В опубликованных материалах исследований недостаточное внимание уделено разработке низкочастотных математических методик для решения прикладных задач многовариантного инженерного выбора и оценки эффективности конструкций демпферов лопаток турбин. В работах [79, 80, 92] показано, что для верификации и настройки математических методик, необходимо расширение базы знаний о коэффициентах трения, тангенциальных жесткостях контакта пар материалов, работающих в условиях высокочастотного контактного взаимодействия.

**Объектом исследования** настоящей работы является охлаждаемая рабочая лопатка турбины и подполочный демпфер сухого трения.

**Предмет исследования** - численное и экспериментальное моделирование контактного взаимодействия рабочих лопаток турбин с подполочными демпферами сухого трения.

**Цель работы** заключается в разработке расчетно-экспериментальной методики, позволяющей выполнять экспериментальную идентификацию свойств демпфера сухого трения для условий и центробежных нагрузок, соответствующих основным режимам газотурбинной установки, а также осуществлять многовариантный выбор геометрических и массовых характеристик демпфера на основе численного моделирования и оперативного расчета амплитуды колебаний рабочей лопатки.

**Для достижения поставленной цели решаются следующие основные задачи:**

- Исследование существующих способов демпфирования лопаток турбомашин демпферами сухого трения, рассмотрение применяемых математических моделей и экспериментальных методов для исследования контактного взаимодействия лопаток турбины и демпфера.
- Разработка лабораторной испытательной установки и методики экспериментального моделирования демпфирования рабочих лопаток турбин демпферами сухого трения. Определение эффективности демпфирования с учетом изменяющейся центробежной нагрузки, действующей на демпфер.
- Проведение экспериментального исследования процессов сухого трения в условиях, характерных для работы демпферов в турбинах ГТУ. Определение характеристик основных свойств пар сухого трения, необходимых для настройки математических моделей трения.
- Разработка математической модели нестационарного динамического контактного взаимодействия рабочих лопаток турбины и демпфера сухого трения в процессе вынужденных резонансных колебаний.
- Верификация разработанной математической модели на основе полученных экспериментальных данных.
- Разработка методики выбора геометрических, массовых характеристик демпфера сухого трения на стадии проектирования.
- Апробация методики экспериментального моделирования демпфирования рабочих лопаток для оценки демпфирующей способности демпферов рабочих лопаток, используемых в серийно эксплуатируемой турбине высокого давления (на примере газотурбинной установки ГТУ-12П). Разработка конструкции демпфера лопатки турбины для снижения

вибронапряжений на всех основных эксплуатационных и целевых режимах работы турбомашин.

**Методология диссертационного исследования** базируется на применении известных подходов теории модального анализа, экспериментального метода сканирующей лазерной виброметрии, алгоритмов спектрального анализа сигналов. Численное моделирование основывалось на применении теории механики деформируемого твёрдого тела, метода конечных элементов, методов редукции численных моделей, а также использования сертифицированного программного обеспечения ANSYS.

**Научная новизна** исследования состоит в следующем:

1. В рамках известных подходов к экспериментальному моделированию разработана экспериментальная методика, позволяющая получать зависимости эффективности демпфирования лопаток турбин от величины, действующей на демпфер центробежной нагрузки; воспроизводить динамические нагрузки, действующие на лопатки турбин, осуществлять контроль перемещений, фаз колебания, определять собственные формы, частоты и декременты колебаний лопаток турбины с демпферами сухого трения.

2. Реализован подход к конечно-элементному моделированию нестационарного динамического контактного взаимодействия рабочей лопатки турбины и демпфера сухого трения с применением редукции модели делением на субструктуры алгоритмами Крейга-Бэмптона, Гуана (в 3-D нелинейной постановке), что позволило снизить время расчета на 60-80%.

3. Получены контактные характеристики (коэффициент трения, тангенциальная жесткость контакта) для пар материалов, применяемых в современных газотурбинных установках, - «жаропрочный сплав на основе никеля – жаропрочный сплав на основе никеля» и «жаропрочный сплав на основе никеля – нержавеющая сталь» в диапазоне частот 300...500 Гц и диапазоне величин нормальных нагрузок 50 ... 200 Н.

4. Предложен параметр для количественной оценки эффективности демпфирования лопаток турбин, отражающий величину изменения вибронапряжений в рабочей лопатке, до и после применения демпфера.

5. По результатам исследований предложена и защищена патентом новая конструкция демпфера адаптивного типа, способного сохранять



наибольшую эффективность работы на целевых режимах вращения ротора турбомашин.

**На защиту выносятся следующие основные положения** и результаты:

1. Разработанная в рамках известных подходов методика экспериментального исследования взаимодействия рабочих лопаток турбин и демпферов сухого трения в условиях воздействия на демпфер центробежных нагрузок.

2. Зависимости изменения амплитуды и частоты резонансных колебаний модельных лопаток и натурных рабочих лопаток турбины высокого давления газотурбинной установки ГТУ-12П от величины моделируемой центробежной нагрузки до 800 Н, для совместных синфазных и противофазных колебаний рабочих лопаток по первой изгибной форме.

3. Зависимости коэффициентов трения для пар материалов «жаропрочный сплав на основе никеля – жаропрочный сплав на основе никеля» и «жаропрочный сплав на основе никеля – нержавеющая сталь», используемых в современных ГТУ, полученные в условиях высокочастотных осцилляций от 300 до 500 Гц и в диапазоне нормальных нагрузок 50...250 Н.

4. Методика и результаты численного моделирования нестационарного динамического контактного взаимодействия рабочих лопаток турбин и демпфера сухого трения с применением редукции модели делением на субструктуры алгоритмами Крейга - Бамптона и Гуана (в 3-D нелинейной постановке).

5. Методика выбора параметров подполочных демпферов сухого трения для лопаток турбин.

**Практическая и теоретическая ценность** работы состоит в том, что:

1. Разработанная расчетно-экспериментальная методика может быть использована в качестве инструмента создания высокоэффективных демпферов сухого трения, используемых для снижения вибронапряжений в рабочих лопатках турбомашин, выбора геометрических и массовых характеристик демпферов, экспериментальной проверки исследуемых физико-механических свойств демпферов, в том числе износостойкости и твердости покрытий демпферов в условиях многоцикловой и гигацикловой усталости, сопротивления фреттинг-коррозии.

2. Разработана и реализована экспериментальная методика, которая может быть использована для определения характеристик трения, необходимых для настройки математических моделей, для различных пар

материалов в условиях высокочастотных осцилляций, характерных для работы демпферов сухого трения.

3. Предложена адаптивная конструкция подполочного демпфера сухого трения для рабочих лопаток турбомашин, сохраняющего максимальную эффективность демпфирования на рабочих режимах вращения ротора ГТУ.

4. Основные результаты работы отражены в научно-технических отчетах по договорам на создание и передачу научно-технической продукции между ПНИПУ и АО «ОДК-Авиадвигатель», которые в дальнейшем были использованы для совершенствования математических моделей нестационарного взаимодействия рабочих лопаток турбин и демпферов сухого трения.

5. Основные результаты работы внедрены в учебный процесс ФГБОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет» по направлению 24.05.02 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей».

**Достоверность результатов** обеспечивается использованием научных методов исследования и апробированных расчетных алгоритмов (механика деформируемого твердого тела, метод конечных элементов, Фурье анализ), подтверждается хорошим согласованием результатов математического моделирования с результатами экспериментальных исследований, тщательной проработкой методик, применением высокоточного и метрологически аттестованного измерительного оборудования.

**Апробация работы.** Основные положения и результаты разработанной расчетно-экспериментальной методики докладывались и обсуждались на научно технических конференциях: Конгресс по двигателестроению «НТКД-2012» (Москва, 2012), Международный научно-технический форум, посвященный 100-летию ОАО «Кузнецов» и 70 – летию СГАУ (Самара, 2012), LXI научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок посвященная 75-летию ОАО Авиадвигатель и 65-летию Комиссии по газовым турбинам РАН (Пермь, 2014), 29-й конгресс Международного совета по авиационным наукам (Санкт-Петербург, 2014), Авиадвигатели XXI века (ЦИАМ, Москва, 2015), Международный конгресс и выставка, посвященные вопросам машиностроения –ASME IMECE 2016 (Финикс, 2016).

**Структура и объем диссертации.** Квалификационная работа состоит из введения, шести глав, заключения, списка сокращений и списка литературы из 136 наименований. Весь материал изложен на 160 страницах, содержит 76 рисунков и 11 таблиц.

# 1. СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ ВИБРАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ И ТРАНСПОРТНЫХ ТУРБОМАШИН И ПУТИ ЕЁ РЕШЕНИЯ

В первой главе выполнен анализ проблемы вибрационной надежности энергетических и транспортных турбомашин. Рассмотрен накопленный опыт по борьбе с вибрациями в области турбостроения. Особое внимание уделено вопросам обеспечения надежности рабочих лопаток газовых и паровых турбин. Проанализированы источники и причины возникновения резонансных колебаний рабочих лопаток турбин. Представлены основные методы демпфирования колебаний рабочих лопаток турбомашин, дано описание экспериментальных и расчётных исследований, посвященных этой проблеме. Сформулированы основные проблемы создания демпферов сухого трения для рабочих лопаток турбин. В качестве решения предложена разработка методики выбора параметров демпферов, основанной на лабораторном эксперименте и математической модели. Предложен метод редукции численных моделей на базе субструктур и численной линеаризации контактов.

## 1.1 ВИБРАЦИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ И ТРАНСПОРТНЫХ ТУРБОМАШИН

Обобщенный анализ состояния надежности современных авиационных турбореактивных двигателей и энергетических газотурбинных установок малой распределенной генерации показывает, что основные типы отказов турбомашин условно можно разделить на следующие группы:

1. Отказы и неисправности элементов системы автоматического управления и диагностики (мониторинга), до 50...60 % от всего количества отказов;
2. Отказы и неисправности трубопроводных коммуникаций и электропроводки, до 20...30 %;
3. Повреждения деталей и сборочных единиц газогенератора, силовых турбин (лопаток, дисков, роторов);
4. Отказы маслосистемы, поломки подшипников, неисправности системы запуска и т.д.

В ряде случаев первопричиной вышеуказанных отказов являлись повышенные вибрации и усталостные разрушения.

В работе *Медникова А.Ф* [123] приведены статистические данные по повреждаемости деталей ротора отечественных паровых турбин за

1991...1998 годы. Установлено, что до 46,8% повреждений роторов паровых турбин приходится на долю рабочих лопаток, на вал ротора - 17 % (рис.1, а). Оценка причин повреждаемости рабочих лопаток турбины показывает, что до 50% их поломок вызваны истощением запасов прочности и усталостью металла, а 25 % обусловлено их эрозионным износом (рис.1, б).

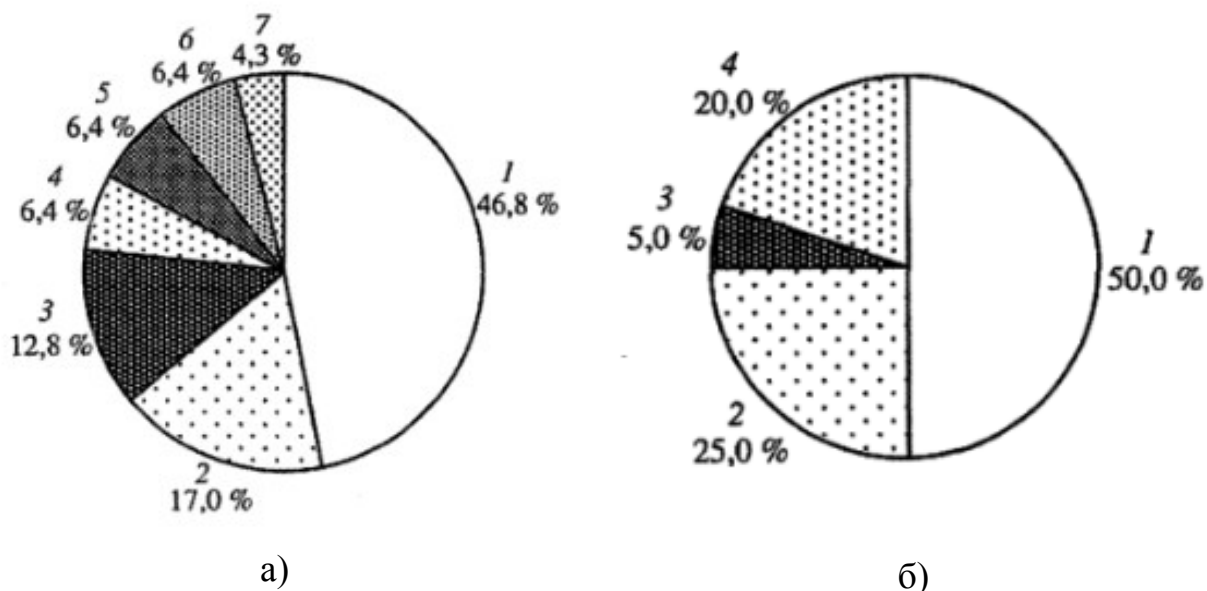


Рисунок 1. Повреждаемость деталей ротора паровых турбин:

а) типы повреждаемых деталей: 1- рабочие лопатки турбины; 2 – вал ротора; 3- муфта; 4- концевые уплотнения; 5-диафрагменные и набандажные уплотнения; 6- бандаж; 7 – диск.

б) причины повреждаемости рабочих лопаток турбины: 1 – усталостное разрушение; 2 – эрозионный износ; 3 – коррозионный износ; 4- прочее.

Анализ состояния эксплуатационной надежности газовых турбин говорит о наличии аналогичной картины повреждаемости деталей [93]. Так, при средней межремонтной наработке 11000 часов в двух из каждых трёх случаев отправки в ремонт наземных и авиационных газотурбинных установок семейства двигателя PW4000 компании «Pratt & Whitney» (США), причиной съема являются проблемы с лопатками турбины высокого давления - прогары и образования усталостных трещин.

При эксплуатации газотурбинной техники, созданной на базе самого массового в мире авиационного газотурбинного двигателя типа CFM56 (США, Франция), при средней наработке около 10000 часов в 31% случаев ремонт проводится из-за проблем с долговечностью лопаток турбины высокого давления (осевые и радиальные трещины рабочих лопаток первой ступени).

По данным компании «General Electric» (США) при средней наработке газотурбинного двигателя CF6-80C2 в 14000 часов, количество дефектов лопаток турбины превышает суммарное количество дефектов по любым

иным причинам, приведшим к необходимости проведения ремонта, т.е. на турбину приходится более 50 % от общего числа отказов [93].

Таким образом, можно заключить, что надежность паровой и газовой турбины во многом определяется прочностью и долговечностью лопаточного аппарата.

В общем случае снижение интенсивности вибраций может быть достигнуто следующими способами [4]:

- уменьшением механических воздействий со стороны источника вибрации на объект (в турбомашинах источником преимущественно является ротор);
- установкой между источником и объектом дополнительной механической системы, называемой виброизолятором (амортизатором), соответственно способ называется виброизоляцией;
- изменением конструкции объекта, при которой действующие динамические силы будут вызывать менее интенсивные колебания. Такой способ называется внутренней виброзащитой, и осуществляется применением дополнительных связей и изменением жесткости существующих (отстройка от резонансных частот), присоединением дополнительных масс, установкой демпферов (специальных устройств, поглощающих энергию колебаний за счет трения).
- присоединение к объекту дополнительной механической системы, изменяющей характер его вибрации; присоединяемая система называется динамическим гасителем вибрации.

Многолетний опыт создания турбомашин [3] свидетельствует о том, что применение вышеизложенных методов обеспечения вибрационной надежности главным образом направлено на повышение вибропрочности лопаточного аппарата, конструктивно-технологическое снижение уровня вибрации турбоагрегатов, в том числе за счет повышения качества балансировки ротора, разработки новых методов и средств вибрационной диагностики турбоагрегатов в эксплуатации и т.д. За последние десятилетия множество исследований посвящены изучению этих подходов.

В работах *Костюка А.Г., МЭИ, г. Москва* [5-8] вопросы надежности турбомашин проанализированы с точки зрения динамики роторов. Представлены модели для однопролетного ротора, имеющего неустранимый прогиб и дисбаланс. Модели позволяют производить оценку амплитуд резонансных колебаний ротора в окрестности критических скоростей на выбеге. Рассмотрены случаи наличия у ротора сосредоточенной неуравновешенности, которая возникает в результате вылета лопатки или

участка диска, и распределенной остаточной неуравновешенности после предварительной балансировки на стенде. Приведён алгоритм и результаты численного моделирования движения неуравновешенного ротора с контактом со статором (задеванием о статор или обкатом по статору) после внезапной разбалансировки ротора. Показано, что достаточное демпфирование в опорах ротора и в статоре приводит к постепенному гашению явления обката, переходу к движению ротора по установившейся траектории (последнее зависит от многих факторов, в том числе, от уровня разбалансировки ротора).

В работах *Каприлова В.М.* [134, 135] (СПбПУ Петра Великого, г. Санкт-Петербург), *Годовского Д.В.* [132] (УГНТУ, г. Уфа) проанализированы основные дефекты, возникающие в газотурбинных установках при длительной эксплуатации.

В работах *Боришанского К.Н.*, ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», г. Санкт-Петербург, большое внимание уделено изучению и предотвращению нежелательных вибраций рабочих лопаток паровых турбин [9-12]. Рассмотрены особенности автоколебаний бандажированных лопаток последних ступеней мощных паровых турбин, возникающих в процессе эксплуатации с синфазными собственными формами лопаточных венцов. Разработаны методики регистрации и оценки автоколебаний лопаток паровых турбин в условиях эксплуатации с помощью дискретно-фазового метода. Выявлено влияние собственных форм колебаний вала ротора и осевых вибраций статора на погрешность измерения амплитуды автоколебаний лопаток. Рекомендованы мероприятия по минимизации таких погрешностей.

Стоит отметить, что автор указывает на особую важность вопросов диагностики и контроля состояния лопаточного аппарата в процессе эксплуатации как превентивной меры по борьбе с поломками [13].

Значительный вклад в становление и развитие теоретических методов расчета на прочность газовых турбин внесен Биргером И.А., ЦИАМ, Москва. Еще в 1954 году им были разработаны методы расчета статической и динамической прочности рабочих лопаток, дисков и роторов газовых турбин на основе теории интегральных уравнений. В своих последующих трудах особое внимание уделялось проблемам термопрочности элементов турбомашин и упругопластического деформирования материалов при циклических нагружениях. Под руководством Биргера И.А. были решены множество практических вопросов вибрационной стойкости всех типов отечественных авиационных газовых турбин двадцатого века [122]. В целом научная школа ЦИАМ внесла выдающийся вклад в решение задач

обеспечения прочности и надежности авиационных и газотурбинных двигателей, стационарных топливно-энергетических установок.

Весомый вклад в обеспечение надежности и виброзащищенности турбомашин внесен *Урьевым Е.В., г. Екатеринбург, УРФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина* [14-20].

Автором проведен большой объем как экспериментальных, так и расчетных исследований в этой области. В 1997 году разработан способ определения модальных характеристик лопаточных венцов по ограниченным тензометрическим данным – числа узловых диаметров, расслоенных собственных частот, декремента колебаний, что значительно упрощает проведение эксплуатационных исследований и оценку напряжений действующих в лопатках исследуемой ступени [14]. В ранних работах создан научно-технический задел и изложены основные проблемы создания систем технической диагностики турбоагрегатов.

В соавторстве *Биялт М.А., Хвесько А.А.*, разработан комплексный экспериментально-расчетный подход, на основе которого созданы методики по обеспечению вибрационной надежности энергетических турбоагрегатов в эксплуатации. Подход апробирован при работах по обеспечению вибрационной надежности турбогенератора ТГВ-200-2М и газотурбинного агрегата ГТН-16. Он продемонстрировал свою эффективность [18].

В работе [21] *Залужский В.С., Плотников П.Н.*, представлен анализ поломок лопатки последней ступени паровой турбины Т-250/300-240. Статистика повреждений рабочих лопаток 31-й и 40-й ступеней турбин Т-250/300-240 представлена на рис. 2.

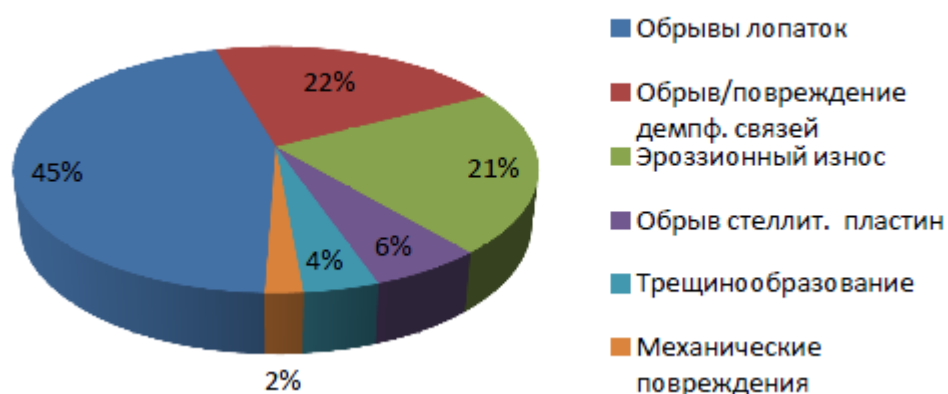


Рисунок 2. Диаграмма повреждений рабочих лопаток последних ступеней паровой турбины Т-250/300-240

Из представленных данных видно, что наибольшее число повреждений рассматриваемых лопаток (до 45%) связаны с их обрывом. Пример обрыва

соседних лопаток последних ступеней ротора низкого давления изображен на рис. 3.

Для решения этой проблемы предлагается использование цельнофрезерованного бандажа, выполненного заодно с лопаткой. Выполнение такого бандажа препятствует раскрутке лопатки под действием центробежных сил и обеспечивает поглощение энергии вибраций в работу сил трения на контактных поверхностях бандажных полок.

Проведенный в работе [21] обзор действующей конструкции позволил сделать вывод, что существует возможность повышения надежности и эффективности работы лопаточного аппарата последней ступени за счет усовершенствования конструкций межлопаточных связей и применения демпферных связей.



Рисунок 3. Обрыв лопаток последних ступеней ротора низкого давления турбин типа Т-250/300-240

В работе [22] показано, что использование конструкции с периферийным интегральным бандажом, и не более чем одним рядом демпферной проволоки, поможет существенно увеличить виброустойчивость лопаточного аппарата не менее чем на 3-4%.

Использование такого способа демпфирования, например, в газотурбинных авиационных двигателях, не всегда оправдано из-за более жестких, по сравнению с предъявляемым к наземной технике, требованиям по массе. К тому же, применение бандажных полок и колец демпферной проволоки, особенно на лопатках малой длины, сильно снижает газодинамическую эффективность ступени.

Вопросы обеспечения виброзащищенности валопроводов турбомашин рассмотрены в работах *Кистойчева А.В., г. Екатеринбург, УРФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина* [26-29], совместно с *Урьевым Е.В.*, где исследованы проблемы обеспечения качественного и надежного сочленения роторов в валопроводе турбоагрегатов. Рассмотрен механизм возникновения



повышенных торцевых и радиальных биений фланцев полумуфт после их посадки на вал. Для стабилизации вибрационного состояния турбин предложено использовать методы вибрационной обработки роторов в процессе их изготовления и ремонта. Приводятся схема, методика и опытные результаты вибрационной обработки ротора среднего давления турбины Т-175/210-130 ТМЗ [26].

Этими же авторами в работе [27] подробно рассмотрены причины, вызывающие возбуждение валопровода с собственными и вынужденными частотами. Намечена общая тенденция на разработку и оснащение крупных энергетических турбоагрегатов системой контроля крутильных колебаний.

Вопросы балансировки роторов рассмотрены автором в работах [28-29]. Предложен оптимальный порядок балансировки ротора, на примере ротора низкого давления турбоагрегата К-300 (рис. 4) в вакуумном разгонно-балансирующем стенде по методу остаточного модального дисбаланса.

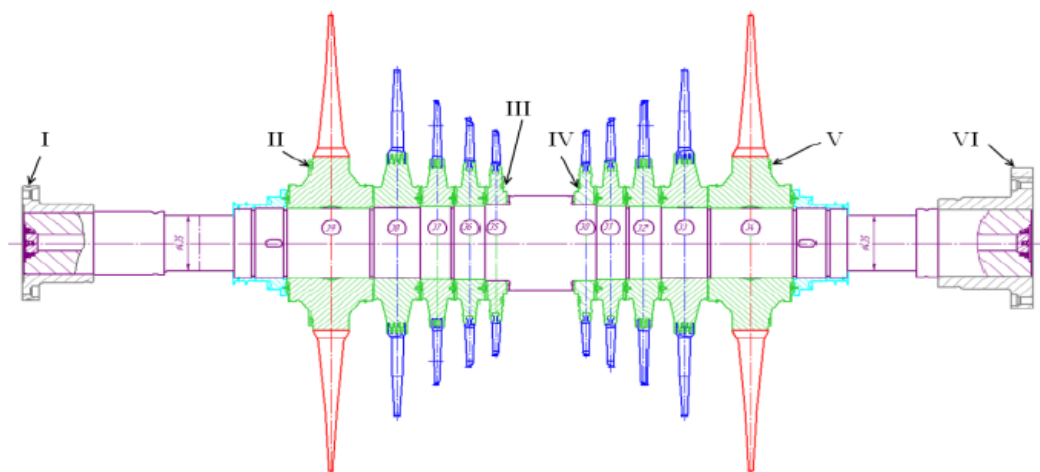


Рисунок 4. Общий вид ротора низкого давления турбоагрегата К-300 с указанием номера плоскостей коррекции.

Показано, что в настоящее время отсутствуют критерии к выбору плоскостей коррекции, обладающих максимальной чувствительности к той или иной форме колебаний ротора, необходимых для определения остаточного модального дисбаланса, и не решена проблема нормирования качества балансировки на рабочей частоте вращения. На Рисунке 5 представлено влияние расположения балансирующих грузов по плоскостям коррекции на АЧХ ротора.

В работах *Паровая Ф.В. др. [30-32], г. Самара, СНИИУ имени академика С.П. Королева* описаны демпфирующие устройства из материала МР, которые могут применяться для виброизоляции ротора в опорах подшипников газотурбинных установок. Материал МР успешно используется во фторопластовых подшипниках и упруго демпферных

опорах. Наличие упругого подвеса в конструкции подшипника нового типа позволяет вкладышам проворачиваться в радиальном направлении, изменяя, тем самым, характеристики подшипника автоподстройкой упруго-демпфирующих свойств подвеса из МР. В работе [30] описана конструкция сегментного гидродинамического подшипника турбины двигателя для газоперекачивающего агрегата, особенностью которого является упругий подвес, изготовленный с использованием демпфирующего материала МР.

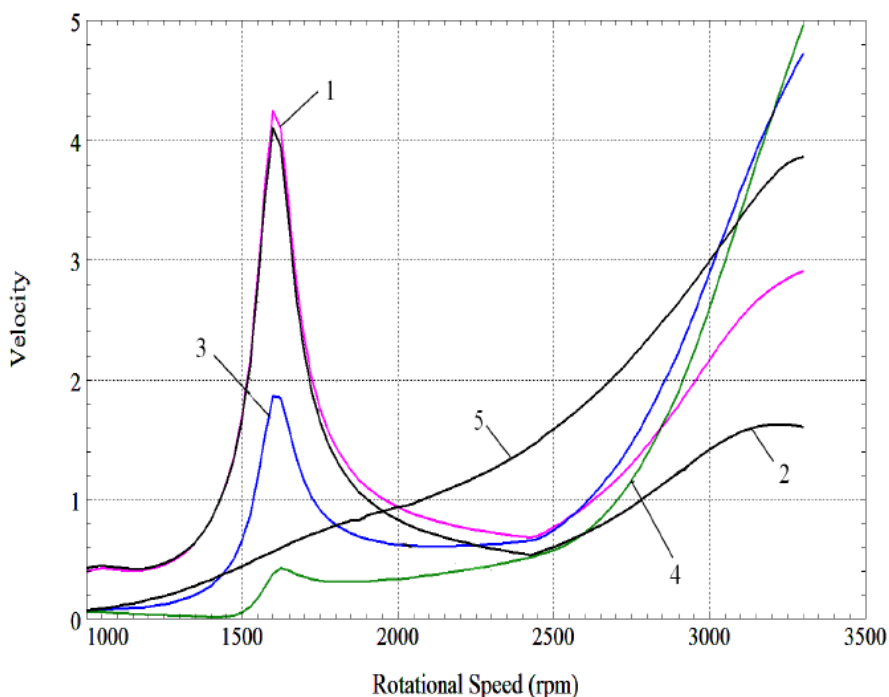


Рисунок 5. Амплитудно-частотная характеристика ротора турбоагрегата К-300 при установке различных систем грузов: 1 – симметричная пара грузов в плоскостях III и IV; 2- распределенная по первой форме система грузов в плоскостях II-IV; 3- V- образная система в плоскостях II – V; 4 – симметричная пара грузов в плоскостях I и VI; 5 – кососимметричная пара грузов в плоскостях II и V.

В работе [31] проведено сравнение цельнометаллических виброизоляторов из прессованных проволоочных материалов, таких как: МР (Россия) и Spring Cushion (Германия). Показаны конструкции наиболее распространенных виброизоляторов из материала МР (серии ДКУ и ВВ), а также технология их изготовления. Приведена конструкция виброизолятора фирмы STOP-СНОС. Проведено сравнение несущей способности, коэффициента рассеивания энергии, ресурса, габаритно-массовых и амплитудно-частотных характеристик виброизоляторов, изготовленных из двух материалов. Установлено, что виброизолятор из материала МР, по сравнению с виброизолятором из материала Spring Cushion, при сходном ресурсе имеет более высокую несущую способность (в 3...4 раза) и демпфирующие свойства (в 1,5...2 раза). Виброизоляторы из материала МР

типов ВВМ-70 и ДКУ-90, по сравнению с виброизолятором из материала Spring Cushion, обеспечивают более низкие (в 1,5 - 2 раза) коэффициенты усиления и частоты на резонансных режимах колебаний, что обуславливает более высокие виброзащитные свойства. Применение таких виброизоляторов целесообразно в опорах газо- и паротурбинных агрегатов, а также для раскрепления и защиты обвязки турбоагрегатов от вибраций со стороны ротора.

В трудах МАИ [131] Марчуковым Е.Ю., Онищиком И.И. и другими, на основе обобщения опыта разработки и доводки двигателя четвёртого поколения рассмотрены основные виды и методы испытаний отдельных узлов турбомашин и особенности испытаний стационарных газотурбинных установок, создаваемых на основе авиационных двигателей. Излагаются идеи и методы математической теории планирования эксперимента

Проведенный в данном разделе анализ особенностей обеспечения вибрационной надежности паровых и газовых турбин свидетельствует об их общей сходимости. Показано, что надежность турбомашин во многом зависит от вибропрочности лопаточного аппарата, что обуславливает актуальность постоянного совершенствования методов проектирования и повышения надежности турбин.

## 1.2. ИСТОЧНИКИ ВИБРАЦИЙ И ПРИЧИНЫ ПОЛОМКИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН

На рис.6 представлено поле параметров потока, возникающее вокруг рабочих лопаток турбин в результате газодинамического ротор - статор взаимодействия (3-D моделирование). Видно, что поле носит существенно нестационарный характер, а за сопловыми лопатками имеются тепловые и аэродинамические следы, которые порождают переменные во времени силовые нагрузки (возбуждающие силы).

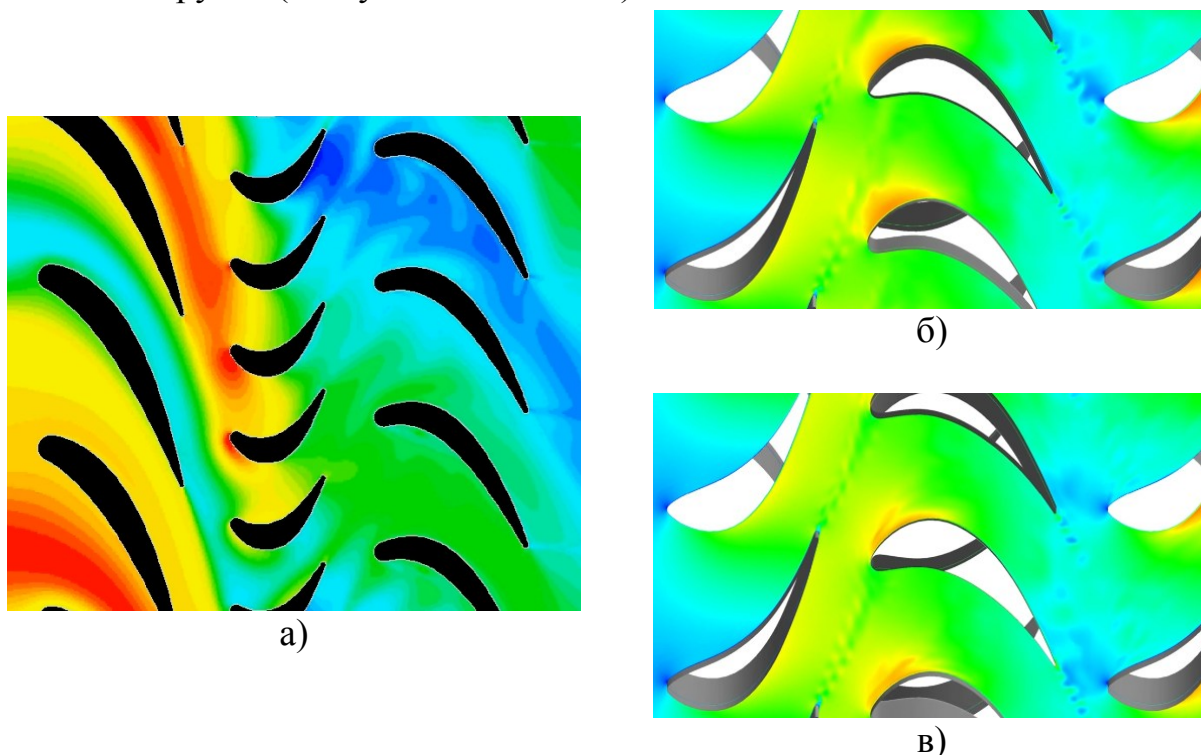


Рисунок 6. Газодинамическое ротор-статор взаимодействие:

а) поле температур в первой ступени газовой турбины высокого давления; поля скоростей потока б) – при приближении рабочей лопатки ротора к лопатке соплового аппарата; в) – при отдалении рабочей лопатки ротора от лопатки соплового аппарата

Так, при приближении лопатки рабочего колеса к лопаткам статора происходит сужение проточной части, поток, имеющий дозвуковую скорость истечения из соплового аппарата, ускоряется, давление падает (рис. 6, б). И наоборот, при взаимном расхождении лопаток ротора и статора происходит уменьшение конфузурности проточной части, поток тормозится, давление и сила, действующая на лопатку, возрастает (рис. 6, в) [126].

При совпадении частоты возбуждающей силы с собственной частотой колебания лопатки возникают опасные резонансные колебания и поломки лопаток по перу или замковой части. Обычно, разрушение вследствие воздействия описываемых сил носит усталостный характер, а поломка одной

лопатки приводит к повреждению и разрушению остальных лопаток в рабочем колесе или лопаток следующих ступеней [93, 125].

Следует отметить, вынужденные колебания лопаток могут быть связаны как с частотой вращения ротора турбомашины, так и с возможными автоколебаниями потока в газозвушном тракте «нероторной» частоты, например, из-за срыва потока с кромок или акустического резонанса в полостях.

Возможность возникновения резонанса обычно анализируется и исключается при проектировании за счёт:

- изменения количества форсунок и жаровых труб, сопловых лопаток, стоек силового пояса и других элементов проточной части, способных возбудить колебания лопаток;
- оптимизацией площадей и моментов инерции рабочей лопатки, изменения конфигурации каналов внутреннего охлаждения;
- оптимизации фазовых соотношений между составляющими возбуждающей силы;
- применения подполочных демпферов сухого трения;
- применения бандажных полок, покрытий из виброгасящих материалов;
- контроля частоты собственных колебаний бесполочных лопаток;
- контроля усталостной прочности лопаток при их изготовлении.

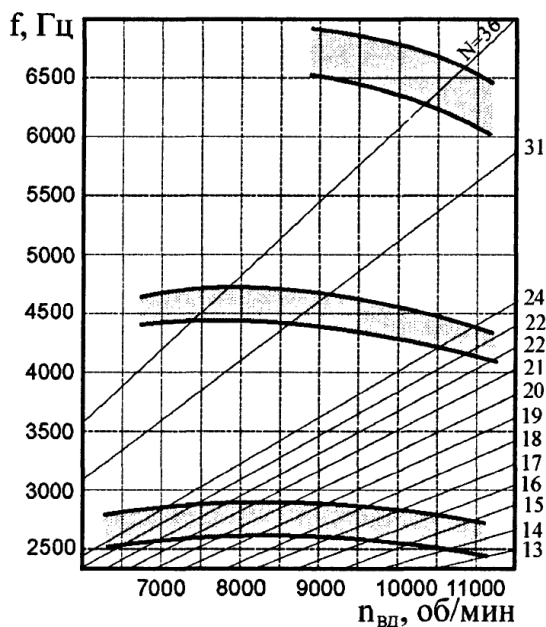


Рисунок 7. Диаграмма Кемпбелла. турбомашины. После построения зависимости частоты возбуждающей силы, порождаемой периодической неоднородностью потока, и собственных частот лопаток как функции

Общепринятая методология отстройки от резонансных режимов лопаток в эксплуатационном диапазоне по частоте ротора базируется на применении диаграммы Кемпбелла, представленной на рис. 7 [126].

Для её построения необходимо знать окружную периодичность неоднородности потока на входе в проектируемую ступень турбины и зависимость изменения собственных частот колебаний лопатки этой ступени от режима работы турбомашины.

частоты вращения ротора –  $n$ , пересечения этих зависимостей дают наглядное представление о значениях резонансных режимов –  $n_{рез}$ .

Основные возбуждающие гармоники для рабочих лопаток турбины высокого давления кратны количеству форсунок и жаровых труб в камере сгорания ( $k = 12, 24$  и т.д.) и числу лопаток сопловых аппаратов перед и за рабочей решеткой ( $k = 37, 47$  и т.п.). Для компрессорных лопаток газовых турбин и лопаток последних ступеней низкого давления, определяющие резонансное возбуждение по низшим формам гармоники имеют величины порядка  $k = 2, 3, 4$ , то есть источниками резонансного возбуждения в этом случае являются скорее конструктивные элементы типа силовых стоек, мест отбора воздуха. Кроме того, при наличии нескольких возбуждающих частот возможно появление субгармоник, частоты которых являются суммой или разностью основных частот возбуждения [126].

Динамические свойства системы «колесо» (диск вместе с собранными лопатками) существенно отличается от поведения отдельных лопаток. Такая система имеет свои собственные частоты и формы колебаний. Особенно это заметно в случаях податливых дисков, жесткость которых снижена по конструктивно-массовым соображениям. Такие диски в силу круговой симметрии образуют при своем свободном колебании узловые линии в виде диаметров и окружностей. Максимальное количество узловых диаметров в диске, которое может быть реализовано при возбуждении колебаний, равно половине количества лопаток в нём. Собственная частота колебаний увеличивается при увеличении числа узловых диаметров и узловых окружностей. При реализации нулевого узлового диаметра лопатки колеблются синфазно. При реализации колебаний по форме с максимальным количеством узловых диаметров все лопатки колеблются в противофазе. На промежуточных формах, характеризуемых соответствующим числом узловых диаметров, в противофазе колеблются лопатки расположенные между узловыми линиями. В самом секторе, выделенном узловыми линиями, лопатки колеблются со сдвигом фаз [126].

Опасные вибронапряжения лопаток машин могут возникнуть не только на резонансных режимах. В случае существенной окружной неоднородности параметров, например, парциального подвода газа на лопатки турбины или отключения нескольких форсунок камеры сгорания, приводящего к аномальной окружной неоднородности температуры, наблюдается рост вибронапряжений, обусловленный ростом возбуждающей силы, которая при разложении в ряд Фурье дает возбуждение во всем спектре, в том числе и на резонансной частоте. Особенностью реального спектра возбуждающих сил в турбомашинах является наличие непрерывного

ряда ( $k=1 \dots N$ ) гармоник возбуждения, кратных частоте вращения ротора. В результате практически на любом режиме по частоте вращения имеется резонансный отклик лопаток по собственным формам [126].

При инженерных испытаниях газотурбинных установок проводится тензометрирование лопаток. В случае обнаружения недопустимо высокого уровня напряжений или необходимости снижения риска их увеличения, проводится внедрение наиболее надежных, приемлемых по себестоимости и срокам реализации мероприятий для борьбы с дефектом. Наиболее предпочтительным в таком случае будет способ повышения демпфирующей способности лопаток без дорогостоящего и длительного перепроектирования профиля лопатки и замка.

Но, несмотря на все принятые во время проектирования и доводки меры, в процессе эксплуатации может измениться частота и амплитуда возбуждающих сил (например, за счет засорения форсунок, прогара части лопаток) и собственная частота колебаний лопаток (в случае потери монтажных натягов бандажных полок и износа) [93]. В этом случае обычно возникают поломки, последствия одной из них показаны на рис. 8.

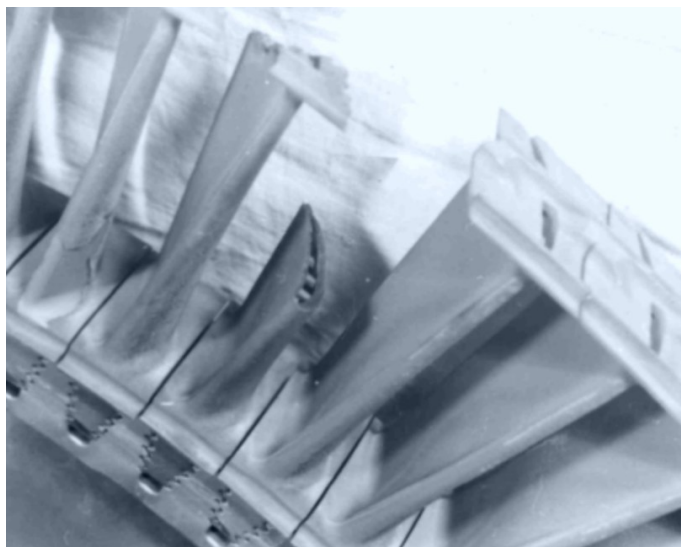


Рисунок 8. Пример разрушения рабочих лопаток турбины из-за потери натяга по бандажным полкам.

Для предотвращения потери натяга при длительной эксплуатации используются: специальные износостойкие покрытия, наносимые на монтажные поверхности; оптимизация углов наклона монтажных поверхностей; снижение рабочей температуры конструкций за счет охлаждения [93].

Эффективным мероприятием для исключения резонансных колебаний лопаток при их частичном прогаре является применение подполочных демпферов сухого трения.



### 1.3. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА МЕТОДОВ ДЕМПФИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ И ТРАНСПОРТНЫХ ТУРБОМАШИН

Можно выделить пять основных направлений решения проблемы демпфирования применительно к лопаткам турбомашин:

1. Составные и цельные подпололочные демпферы различной конфигурации [33], расположенные под нижними полками лопаток (*англ.*, underplatform dampers).

2. Специальные покрытия, наносимые на перо лопатки; рассеивание энергии происходит в тонком слое покрытия [34,35].

3. Воздушные демпферы, использующие эффект амортизации, при повышении давления в специально организованной воздушной полости в теле лопатки, или демпферы, помещенные во внутренние каналы охлаждения лопатки турбины [36,37].

4. Специальные вставки из вязкоупругих материалов и прослойки из упругих сплавов с памятью формы, входящие в перо лопатки [38].

5. Бандажирование рабочих лопаток турбины последних ступеней [21].

Распространенная, относительно простая по исполнению и надежная конструкция демпфера для рабочей лопатки турбины представляет собой небольшую металлическую пластину, устанавливаемую в межлопаточные полости под нижними полками рабочих лопаток (рис. 9) и прижимаемую к ним центробежными силами. Подпололочные демпферы обычно бывают выполнены в клиновидной форме так, чтобы во время контакта наклонных поверхностей демпфера с нижними полками лопаток турбины энергия колебаний системы переходила в тепловую энергию за счет трения. Основными факторами, влияющими на эффективность такого демпфера, являются его масса и форма.

На некоторых газотурбинных авиационных двигателях и наземных энергоустановках компании «General Electric» [39] предусмотрена

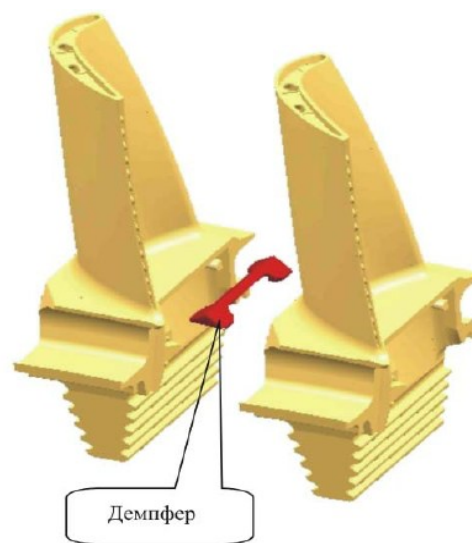


Рисунок 9. Рабочие лопатки турбины газотурбинного двигателя с подпололочным демпфером.



специальная конструкция клиновидного демпфера, устанавливаемого в «карман», расположенный над замком лопатки (рис. 10.).

Подобная конструкция позволяет закрепить демпфер относительно контактных поверхностей рабочей лопатки для необходимого уровня рассеивания энергии колебаний и исключить разрыв связи «демпфер-полка».

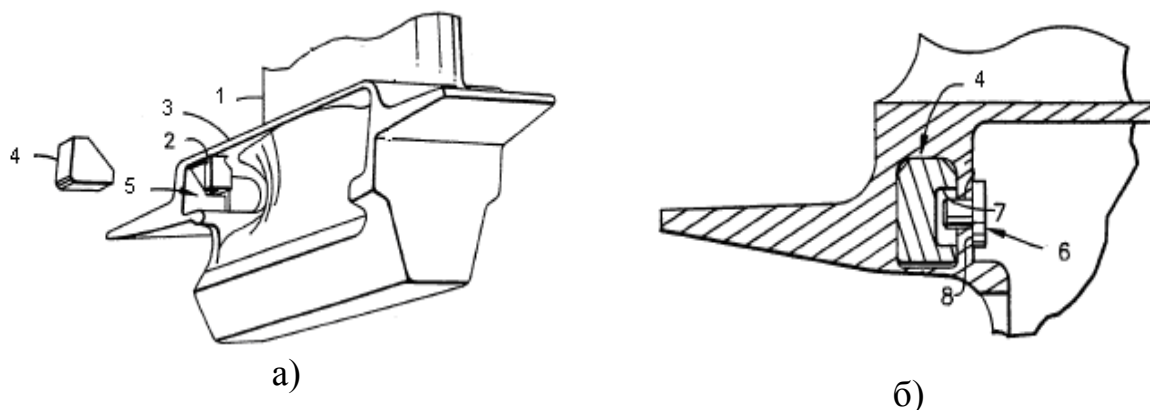


Рисунок 10. Клиновидный демпфер, устанавливаемый в специальную полость под нижней полкой рабочей лопатки: а) до установки: 1 - перо лопатки, 2 - стенка, 3 - нижняя полка рабочей лопатки, 4- клиновидный демпфер-вставка, 5- полость для установки; б) в собранном состоянии: 4 - установленный демпфер, 6 - установочный болт, 7 - углубление в демпфере, 8 - поверхности пайки.

Известно использование устройств фрикционного типа, способных в ходе работы сохранять постоянный контакт хотя бы с одной из плоскостей лопаток, образующих подположное пространство. Это достигается варьированием угла наклона [40] или формы контактных поверхностей демпфера, а также способа установки демпфера [41].

Известны конструкции «самокрепящихся» подполочных демпферов (рисунок 11), выполненных в виде пластин, которые не требуют крепления к лопаткам установочными болтами, пайкой и т.д. [33]. В полость, образованную между двумя соседними рабочими лопатками, устанавливается демпфер. Размеры, форма полости и специальная направляющая лишают демпфер пяти степеней свободы (вращения вдоль трех осей, и перемещения вдоль двух осей), разрешая перемещения только вдоль направляющей.

Увеличение количества контактных поверхностей демпфера позволяет увеличить количество рассеиваемой энергии. На рис. 12 представлена

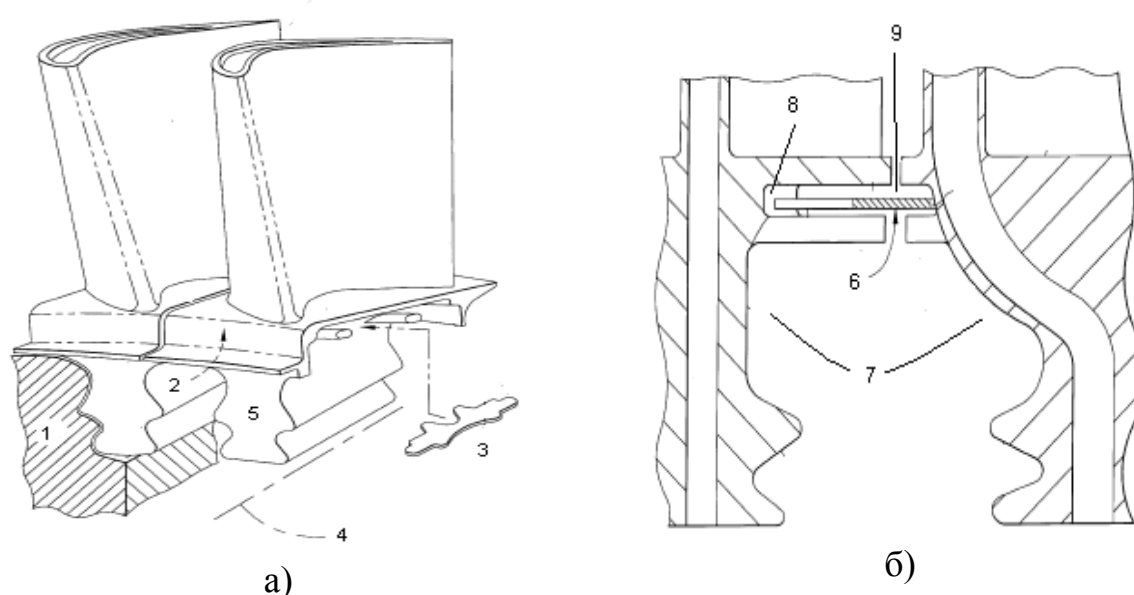
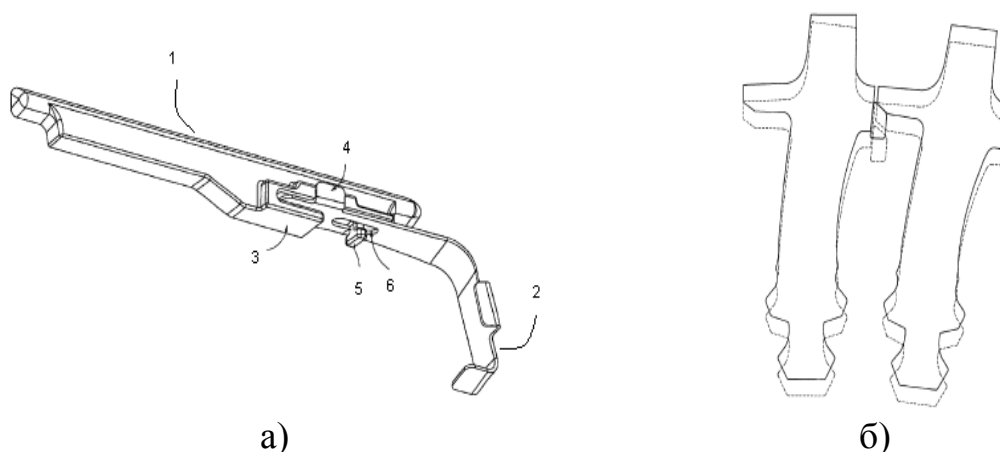


Рисунок 11. Самокрепящийся подполочный демпфер: а) до установки : 1 - диск, 2- нижняя полка лопатки, 3-демпфер,4- ось вращения, 5- замок рабочей лопатки.; б) в собранном состоянии: 6- демпфер, 7- соседние лопатки, 8- направляющая, 9- полость установки.

конструкция межлопаточного демпфера, исполненного из двух частей так, чтобы первая часть контактировала с одной из соседних лопаток, а вторая с другой [42]. Дополнительным преимуществом такого подхода является возможность создания третьей контактной пары в месте крепления составных частей демпфера.

В работе [43] описана конструкция демпфера, включающая в себя тонкую металлическую пластину – «уплотнитель», не позволяющий горячим трактовым газам проникать в подполочное пространство и, непосредственно, фрикциона, контактирующего с подполочными поверхностями.



а)  
1- поверхность контакта язычка с первой рабочей лопаткой, 2- полочная часть (поверхность контакта со второй рабочей лопаткой), 3- язычок, 4- петля, 5- головка, 6- отверстие.

б)  
----- - в состоянии покоя,  
————- в рабочем состоянии.

Рисунок 12. Межлопаточный демпфер с двумя контактными поверхностями.

Такое разделение необходимо для обеспечения возможности использования различных материалов для различных частей. Так, для уплотнительной части используется более мягкий огнестойкий материал, который хорошо принимает форму подполочной области.

Использование в составе демпфера деформируемых вставок, например, из вязкоупругого материала, позволяет существенно увеличить

эффективность межлопаточного демпфирования. На рисунке 13 представлена конструкция составного межлопаточного подполочного демпфера с деформируемой вставкой. В этой конструкции рассеивание энергии колебаний осуществляется за счет трения наружной поверхности твёрдой части демпфера 1 о поверхность межлопаточной полости 5 и деформации вязкоупругой вставки 4. Основным недостатком такого исполнения является низкая долговечность деформируемых вставок.

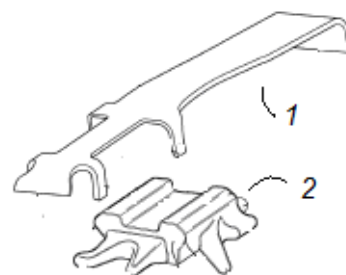


Рисунок 13. Составной демпфер с деформируемой вставкой: 1- фрикционная поверхность; 2 – деформируемая вставка

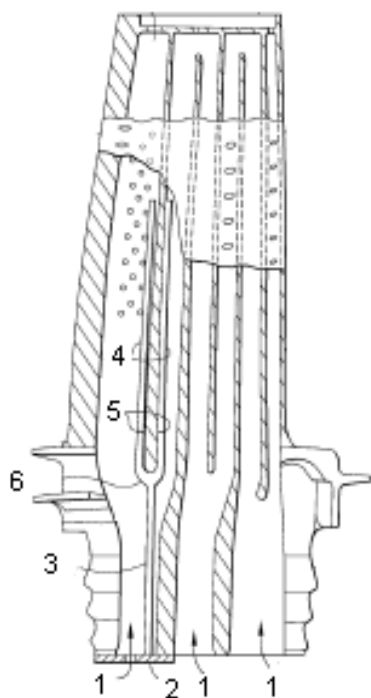


Рисунок 14. Демпфер во внутренней полости рабочей лопатки турбины: 1- входные сечения подвода охлаждения; 2 – основание демпфера; 3 – ножка; 4,5 – поверхности трения; 6 – «вилка».

летательных аппаратов» Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). Полученные результаты работ были использованы в ГТД НК-12, НК-14, НК-8, НК-16, изделиях «Е», «Р» разработки Генерального конструктора, академика Н.Д. Кузнецова, который понимал важное значение механического демпфирования лопаточной системы турбомшины. В частности, для увеличения сил трения в замке лопатки были использованы различные демпфирующие устройства, располагаемые в замковом соединении. Работы по демпфированию лопаток проводились в творческом сотрудничестве с отделом прочности СНТК им. Н.Д. Кузнецова (рук. Цейтлин В.И.), ныне ПАО «Кузнецов».

Большой вклад в разработку и усовершенствование конструкции демпферов сухого трения для турбомашин авиационных двигателей внесли работники ЦИАМ им. Баранова: *Биргер И.А., Шорр Б.Ф.* [92], *Ножницкий Ю.А.*

Создание и эксплуатация демпферов, помещаемых в каналы для организации охлаждения турбинной лопатки, начались около 10 лет назад. Конструкции таких демпферов описаны в патентах General Electric [36,37]. Пример такой конструкции показан на рис. 14. Демпфер 3 представляет собой «вилку», охватывающую одно из ребер во внутренней полости проточной части лопатки. Такая изящная конструкция требует высокой точности изготовления демпферов (*мкм*), для обеспечения необходимого уровня трения между контактными поверхностями 4, 5 и внутренним ребром лопатки.

Значительные успехи в решении проблемы виброненадежности рабочих лопаток компрессоров были достигнуты на кафедре «Конструкция и проектирование двигателей

На рисунке 15 представлен подполочный демпфер сухого трения, установленный в подполочную полость одной из лопаток газотурбинной установки ГТУ-12-ПГ-2 разработки АО «ОДК–Авиадвигатель».



Рисунок 15. Расположение П-образного демпфера в подположном пространстве рабочих лопаток турбины высокого давления ГТУ-12-ПГ-2

Представленный П-образный демпфер показал свою высокую эффективность в эксплуатации. Суммарная наработка этого демпфера в составе ГТД и ГТУ на базе ПС-90А разработки АО «ОДК–Авиадвигатель» превышает 1,37 млрд. часов.

Созданием демпферов сухого трения для турбомашин занимались *Gola M., Firrone C.*, [45, 49, 55] *Petrov E.P., D.J. Ewins* [51, 57], а также сотрудники Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины: Зиньковский А.П., Шереметьев А.В. [23, 50, 34].

В работе [44] описан метод демпфирования и конструкция для реализации гибкого подбора массо-жесткостных характеристик демпфера с учетом разброса вибрационных характеристик лопаток, как в рабочем колесе, так и на различных ступенях ротора газотурбинного двигателя. Метод заключается в разделении массовой и жесткостной функции демпфера, а именно, изготовлении составного демпфера из тонкой пластины со специальными технологическими лапками для крепления груза. Изменение массы демпфера может производиться без изменения его жесткостных характеристик, и наоборот, что обеспечивает оптимизацию параметров для повышения демпфирования. Недостатком этого метода является узкий диапазон эффективной работы демпфера и высокая трудоемкость сборки венца турбинных лопаток ввиду необходимости подбора грузов.

Одно из направлений демпфирования колебаний лопаток, в частности, турбинных, – нанесение на поверхность профильной части специальных демпфирующих покрытий. Эффективность демпфирующего покрытия

зависит от толщины наносимого слоя, рабочей температуры и химического состава.

В работе [34] проведен анализ эффективности демпфирующих покрытий на титановых пластинах. Рассмотрены покрытия из Cu, Fe, Al-CuFe. Величина полученных логарифмических декрементов колебаний составляет около 0.5%. Установлено также, что демпфирующие свойства покрытий растут с увеличением рабочей температуры и частоты колебаний. При использовании подобных покрытий в рабочих лопатках турбины, следует обеспечить работоспособность материала при высоких температурах  $>1100\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Ещё одно направление демпфирования рабочих лопаток турбины – вставки из сплавов с памятью формы [39]. Например, из сплава Олиндера или нитинола [45]. Эти сплавы легко претерпевают аустенитно-мартенситное преобразование в определенном диапазоне температур и нагрузок. При переходе из фазы аустенит в мартенсит, объем материала увеличивается и происходит перестройка кристаллической решетки. Под воздействием периодической нагрузки и температуры в материале происходят фазовые аустенитно-мартенситные преобразования в прямом и обратном направлении. Для активации таких переходов при колебаниях в материале должна присутствовать энергия деформации, превышающая энергию активации. То есть, при выборе температуры фазовой трансформации, близкой к максимальной рабочей температуре лопатки, снижается требуемая энергия активации перехода. Таким образом, величина максимального отклонения петли гистерезиса для вставки из сверхупругого сплава под воздействием периодической силы будет относительно незначительной, что означает низкую величину рассеивания энергии колебаний. Эффективность демпфирования с использованием сверхупругих вставок зависит от правильно выбранного по отношению к рабочей температуре лопатки и уровню вибронапряжений сплава.

#### 1.4. МЕТОДЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕМПФЕРОВ СУХОГО ТРЕНИЯ И МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ДЕМПФЕРОВ СУХОГО ТРЕНИЯ И РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ

За последние десять лет подполочные демпферы были широко изучены не только с точки зрения конструкционного исполнения, но и в направлении создания и экспериментальной верификации численных моделей, способных описать поведение демпфера в процессе вибрации. Этому посвящены работы Репецкого О.В. (ИрГАУ им А.А. Ежевского, г. Иркутск), Бессчетнова В.А. (АО «ОДК-Авиадвигатель», г. Пермь), В.Ф. Туана (Вьетнам), Темиса Ю.М., Ножницкого Ю.А. (МГТУ им Н.Э. Баумана, ЦИАМ им П.И. Баранова, г. Москва), Gola M., Panning L., Popp K, Ewins D.J., Petrov E.P., [45-55, 65, 117-120, 128-130].

В работах [45,48,49,54,55] показаны особенности и преимущества полуцилиндрической конструкции демпфера (рисунок 16, а) над обычной клиновидной. Цилиндрическая форма одной из сторон демпфера позволяет сохранить полный контакт между поверхностью полки рабочей лопатки с плоской стороной демпфера не только в статическом состоянии, но и когда угол положения полки изменяется вследствие вибрации[45]. Частным случаем такой конструкции демпфера является составной полуцилиндрический демпфер[53] (рисунок 16, б), сохраняющий в рабочем состоянии контакт по двум поверхностям и прямой.

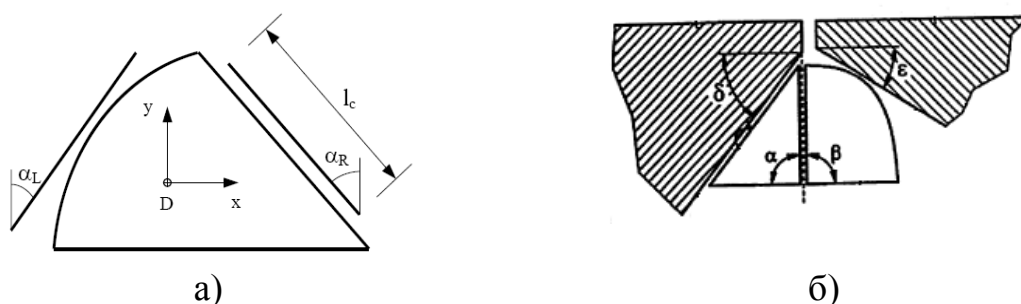


Рисунок 16. Варианты исследуемых конструкций демпферов: а) полуцилиндрический; б) составной полуцилиндрический.

В совместной работе Institute of Mechanics (г. Ганновер, Германия) и Siemens Power Generation (г. Мюльхем, Германия) [54] представлена математическая модель, позволяющая получить достаточно точный прогноз поведения полуцилиндрического и цилиндрического демпферов во взаимодействии с полками смежных демпфируемых лопаток, а также их влияния на колебательные характеристики системы.

Описание динамики любой рабочей лопатки в составе собранного сбалансированного вращающегося колеса турбины, при условии пренебрежения гироскопическим эффектом, осуществляется посредством дифференциального уравнения:

$$[M]\ddot{x}(t) + [D]\dot{x}(t) + [K]x(t) = F_B(t) + \sum F_{TP}(t) \quad , \quad (1)$$

где М – матрица масс системы, D – матрица демпфирования системы, К- матрица жесткости,  $x(t)$  – зависимость перемещений от времени,  $F_B(t)$  – возбуждающая сила,  $F_{TP}(t)$  – силы трения на всех контактных поверхностях. Основным интерес при решении данного уравнения представляет способ описания суммарных сил трения, действующих в местах контакта рабочей лопатки и демпферов, и, следовательно:

- представление кинематики контакта (определение взаимного относительного перемещения демпфера и контактирующих с ним полок лопатки);
- точное воспроизведение процессов трения (для расчета сил трения и моментов во всех направлениях);
- учет инерциальных свойств демпфера, которые имеют заметное влияние на эффективность рассеивания энергии колебаний при высоких частотах вращения ротора.

В работе [54] описывается специально разработанный программный комплекс DATAR (Damping of Turbine Blades with Asymmetrical Friction



Dampers), решающий три вышеперечисленные задачи. Программа используется для расчетной оптимизации массовых и геометрических характеристик цилиндрических и полуцилиндрических демпферов. На рисунке 17 представлены полученные с помощью этого программного обеспечения кривые оптимизации двух видов демпферов в относительных величинах для модельной и реальной конструкции лопаток турбины V94.3A(2).

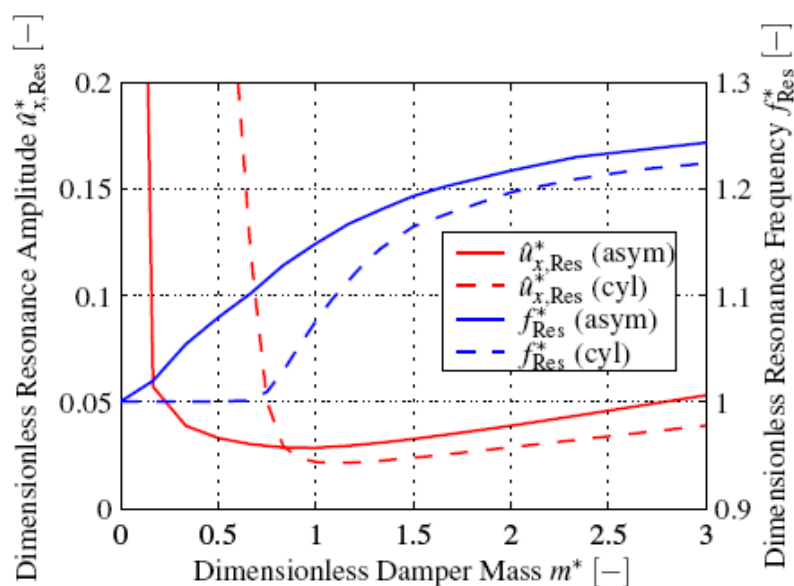


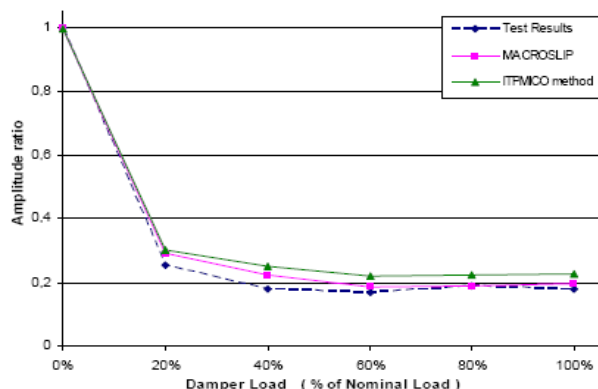
Рисунок 17. Зависимости безразмерных величин амплитуд и частот колебаний рабочих лопаток турбины V94.3A(2), полученные расчетным методом: — — — — — - относительная амплитуда колебаний с асимметричным демпфером; — — — — — - относительная частота колебаний с асимметричным демпфером; - - - - - - относительная амплитуда колебаний с цилиндрическим демпфером; - - - - - - относительная частота колебаний с цилиндрическим демпфером.

Возможно представление кинематики демпфера как недеформируемого тела с одной степенью свободы или более [57-59]. Система из двух лопаток и межлопаточного демпфера, имеющего три степени свободы, рассматривается в работе [73]. Предпочтительным выглядит способ моделирования кинематики демпфера тремя степенями свободы.

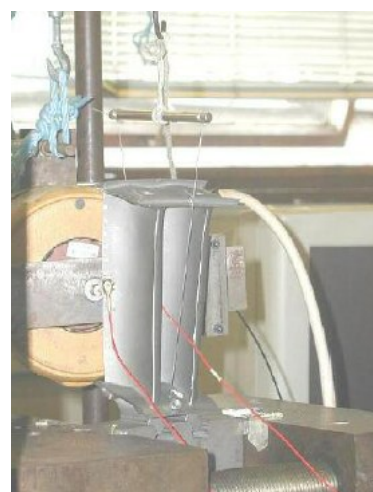
Наиболее простой моделью, которую можно использовать для расчетов сил трения в контакте, является модель макроскользя [60] (англ.,

macroslip model), основанная на классическом законе Кулона. Главной формулировкой этого приближения при конечно-элементном моделировании является то, что часть контактирующей поверхности, представленная элементом, может находиться либо только в состоянии покоя, если сила трения не превышает определенного значения, пропорционального коэффициенту трения, либо только в состоянии скольжения. В то время, как модель микроскольжения [46,53,60] (англ., microslip model) предусматривает возможность скольжения некоторых точек элементарной контактной поверхности относительно других точек этой же поверхности, находящихся в состоянии покоя. При достижении силой трения определенной величины  $F_{тр}$  начинают двигаться все точки поверхности.

Представленные в работе [60] расчетные зависимости амплитуды



а)



б)

Рисунок 18. Экспериментально-расчетные исследования эффективности демпферов сухого трения: а) сравнение эмпирических данных с результатами расчетов; б) фото объекта исследования в составе экспериментальной установки.

колебаний от величины центробежной силы, действующей на демпфер, получены для моделей макроскольжения, специальной реализации модели микроскольжения (ITRMICO) и сравниваются с результатами натурного эксперимента (рисунок 18, а). Результаты говорят о почти идентичных

предсказаниях моделей трения как микро-, так и -макроскольжения. Экспериментальная установка включала в себя две закрепленные в замках и зажатые на станине лопасти турбины низкого давления, а также установленный между ними подпорочный демпфер (рисунок 18, б). Центробежная сила моделировалась прижатием демпфера к полкам с помощью металлических тросов и подъемника. Основной проблемой при проектировании данной установки являлось исключение демпфирования всеми элементами конструкции (трос, подъемник), кроме исследуемого подпорочного демпфера. Ограничения накладывались и на возбуждающую силу, чтобы предотвратить нежелательное конструктивное демпфирование - фрикционный контакт между бандажными полками. Наличие межлопастного демпфера обуславливает нелинейный отклик системы на возбуждение, поэтому производился контроль возбуждающего периодического воздействия так, чтобы входной переменный сигнал был постоянной частоты. В ходе работы выяснено, что если прижимающая сила от воздействия центробежных сил будет недостаточно велика, необходимого трения между контактными поверхностями «демпфер-полка» не возникнет, и, наоборот, в случае слишком большой прижимающей силы может произойти «залипание» контактных поверхностей, что также снижает эффективность демпфирования.

В работе, выполненной в Politecnico Di Torino, г. Турин, Италия [63], основная цель исследования состоит в развитии методики расчёта, которая объединяет, конечно элементную модель лопасти, кинематическую модель демпфера и аналитическую модель контакта. Подобная модель способна предсказать эффективность демпфера еще на этапе разработки. При математическом моделировании контактного взаимодействия «лопасть-демпфер» принимаются следующие упрощения:

- демпфер и лопасти не вращаются. Движение демпфера представляет собой суперпозицию его вертикального и горизонтального перемещений;

- демпфер не имеет инерциальных свойств. Масса моделируемого демпфера равна нулю, жесткость принимается бесконечно большой:
- демпфер всегда находится в контакте с полками двух смежных лопаток:
- используется модель трения макроскольжения.

Для колебательной системы «лопатка-демпфер» метод конечных элементов приводит к системе дифференциальных уравнений второго порядка из вида (1) к виду (2).

$$[M]\ddot{x}(t) + [D]\dot{x}(t) + [K]x(t) = F_B(t) + \sum F_{TP}(u_{nj}(t); u_{ij}(t)) \quad (2)$$

Непосредственное решение такой задачи в нестационарной постановке требует больших затрат времени и вычислительных ресурсов ввиду наличия дополнительного нелинейного члена  $F_{TP}$  в правой части уравнения, с помощью которого описываются силы трения. Поэтому автор [60] предлагает воспользоваться методом гармонического баланса для линеаризации

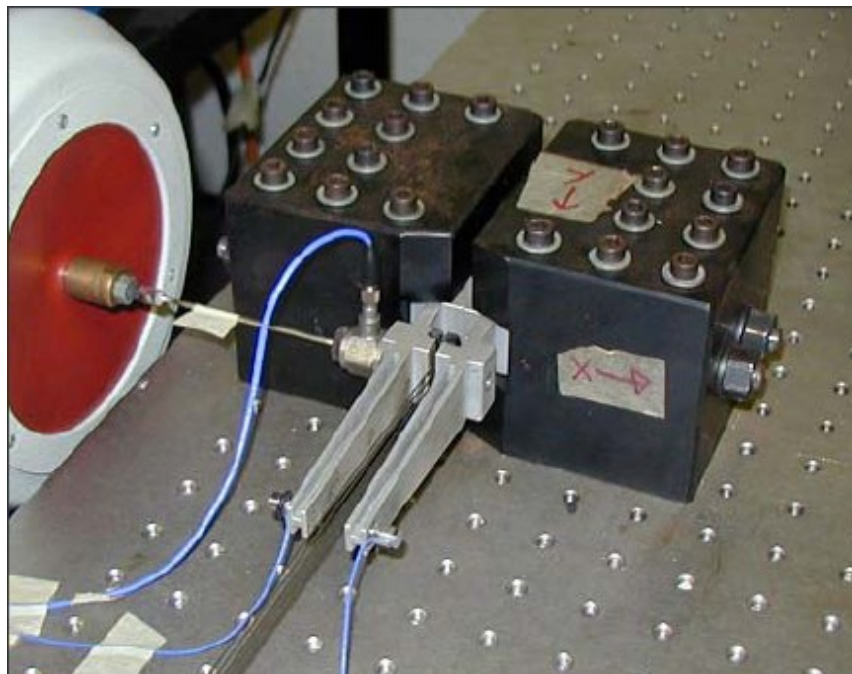


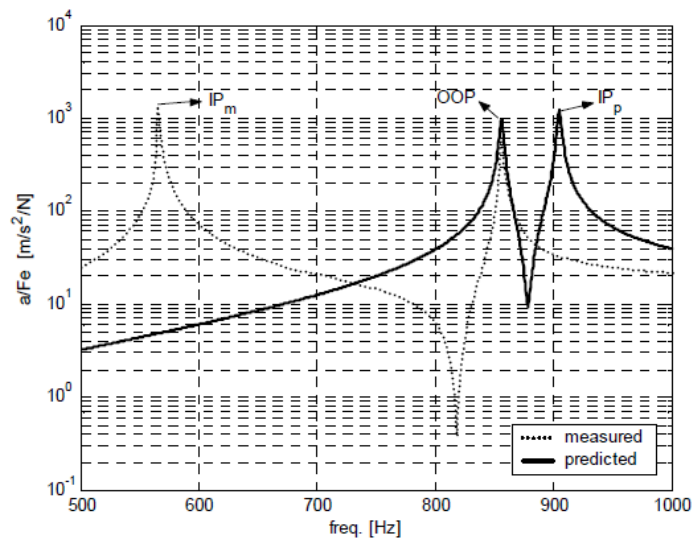
Рисунок 19. Экспериментальная установка для верификации математической модели [63, 118].

нелинейных контактных сил. Таким образом, второй член правой части

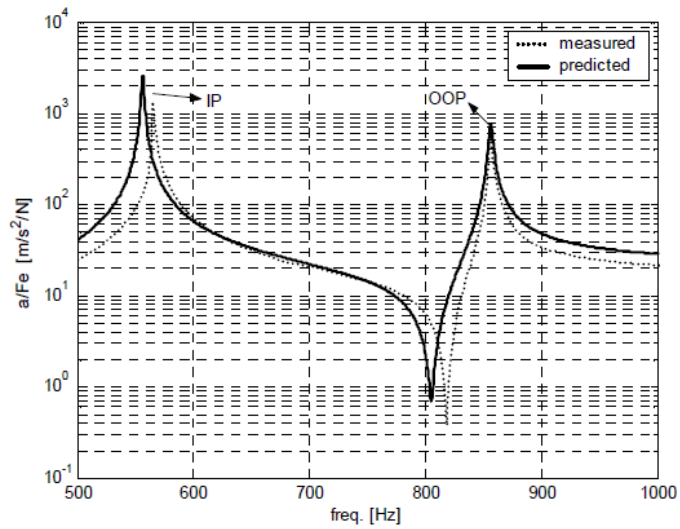
уравнения (1) предварительно вычисляется в среде MATLAB на промежутке времени, равном одному колебанию для различных значений нормального  $u_{n,j}$  и тангенциального  $u_{t,j}$  относительного перемещения лопатки и демпфера. Используя предварительно рассчитанные значения  $F_{TP}$ , уравнение (2) решают в нестационарной конечно-элементной постановке.

Представленная математическая модель верифицирована с использованием данных, полученных на специальной экспериментальной установке (рисунок 19), которая состоит из двух модельных лопаток с демпфером между ними (угол клина демпфера  $45^\circ$ ).

Демпфер прижат к полкам с помощью тросов, на которые подвешиваются грузы, имитирующие центробежную нагрузку на демпфер. Модельные лопатки изготовлены так, чтобы иметь те же частоты изгибных форм колебаний, что и реальные. К одной из лопаток присоединён шейкер, возбуждающий колебания. Отклик системы на возбуждение снимается с помощью акселерометров, установленных на периферийных сечениях лопаток. Было выявлено, что при определённых значениях моделируемой центробежной нагрузки (467 Н), экспериментальные данные резко отличаются от расчётных, в частности, для колебаний лопаток по синфазной изгибной форме колебаний (рисунок 20, а.). После изучения износа демпфера (рисунок 21), у которого наибольшее срабатывание (истирание) материала наблюдалось вокруг нижнего края контактной поверхности, стало ясно, что такое различие экспериментальных и расчётных данных обусловлено пренебрежением вращательного движения демпфера в математической модели. Как оказалось, во время реальных колебаний демпфер стремится к вращательному движению, вместо простого перемещения в горизонтальной плоскости. Проблему удалось частично решить с помощью использования поправочных коэффициентов модели, сокращающих уровень вертикального перемещения полок лопаток. Скорректированные расчётные данные представлены на рисунок 20, б.



а)



б)

Рисунок 20. Сравнение расчетных —, и экспериментальных - ..... данных, по синфазной форме колебаний [63].



Рисунок 21. Характер износа на поверхностях клиновидного межлопаточного демпфера [63].

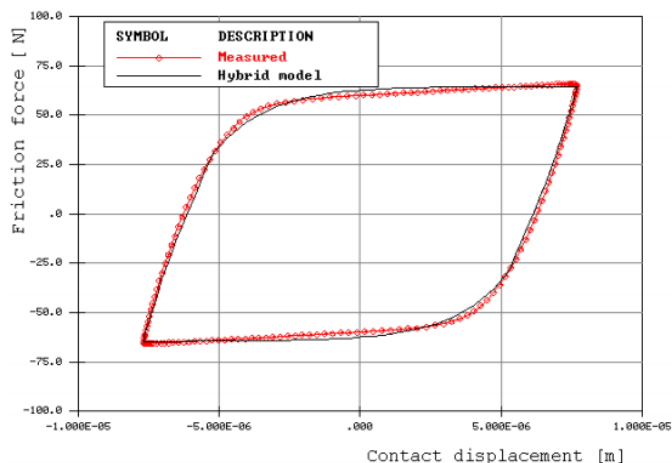
Тем не менее, полного совпадения пиков в работе [63] не получено, авторами отмечается необходимость развития модели, которая способна хорошо прогнозировать вращательное движение демпфера.

В работе коллектива авторов Королевского Колледжа Лондона [64] представлена расчетная модель, позволяющая описать поведение клиновидного демпфера рабочих лопаток турбины. Реализованный подход опирается на методы гармонического баланса и структурного преобразования (редуцирования).

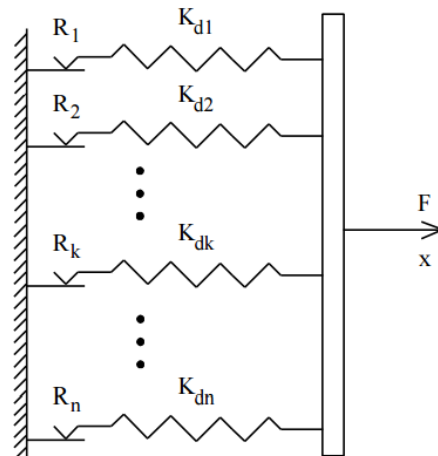
Модель использует следующие особенности, позволяющие точно предсказывать оптимальные условия демпфирования, уровень снижения отклика системы и сдвиг собственной частоты колебаний при увеличении центробежной нагрузки:

- описание поведения контакта основывается на экспериментально полученных характеристиках пар сухого трения (петлей гистерезиса  $F_f$ ,  $N - x$ , м см. Рис. 22, а);
- кинематика демпфера установленного под полками соседних лопаток определяется перемещением этих полок;
- перемещения демпфера учитываются по всем 3-м компонентам;
- учитывается изменение нормального усилия на контактных поверхностях демпфера в процессе вибраций (т.е. учитывается раскрытие и закрытие контакта).

На рис. 22, б схематично изображен способ представления контакта между двумя поверхностями как последовательность линейных упругих элементов  $K$ . Учет изменения нормального усилия, действующего на поверхностях, производится с помощью параметра  $R$ . Амплитуда и частота превращений потенциальной и кинетической энергии упругих деформаций элемента  $K$  зависит от значения вынуждающей силы  $F$ .



а)



б)

Рисунок 22. а) типичная петля гистерезиса в координатах сила трения – перемещения, измеренная при постоянном нормальном усилии, действующем на контактной поверхности; б) представление экспериментально выявленного поведения демпфера с помощью массива контактных элементов макроскользящего [64].

Для упрощения описываемых процессов динамического взаимодействия рабочих лопаток и демпферов сухого трения используются следующие допущения:

- упругость и инерционные характеристики демпфера не учитываются;
- контакт на каждой из сторон демпфера представляется как «точечный» с тремя степенями свободы (рис. 23, а);
- левая и правая части демпфера идентичны;
- колебания лопаток принимаются гармоническими;
- на первом этапе технологии расчета принимается, что поверхности демпфера и полок параллельны и находятся в контакте (на следующих этапах это уточняется с помощью параметра  $R$ ).



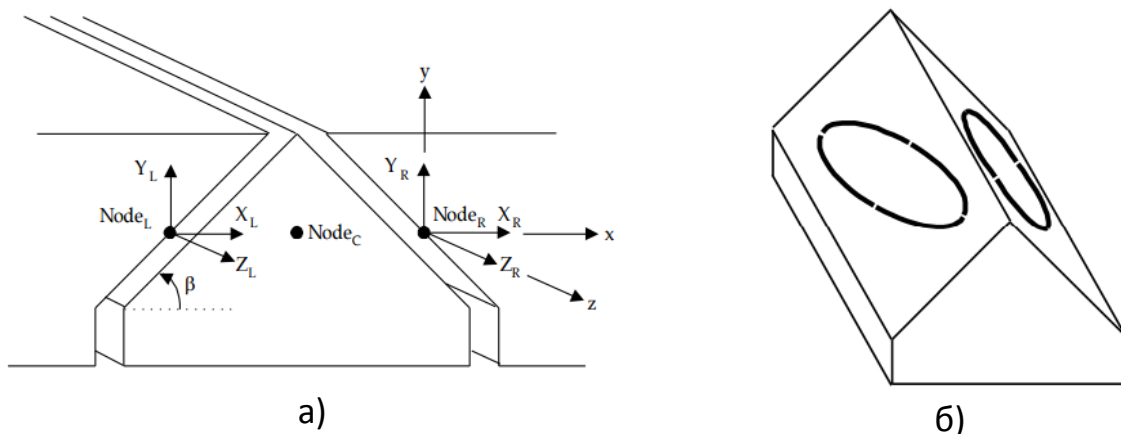


Рисунок 23. а) модель «точечного» контакта с тремя степенями свободы; б) пример расчетных траекторий относительных перемещений демпфера и полок лопатки при точечном контакте [64]

Адекватность разработанной математической модели подтверждена с помощью экспериментально полученных данных испытаний модельных и натурных лопаток турбины.

К недостаткам разработанной модели авторы относят способ описания параметра  $R$ , который носит полностью феноменологический характер. В уравнении для расчета этого параметра вводится корректировочный коэффициент, основанный на эмпирических данных об изменении амплитуды синфазных (реже противофазных) колебаний лопаток – когда раскрытие контакта, вследствие торцевого вращения, наиболее вероятно, и наблюдаются наибольшие перепады значений нормальных усилий на контактных поверхностях.

В качестве перспективного направления усовершенствования модели авторы определяют разработку методов описания процессов вращения демпфера, т.е. постоянного раскрытия и закрытия контакта между демпфером и полками рабочих лопаток.

Методики, относящиеся ко второй группе и основывающиеся на определении энергий и оценки эффективности демпфирования, можно проиллюстрировать на примере работы [65].

Работа [65] предлагает экспресс метод оценки эффективности демпфера расчетным путем. В работе исследовалась вентиляторная лопатка с демпфером сложной формы. Задача ставилась в трехмерной постановке, с учетом динамических свойств системы. Решение производилось методом конечных элементов.

Суть методики заключалась в следующем: полноразмерная модель была разделена на две части - лопатка и часть лопатки с демпфером (Рис. 24); из расчета собственных частот и форм колебаний полноразмерной лопатки получали гармонический закон колебаний лопатки; этот закон прикладывался на отдельную часть лопатки, находящуюся в контакте с демпфером; между демпфером и выделенным объемом лопатки задавался контакт с учетом трения, далее был получен отклик демпфера на гармоническую нагрузку; высчитывалась совершенная работа силы трения (рисунок 25).

Эффективность демпфирования оценивалась с помощью логарифмического декремента колебаний через кинетическую энергию лопатки по формуле:

$$\delta = \frac{\Sigma A}{2 \cdot W} \cdot 100\%,$$

где  $A$  – работа сил трения,  $W$  – кинетическая энергия.

Результаты оценки приведены на рисунке 26.

По полученным результатам были сделаны следующие выводы:

- а) расчет, с учетом форм колебаний, позволяет более точно спрогнозировать эффективность демпфирования;
- б) существует оптимальное значение силы трения, при которой эффективность демпфирования является максимальной;
- в) существует сила трения, при которой эффективность демпфера стремится к нулю – область полного заклинивания демпфера и лопатки.

Основным достоинством работы [65] является предложенная инженерная методика на основе метода конечных элементов, а также

экспресс методика (не представлена в обзоре) оценки эффективности демпфирования. Следующим преимуществом является использование интегральных характеристик, таких как работа и энергия при оценке эффективности демпфирования.

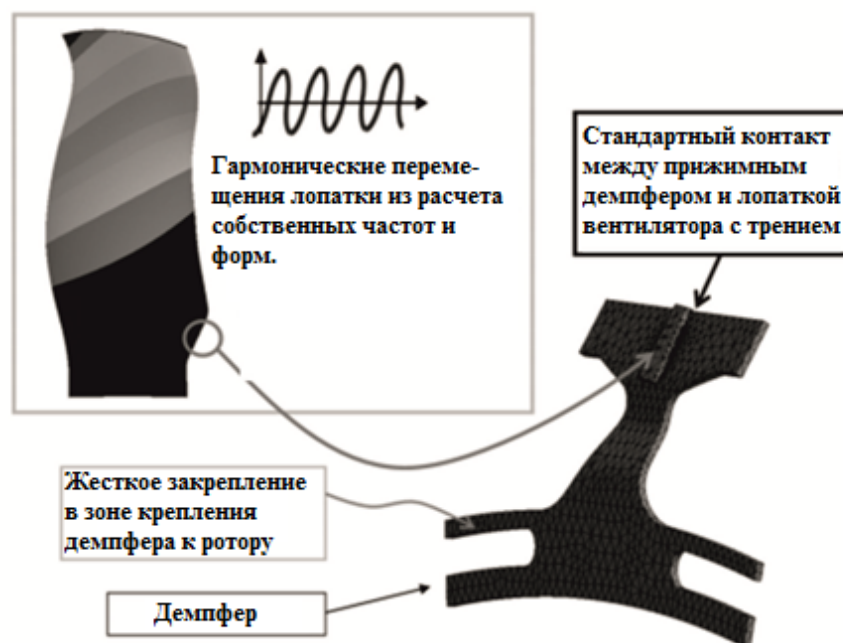


Рисунок 24. Схематическое представление методики, изложенной в работе [65].

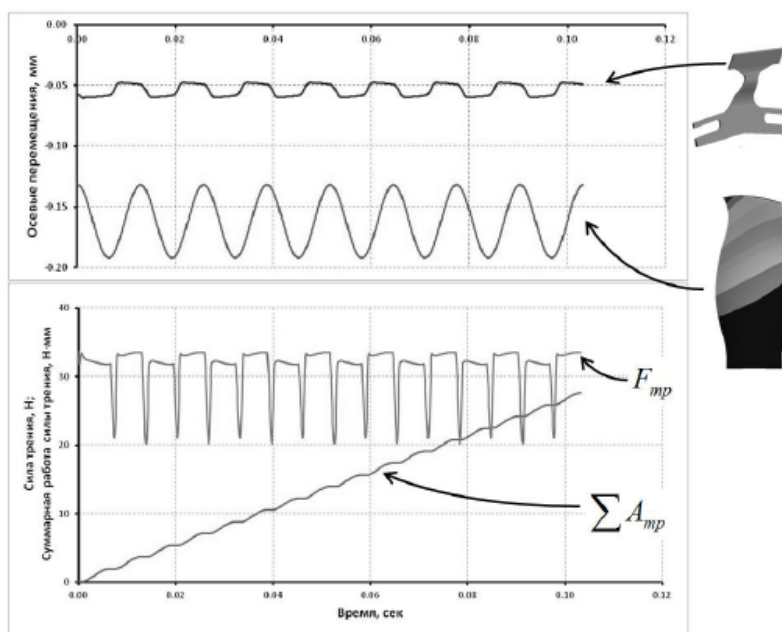


Рисунок 25. Отклик демпфера, гармоническая нагрузка лопатки, сила трения и суммарная совершенная работа трения [65].

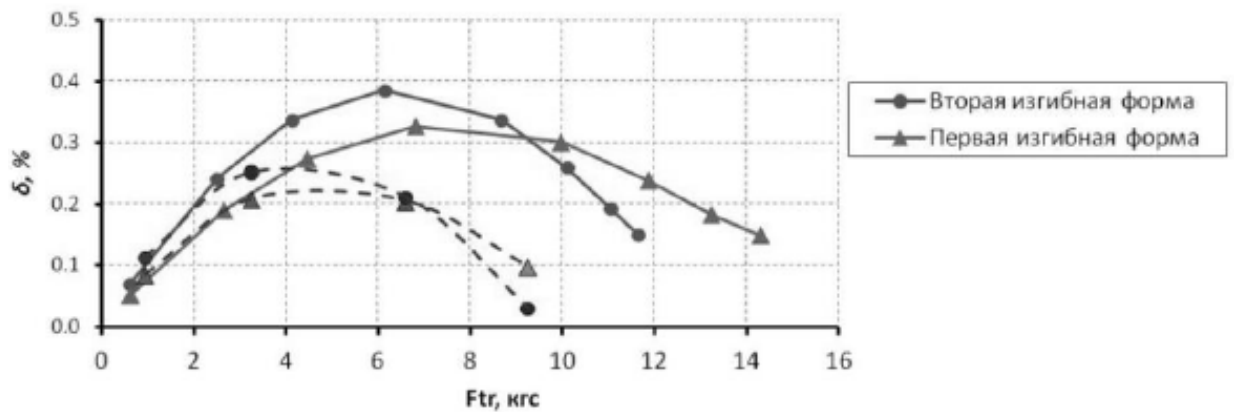


Рисунок 26. Зависимость логарифмического декремента колебаний от силы трения [65].

Третья группа методик связана с упрощением-редуцированием расчетных моделей. Сюда можно отнести упрощение, связанное с преобразованием полноразмерной модели в одномерную или двумерную [66-67], а также геометрическое упрощение трехмерной модели с сохранением размерности [69-71, 120].

В работе [67] представлена математическая модель колебаний облопаченного диска с демпферами. Каждая из лопаток представлена одномерными элементами. Демпфер представлен как одномерный элемент с массой и одной степенью свободы. В модели учтены: центробежные силы, гироскопические моменты, жесткость соединений лопаток с диском, жесткость межлопаточного бандажа, нелинейная силы трения, снижение жесткости элементов под воздействием центробежных сил. Результаты исследования подтверждают влияние учета жесткостей и моментов на точность оценки эффективности демпфирования. Результаты моделирования верифицированы экспериментальным исследованием. Показано, что введение демпфера сухого трения снижает амплитуды колебаний лопаток на 30%.

В работе [69-71] исследуется демпфер сухого трения, расположенный в бандажных полках комплекта лопаток (рис. 27). Упрощение геометрии производится заменой кольцевого сегмента прямой балкой с частью демпфера. Проводится численное моделирование взаимодействия балки и

демпфера клиновидного сечения методом конечных элементов, а также проводится экспериментальное исследование балки с демпфером тех же размеров. Экспериментальное исследование производится на установке (рис. 27), позволяющей симулировать центробежные силы, действующие на демпфер, прикладывать возбуждающее усилие различной частоты, а также снимать отклик конструкции.

В работе исследуется зависимость эффективности демпфирования от геометрических параметров демпфера (рис. 27), а также предлагается расчетная методика оценки эффективности демпфирования при разной геометрии демпфера на основе метода оптимизации Subproblem Approximation Method. В качестве параметров целевой функции используются геометрические переменные, определяющие геометрию сечения демпфера.

В работе также приведен пример реализации методики для облопаченного диска с демпферами. Однако, показано ограничение применения методики, связанного с необходимостью использования суперкомпьютеров при учете нелинейности контактного взаимодействия.

Особенностью и достоинством работы является нестандартный подход к оценке эффективности демпфирования в зависимости от геометрии демпфера, и использование при этой оценке методов оптимизации.

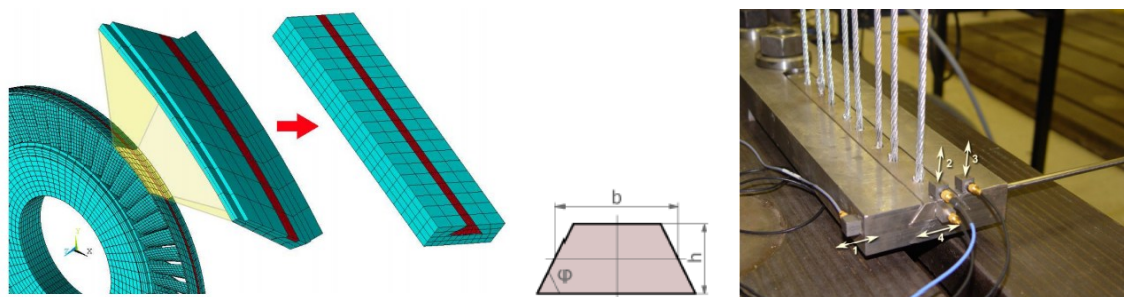


Рисунок 27. Геометрическое упрощение и результаты работы [69].

Анализ проведенных исследований говорит о том, что оптимизация конструкции демпферов требует использования комплексного экспериментально-расчетного подхода, с решением нелинейных задач

контактного взаимодействия и сложной экспериментальной верификации. Это обуславливает проблемы высоких временных затрат и вычислительных ресурсов. Но, в то же время, разработка демпферов сухого трения и выбор их параметров должны проводиться с использованием быстрого удобного инструмента, позволяющего в короткие сроки рассмотреть большее количество вариантов конструкции и режимов работы.

Для решения этого противоречия в настоящей работе предлагается использовать методику редукции динамической системы на субструктуры. Моделирование субструктур с контактами представляет собой комбинированную методику применимую для решения трехмерных нелинейных нестационарных задач, требующих повышенных машинных ресурсов. Применение этой техники наиболее эффективно демонстрируется при решении динамических контактных задач с трением с учетом сложной трехмерной геометрии.

Для оптимального выбора численных алгоритмов редукции и алгоритмов линеаризации контактных сил при решении поставленных задач, в следующей главе представлен обзор существующих методик уменьшения размерности численных моделей на базе субструктур. Приведены также существующие в настоящее время численные алгоритмы линеаризации контактных сил.

## 1.5. МЕТОДЫ РЕДУКЦИИ ЧИСЛЕННЫХ МОДЕЛЕЙ НА БАЗЕ СУБСТРУКТУР И ЧИСЛЕННОЙ ЛИНЕАРИЗАЦИИ КОНТАКТОВ

### 1.5.1. МЕТОДЫ РЕДУКЦИИ ЧИСЛЕННЫХ МОДЕЛЕЙ НА БАЗЕ СУБСТРУКТУР

В настоящее время динамические задачи с нелинейными элементами являются неотъемлемой частью работы инженера-расчетчика. Все эти задачи можно в общем случае записать в виде динамического уравнения равновесия:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} + \{F_n\} = \{F\} \quad (2)$$

где  $[M]$ - матрица сосредоточенных масс конструкции,  $[C]$  - матрица демпфирующих элементов конструкции,  $[K]$  - матрица введенных жесткостей в систему,  $\{F_n\}$  – вектор нелинейных сил,  $\{F\}$  - вектор внешних сил,  $\{\ddot{u}\}$  - вектор ускорения сосредоточенных элементов конструкции,  $\{\dot{u}\}$  - вектор скоростей сосредоточенных элементов конструкции,  $\{u\}$  - вектор перемещений конструкции.

Решение такой задачи аналитически часто не представляется возможным. Одним из наиболее эффективных численных методов решения является метод конечных элементов. Суть метода заключается в геометрической дискретизации исследуемой области на конечные подобласти, называемые конечными элементами. По границам, так называемым узлам, подобласти связаны граничными условиями. Связь одного элемента с другим происходит через узлы по аппроксимирующим функциям, которые могут быть линейными или квадратичными.

Таким образом, из системы с бесконечным количеством степеней свободы, требующим аналитического решения, описываемая система превращается в численную модель с ограниченным количеством степеней свободы и, следовательно, с ограниченным количеством решаемых уравнений. Для записи математического уравнения общее уравнение (2)

остаётся неизменным, полагая, что векторы перемещений, скоростей и ускорений определяются для узлов конечно-элементной модели.

С ростом мощностей вычислительной техники, интерес стали представлять динамические задачи больших размерностей с нелинейными элементами и сложной геометрией. Для получения решения, приближенного к аналитическому, использование полноразмерных конечно элементных моделей с числом степеней свободы более миллиона оказывается оправданным. Такое решение можно получить, используя многоядерную вычислительную технику. Однако, решение прикладных задач оптимизации часто требует не столько получения точного решения, сколько выявления закономерностей и оценки эффективности того или иного инженерного выбора. В этом случае, наиболее эффективными оказываются редуцированные модели, позволяющие провести расчеты в пределах персональной вычислительной станции.

Распространены и известны следующие принципы редуцирования конечно-элементных моделей:

- а) разложение модели на подобласти и отдельный расчет каждой из них на компьютерах с распределенными ядрами;
- б) конденсация за счет исключения степеней свободы из модели;
- в) уменьшение степеней свободы модели за счет преобразования существующих координат в обобщенные;
- г) комбинированные методы.

К методикам по принципу разложения на подобласти можно отнести метод FETI и Total FETI. К методикам, принцип которых построен на исключении степеней свобод, можно отнести алгоритмы на базе статической конденсации Гуана (Guan): обобщенная конденсация по Гуану, квазистатическая конденсация, точная конденсация, классическая динамическая конденсация. К методикам, преобразующим координаты в обобщенные, можно отнести методы модальной редукции, в которых физические координаты преобразуются в модальные за счет известной



заранее матрицы собственных чисел (англ. Eigenvector matrix). К гибридным методикам можно отнести те, которые включают в себя как исключение физических степеней свободы, так и преобразование векторов перемещений.

Алгоритмов, реализующих приведенные принципы, в настоящее время разработано довольно значительное количество [94, 116]. Описанию их можно посвятить отдельное исследование. В связи с поставленными задачами работы, был проведен краткий обзор следующих основных групп методик редуцирования моделей:

- метод разложения на подобласти;
- методы редуцирования по физическим координатам;
- модальные методы редуцирования;
- гибридные методы редуцирования.

Из каждой группы для обзора были выбраны алгоритмы, успешно внедренные в конечно-элементные программы и широко используемые в инженерной практике:

- метод FETI и Total FETI;
- метод статической конденсации Гуана;
- метод модальной редукции;
- метод динамического субструктурирования или метод Крейга-Бамптона (Craig-Bampton).

Рассмотрим указанные методы подробнее.

Методы разложения на подобласти FETI и TFETI [95-97] преобразуют модель с большим числом степеней свободы в модель с последовательными малыми задачами, которые можно считать отдельно на параллельно соединенных вычислительных ядрах. Одним из таких методов является метод FETI (англ. *Finite Element Tearing and Interconnecting*), который был впервые представлен *C. Farhat* и *F-X. Roux* [98]. Метод позволяет разделить модель на подобласти, соединяя их лагранжевыми мультипликаторами.

Таким образом, неизвестные перемещения заменяются фактически силами реакции между подобластями. Схематически метод представлен на рис. 28. Изначальный алгоритм FETI был расширен для расчета контактных задач.

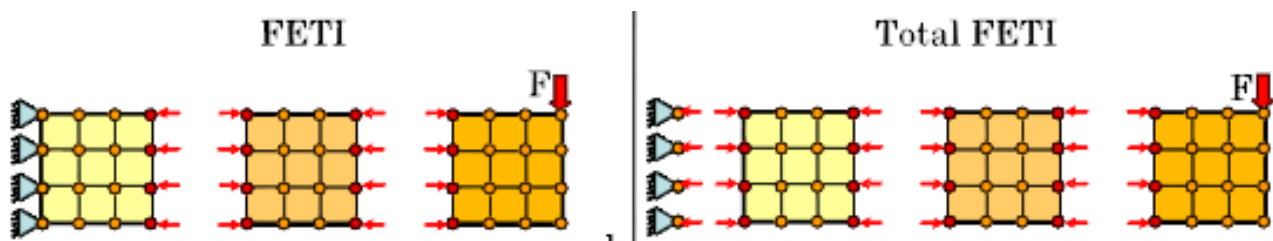


Рисунок 28. Схематическое представление деления на подобласти в методе FETI и TFETI [95, 96]

В настоящее время существует разработанный метод Total FETI, впервые представленный *Z. Dostal* и др. в [95, 96]. Метод доказал свою эффективность в решении задач с контактами и трением [96,97, 99]. Метод отличается от исходного способом задания граничных условий (рис. 28). Исходные в методе FETI граничные условия Дирихле первого рода были заменены на мультипликаторы Лагранжа, что позволило применить одинаковый алгоритм решения к каждой подобласти, независимо от ее расположения.

Ограничение метода разложения на подобласти FETI и Total FETI заключается в привязке к алгоритму линеаризации контакта методом лагранжевых мультипликаторов. При решении динамических задач с трением это может приводить к проблемам сходимости.

Метод статической конденсации Гуана [94], известный также как метод статической конденсации, отличается тем, что в нем не учитываются динамические эффекты, а инерционными силами пренебрегают, считая их малыми, по сравнению с силами упругости. Суть метода заключается в исключении из расчета пренебрегаемых или, так называемых, «slave» степеней свободы (обозначаемых далее индексом  $s$ ) с сохранением только

активных, или «master», степеней свободы (обозначаемых далее индексом  $m$ ). Без учета инерционных сил уравнение движения в таком случае имеет вид:

$$\begin{bmatrix} K_{mm} & K_{ms} \\ K_{sm} & K_{ss} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_m \\ u_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_m \\ F_s \end{Bmatrix}, \quad (3)$$

где  $K$  – матрица жесткости,  $u$  – вектор деформаций,  $F$  – вектор внешних сил.

После преобразования уравнения (3), согласно [94], остаются лишь „master“ степени свободы:

$$[\hat{K}]\{u_m\} = \{\hat{F}\} \quad (4)$$

где  $[\hat{K}] = [K_{mm}] - [K_{ms}][K_{ss}]^{-1}[K_{sm}]$  – преобразованная матрица жесткости а  $\{\hat{F}\} = \{F_m\} - [K_{ms}][K_{ss}]^{-1}\{F_s\}$  вектор нагрузки редуцированной модели.

Учет сил инерции в методе статической конденсации можно произвести с определенным ограничением. Преобразованное уравнение движения будет представлять вид:

$$[\hat{M}]\{\ddot{u}_m\} + [\hat{K}]\{u_m\} = \{\hat{F}\} \quad (5)$$

где преобразованная матрица масс:

$$\begin{aligned} [\hat{M}] = & [M_{mm}] - [K_{ms}][K_{ss}]^{-1}[M_{sm}] - [M_{ms}][K_{ss}]^{-1}[K_{sm}] \\ & + [K_{ms}][K_{ss}]^{-1}[M_{ss}][K_{ss}]^{-1}[K_{sm}] \end{aligned} \quad (6)$$

Согласно уравнению, при вычислении задачи инерционные силы будут приложены только на „master“ степени свободы. Это означает, что точность вычисления будет зависеть от выбора положения и количества „master“ узлов.

Метод модальной редукции [94] является методом, в котором физические координаты преобразуются в обобщенные за счет известных модальных свойств системы. Принцип реализации метода заключается

определении соотношения между вектором перемещений и вектором обобщенных модальных координат:

$$\{u\} = [\Phi]\{q\}, \quad (7)$$

через матрицу собственных чисел системы  $[\Phi]$ .

Матрицу собственных чисел системы или матрицу трансформации  $[\Phi]$  можно, в свою очередь, также редуцировать, включив только интересующие собственные частоты и формы колебаний системы. В этом случае матрица  $[\Phi]$  сокращается до  $[\Phi_p]$ , где  $p$  – количество интересующих собственных чисел системы.

Разделяя модель на активные степени свободы „master“ и неактивные „slave“ для  $p$  собственных чисел системы, получаем систему уравнений преобразования:

$$\{u\} = \begin{bmatrix} u_m \\ u_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_{mp} \\ \Phi_{sp} \end{bmatrix} \{q_p\}, \quad (8)$$

или

$$\begin{aligned} \{u_m\} &= [\Phi_{mp}]\{q_p\} \\ \{u_s\} &= [\Phi_{sp}]\{q_p\} \end{aligned} \quad (9)$$

Из системы уравнения (9) видим, что матрица преобразования  $[\Phi]$  теперь не является квадратной и  $[\Phi_{mp}] \in R^{m \times p}$ . Это приводит к ограничениям. В случае, когда число собственных форм колебаний  $p$  равно числу мастер узлов, инвертирование матрицы преобразования для получения вектора обобщенных координат не представляет проблем. В случае, когда число “master” узлов меньше числа форм колебаний, динамические свойства системы недостаточно определены, что приводит к значительным погрешностям редуцирования. В случае, когда количество “master” узлов больше определенных форм колебаний, возникает проблема осреднения величин, поскольку количество уравнений больше известных величин.

Метод динамического субструктурирования Крейга-Бамптона [94], или метод связанных подструктур (англ. Component Mode Synthesis), является гибридным методом редукции модели. Он позволяет избежать основных недостатков предыдущих методов, таких как: зависимость от выбора “master” узлов и связь количества “master” узлов с количеством интересующих собственных частот и форм колебаний системы.

Суть метода заключается в разделении модели на субструктуры, как и в методе статической конденсации Гуана, с преобразованием координат в обобщенные модальные координаты для упругой части системы. Для описания метода остановимся подробнее на известном алгоритме Крейга-Бамптона.

Суть алгоритма заключается в следующих преобразованиях:

1) Разделение модели на субструктуры и определение активных степеней свободы „master“ и неактивных „slave“. В методе Крейга-Бамптона их также называют граничными (участвующими во взаимодействии с другими моделями) и внутренними (представляющими упругие линейные части модели). Обозначим их также как в предыдущих методах  $u_m$  и  $u_s$  соответственно.

$$\{u\} = \begin{Bmatrix} u_m \\ u_s \end{Bmatrix} \quad (10)$$

Уравнение движения без демпфирования в этом случае запишем как

$$\begin{bmatrix} M_{mm} & M_{ms} \\ M_{sm} & M_{ss} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_m \\ \ddot{u}_s \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{mm} & K_{ms} \\ K_{sm} & K_{ss} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_m \\ u_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_m \\ F_s \end{Bmatrix} \quad (11)$$

2) Преобразование  $\{u_s\}$  в обобщенные модальные координаты  $\{q_s\}$ . Таким образом, редуцированная конечно-элементная модель трансформируется в модель с комбинированными реальными координатами на границах и обобщенными модальными координатами внутри упругих областей.

Вектор обобщенных модальных координат можно в свою очередь также сократить до  $\{q_{sp}\}$ , как в методе модальной редукции – пренебречь не интересующими высшими собственными частотами, оставив только  $p$  частот.

Связь между физическими координатами и обобщенными определяется как:

$$\begin{Bmatrix} u_m \\ u_s \end{Bmatrix} = \{[B] \quad [\Phi]\} \begin{Bmatrix} u_m \\ q_{sp} \end{Bmatrix} \quad (12)$$

Матрица  $[B]$  имеет размерность  $n \times m$ , где  $n$  – число физических координат модели или число узлов конечно-элементной модели, а  $m$  – число мастер узлов. Матрица  $[B]$  отвечает за определение граничных координат. Матрица  $[\Phi]$  имеет размерность  $n \times p$  и отвечает за преобразование физических координат в модальные.

Матрицы  $[B]$  и  $[\Phi]$  записывают как:

$$[B] = \begin{Bmatrix} [I] \\ [\varphi_m] \end{Bmatrix} \text{ и } [\Phi] = \begin{Bmatrix} [0] \\ [\varphi_s] \end{Bmatrix} \quad (13)$$

где  $[\varphi_m](s \times m)$  и  $[\varphi_s](s \times p)$  – неизвестные функции преобразования,  $[I]$  – единичная матрица размерности  $m \times m$ ,  $[0]$  – нулевая матрица размерности  $(m \times p)$ .

Определение  $[B]$  и  $[\Phi]$  составляет суть метода Крейга-Бамптона.

### 3) Определение $[B]$

Матрица  $[B]$  определяет форму колебаний системы как жесткого целого в ответ на единичное воздействие (перемещение) в направлении одной из граничных степеней свобод при зафиксированных остальных. Функция преобразования  $[\varphi_m]$  определяет связь между граничными узлами и внутренними узлами. Для ее нахождения сделаем следующие преобразования:

Переписываем уравнение (11) в статической постановке. Предполагаем, что вектор внешних сил равен нулю, граничные или мастер узлы закреплены по всем степеням свободы:

$$[K_{sm}]\{u_m\} + [K_{ss}]\{u_s\} = 0 \quad (14)$$

Переписываем уравнение (12) как:

$$\begin{Bmatrix} u_m \\ u_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} [I] & [0] \\ [\varphi_m] & [\varphi_s] \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u_m \\ q_{sp} \end{Bmatrix} \quad (15)$$

Тогда соотношение между  $\{u_s\}$  и  $\{u_m\}$  в общем случае:

$$\{u_s\} = [\varphi_m]\{u_m\} + [\varphi_s]\{q_{sp}\} \quad (16)$$

Однако для статической постановки  $\{q_{sp}\} = 0$ .

Объединяем (14) и (15), получаем:

$$\{u_s\} = -[K_{ss}]^{-1}[K_{sm}]\{u_m\} = [\varphi_m]\{u_m\} \quad (17)$$

Из полученных преобразований имеем уравнение перемещения системы как жесткого тела при единичном перемещении граничных узлов в направлении одной из степеней свободы.

#### 4) Определение $[\Phi]$

Матрица  $[\Phi]$  трансформирует физические координаты упругой субструктуры в модальные координаты.

Для этого из уравнения (11) исключаем граничные узлы (закрепляем по всем степеням свободы) и переписываем как:

$$[M_{ss}]\{\ddot{u}_{ss}\} + [K_{ss}]\{u_s\} = 0 \quad (18)$$

Решаем уравнение (18) и определяем матрицу собственных чисел упругой подсистемы. Это и будет матрица преобразования  $[\varphi_s]$ . Запишем соотношение для  $\{u_s\}$ :

$$\{u_s\} = [\varphi_s]\{q_{sp}\} \quad (19)$$

5) Подставляем (15) в (11) и получаем уравнение движения модели, редуцированной по Крейгу-Бэмптону. Таким образом, мы имеем заданные динамические свойства упругих субструктур и определенное количество необходимых нам активных граничных мастер узлов.

Основными достоинствами приведенного алгоритма является его эффективность и исключение главного ограничения предыдущих методов - зависимости динамических свойств редуцированной модели от количества и расположения мастер узлов.

### 1.5.2. МЕТОДЫ ЧИСЛЕННОЙ ЛИНЕАРИЗАЦИИ КОНТАКТОВ

Самостоятельную проблему при решении динамических задач с несколькими взаимодействующими элементами представляет моделирование контактного взаимодействия лопаток с демпфером. Особенность граничных условий в зоне контакта – неизвестные размеры и форма площадки контакта, неизвестные нагрузки на этой площадке и изменение этих параметров во времени.

В уравнении движения метода конечных элементов (МКЭ) нелинейная контактная сила представлена слагаемым  $[K_k]\{u\}$ :

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} + [K_k]\{u\} = 0, \quad (20)$$

где  $[M]$  - матрица масс,  $[C]$  - матрица демпфирования,  $[K]$  - матрица жесткости,  $\{u\}$  - вектор перемещения.

Нелинейный компонент уравнения движения – контактная сила – может быть линеаризован в МКЭ тремя численными методами: метод Пенальти, метод лагранжевых мультипликаторов и метод расширенных лагранжевых мультипликаторов. Каждый из методов представляет собой задачу оптимизации с целью нахождения минимума потенциальной энергии.



Принципы методов и уравнение потенциальной энергии представлены в Таблице 1.

Наиболее эффективный метод линеаризации контакта с точки зрения сходимости расчета – метод Пенальти. Точность метода зависит от матрицы жесткости фиктивных контактных пружин между двумя телами.

В методе Пенальти нелинейная контактная сила  $\{F_k\} = [K_k]\{u\}$  (рис.29) складывается из двух компонент:  $\{F_n\}$  – нормальная составляющая и  $\{F_t\}$  – тангенциальная составляющая.

Таблица 1.

Сравнение алгоритмов линеаризации контактной силы

Метод	Принцип	Уравнение потенциальной энергии	Описание
Пенальти	Жесткость контактной пружины	$\Pi(u) = \Pi_0 + \frac{1}{2} [G]^T [k] [G]$	[G] – матрица перемещений, [k] – матрица жесткости контактных пружин, [Λ] – матрица лагранжевых мультипликаторов
Лагранжевых мультипликаторов	Контактные силы представленны лагр. мультипл.	$\Pi(u, \Lambda) = \Pi_0 + [\Lambda]^T [G]$	
Расширенных лагранжевых мультипликаторов	Комбинация методов Пенальти и лагр. мулт.	$\Pi(u, \Lambda) = \Pi_0 + \frac{1}{2} [G]^T [k] [G] + [\Lambda]^T [G]$	

Нормальная составляющая определяется как  $\{F_n\} = [K_n]\{u_n\}$ , где  $[K_n]$  - нормальная жесткость фиктивных пружин,  $\{u_n\}$  - проникновение в направлении нормали. Тангенциальная нелинейная контактная сила зависит от двух состояний: полное залипание и скольжение. Для случая полного залипания  $\{F_t\} = [K_t]\{u_t\}$ , где  $[K_t]$  - тангенциальная жесткость фиктивных

пружин,  $\{u_t\}$  - перемещение в тангенциальном направлении (рис. 29). При достижении  $\{F_t\}$  значения, равного  $\mu_d[K_n]\{u_n\}$  ( $\mu_d$  - динамический коэффициент трения), начинается взаимное скольжение поверхностей относительно друг друга. Таким образом, в состоянии скольжения  $\{F_t\} = -\text{sign}(\{u_t\})\mu_d[K_n]\{u_n\}$ . С учетом состояний контакта, потенциальная энергия элемента определяется как:

$$d[\Pi_{el}] = (\{F_n\}d\{u_n\} + \{F_t\}d\{u_t\})_{el} = ([K_n]\{u_n\}d\{u_t\} + \text{sign}\{u_t\}\mu_d[K_n]\{u_n\}d\{u_t\})_{el} \quad (21)$$

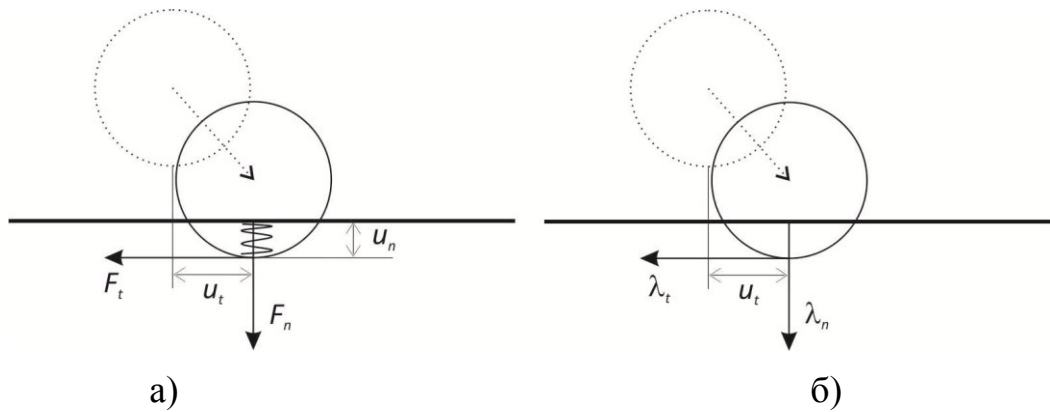


Рисунок 29 : а) Метод Пенальти; б) Метод Лагранжевых мультипликаторов

Жесткость пружин определяется нормальной жесткостью поверхностей. Однако, для минимизации проникновения контактных поверхностей этой жесткости может быть недостаточно. Для этого матрицу  $[K_n]$  домножают на, так называемый, «коэффициент пенальти»  $p$ . Величина  $p$  ограничена критерием устойчивости и, в соответствии с рекомендациями, [91] значение коэффициента пенальти выбирается в указанных пределах эмпирическим путем.

Если жесткость поверхностей не может быть определена с помощью параметров материала контактирующих поверхностей, как в случае с контактирующими субструктурами, в которых учтены лишь инерционные свойства, то можно ввести в расчет эмпирически определенную постоянную

жесткость. В этом случае возникает также проблема выбора контактной жесткости, требующая решения отдельной задачи.

Метод Пенальти обладает преимуществами в скорости сходимости контактной задачи, поскольку между поверхностями всегда существует некоторое допустимое проникновение, которое не имеет постоянной величины. Однако, вследствие наличия проникновения точность задачи снижается. Дополнительным недостатком является введение в систему эмпирической фиктивной величины - контактной жесткости.

Алгоритм линеаризации контакта с наименьшей погрешностью – метод лагранжевых мультипликаторов. Метод основан на получении решением системы уравнений лагранжевых коэффициентов  $[\Lambda]$  для соблюдения условия минимума потенциальной энергии. Физически эти коэффициенты представляют собой контактные силы и обладают размерностью. Потенциальная энергия в таком алгоритме представляет:

$$P(u, \Lambda) = P_0 + [\Lambda]^T ([B]\{u\} - [g]), \quad (22)$$

где  $P_0$  – имеющаяся начальная потенциальная энергия в системе,  $[\Lambda]$  – матрица лагранжевых мультипликаторов,  $[B]$  – матрица определяющая степени свободы находящиеся в контакте,  $\{u\}$  – вектор перемещений,  $[g]$  – матрица проникновений.

Матрицу лагранжевых мультипликаторов можно записать как

$$[\Lambda]^T = \left[ \left\{ \lambda_n^1 \right\}, \left\{ \lambda_t^1 \right\}, \left\{ \lambda_n^2 \right\}, \left\{ \lambda_t^2 \right\}, \dots, \left\{ \lambda_n^k \right\}, \left\{ \lambda_t^k \right\} \right], \quad (23)$$

где  $\lambda_n$  – мультипликатор в нормальном направлении (Рис. 19) а  $\lambda_t$  в тангенциальном направлении. В состоянии полного залипания имеем  $\lambda_n \geq 0, \lambda_t \leq \mu_d \lambda_n$ , а в состоянии полного скольжения  $\lambda_n \geq 0, \lambda_t = \mu_d \lambda_n$ . Поскольку мультипликаторы Лагранжа имеют физический смысл, то все они должны быть положительны.

Матрица проникновений записывается также:

$$[g] = \left[ \left\{ g_n^1 \right\}, \left\{ g_t^1 \right\}, \left\{ g_n^2 \right\}, \left\{ g_t^2 \right\}, \dots, \left\{ g_n^k \right\}, \left\{ g_t^k \right\} \right], \quad (24)$$

где  $g_n$  проникновение в нормальном направлении, а  $g_t$  в тангенциальном.

Для того, чтобы исключить проникновение поверхностей друг в друга, должно быть выполнено условие:  $[B]\{u\} - [g] \geq 0$ . На практике часто нулевое проникновение заменяется на контролируемую малую величину.

Основным преимуществом алгоритма лагранжевых мультипликаторов является отсутствие проникновения либо контролируемая величина проникновения. Кроме того, сами лагранжевые мультипликаторы обладают физическим смыслом, в отличие от фиктивных пружин в алгоритме Пенальти. Однако, основной недостаток метода заключается в решении дополнительных уравнений по поиску контактных сил, что требует дополнительных затрат машинного времени.

Существует объединенный метод линеаризации контакта – метод расширенных лагранжевых мультипликаторов (англ. *Augmented Lagrange*). Этот алгоритм позволяет преодолеть недостатки методик, указанных выше.

В методе расширенных лагранжевых мультипликаторов потенциальная энергия определяется как:

$$\Pi(u, \Lambda) = \Pi_0 + [\Lambda]^T [G] + \frac{1}{2} [G]^T [k] [G] \quad (24)$$

Таким образом, на каждом шаге итерации определяется как контактная жесткость, так и лагранжевые мультипликаторы, ускоряя нахождение минимума потенциальной энергии. Кроме того снижается чувствительность метода Пенальти к высоким контактным жесткостям, обеспечивая устойчивость конвергенции контактной задачи.

## 1.6. ВЫВОДЫ

1.6.1. Проведен обзор состояния проблемы вибрационной надежности лопаток турбомашин. Показано, что до 46 % дефектов, встречающихся при эксплуатации паровых и газовых турбин, связаны с поломкой рабочих лопаток, из них до 50% вызваны усталостным разрушением.

1.6.2. Проведен анализ известных методов и устройств конструкционного демпфирования рабочих лопаток энергетических и транспортных турбомашин. Наиболее технологичным и эффективным способом является применение подполочных демпферов сухого трения.

1.6.3. Обзор методов экспериментального исследования и математического моделирования взаимодействия демпферов сухого трения и рабочих лопаток турбин показал:

- экспериментальное исследование взаимодействия рабочих лопаток и демпферов сухого трения является неотъемлемой частью разработки новых демпфирующих устройств лопаточных аппаратов турбомашин;

- все численные модели нестационарного контактного взаимодействия требуют знания параметров трения в контакте ( $\mu$  – коэффициент трения,  $kt$  – тангенциальная жесткость);

- зависимость между эффективностью демпфирования и центробежной силой, прижимающей демпфер, имеет нелинейный характер, и показывает наличие оптимального режима работы демпфера;

- существует зависимость эффективности демпфирования от формы колебаний лопаток или формы облопаченного турбинного диска;

- численное моделирование демпфирования лопаток турбин демпферами сухого трения представляет собой сложную задачу, требующую значительных ресурсов машинного времени. Поэтому актуальна разработка инженерной методики для оперативной оценки эффективности демпфирования, а также для подбора параметров демпфера (размеры, масса, материал);

- решение задачи без учета трехмерной геометрии и динамических (модальных) свойств конструкции недопустимо снижает точность оценки эффективности демпфирования;

- не были выявлены исследования, использующие при решении задачи численного моделирования демпфирования лопаток турбин редуцированных моделей делением на субструктуры.

## 2. РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕМПФИРОВАНИЯ МОДЕЛЬНЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН С ПОМОЩЬЮ ДЕМПФЕРОВ СУХОГО ТРЕНИЯ

Основная цель экспериментального исследования эффективности демпфирования состоит в получении опытных данных о закономерностях взаимодействия демпферов сухого трения и рабочих лопаток турбин, необходимых для дальнейшей разработки и верификации математических моделей. В настоящем разделе изложена постановка и методика эксперимента по определению закономерностей взаимодействия пары соседних рабочих лопаток и подполочного демпфера сухого трения. Также изложена методика экспериментального исследования свойств пар сухого трения. Приведено описание разработанных экспериментальных установок и оборудования. Представлены и проанализированы результаты экспериментальных исследований по определению эффективности демпфирования рабочих лопаток турбин и свойств пар сухого трения.

### 2.1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕМПФИРОВАНИЯ МОДЕЛЬНЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ С ПОМОЩЬЮ ДЕМПФЕРОВ СУХОГО ТРЕНИЯ

В современной технической литературе описано множество подходов к экспериментальному моделированию взаимодействия рабочих лопаток и целых рабочих колёс в паровых и газовых турбинах с демпферами сухого трения [64, 63]. Однако основным направлением при разработке подобных методик является отказ от дорогостоящих натурных испытаний на полноразмерных узлах турбомашин и применение модельных объектов исследования [61].

Основной целью проведения экспериментальных исследований по определению эффективности демпфирования рабочих лопаток турбин является получение информации для верификации и настройки математических моделей взаимодействия рабочих лопаток турбин и демпферов сухого трения. В последние годы все большее внимание уделяется разработке подходов к экспериментальному определению свойств пар сухого трения и изучению механизмов процесса сухого трения в зависимости от различных условий эксплуатации фрикционных пар [79, 80, 92]. В этих работах показано, что достаточным для точного математического описания процесса трения является определение коэффициента трения  $\mu$  и тангенциальной жесткости контакта  $k_t$ . Поэтому при разработке

экспериментальной методики в рамках данной работы были поставлены и решались следующие задачи:

- исследование характеристик демпфирования рабочих лопаток демпферами сухого трения с учетом изменяющейся центробежной нагрузки, действующей на демпфер;
- исследование характеристик демпфирования рабочих лопаток турбины демпферами сухого трения с учетом изменяющейся возбуждающей нагрузки, действующей на рабочие лопатки;
- обеспечение возможности изменения моделируемых центробежных и возбуждающих нагрузок в диапазоне, соответствующем реальным эксплуатационным режимам газотурбинной установки;
- определение амплитудно-частотных характеристик, собственных частот, форм и декрементов колебаний исследуемой системы;
- определение основных характеристик пар сухого трения при значениях коэффициента трения  $\mu$  и тангенциальной жесткости контакта  $k_t$ ;
- определение критериев оценки эффективности демпфирования с помощью демпферов сухого трения.

Основная идея предлагаемого эксперимента состоит в моделировании эффекта влияния различных величин центробежной нагрузки на амплитуды виброскорости всего блока лопаток. Для реализации идеи необходимы: объект исследования (лопатка и демпфер); устройство, возбуждающее колебания в исследуемой системе; устройство для регулирования величины моделируемой центробежной нагрузки. Для оценки эффективности требуется измерительная система, позволяющая производить регистрацию отклика объекта исследования (его амплитудно-частотную характеристику, собственные частоты, формы и декременты колебаний). Поэтому, при разработке измерительной системы следует определить:

- способ закрепления объекта исследования;
- способ возбуждения требуемого уровня колебаний;
- конструкцию устройства для приложения к демпферу центробежной нагрузки;
- механизм непрерывного регулирования нагрузки, действующей на демпфер, в процессе возбуждения объекта исследования;
- метод регистрации амплитудно-частотной характеристики, собственных частот, форм и декрементов колебаний системы.

## 2.2. КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕМПФИРОВАНИЯ С ПОМОЩЬЮ ДЕМПФЕРОВ СУХОГО ТРЕНИЯ

В литературе [45-50, 53-55, 90] описан способ оценки эффективности применения демпферов сухого трения путем сравнения коэффициента относительного демпфирования колебаний рабочих лопаток без демпфера и с демпфером. Этот коэффициент рассчитывается по полученной амплитудно-частотной характеристике системы методом резонансной кривой по формуле (26) [90]:

$$\zeta = \frac{\omega_1 - \omega_2}{2f_r} \cdot 100\% , \quad (26)$$

где  $(\omega_1 - \omega_2)$  — ширина частотной полосы амплитудно-частотной характеристики при отступе  $-3 \text{ дБ}$  от значения локального максимума на резонансном режиме;  $f_r$  — резонансная частота. Полученный коэффициент относительного демпфирования  $\zeta$ , % пропорционален доле рассеиваемой за цикл энергии колебаний. Часто для экспериментальной оценки эффективности демпфирования используют также логарифмический декремент колебаний  $\delta$ , % (27):

$$\delta = \pi \cdot \frac{\Delta\omega}{f_r} \cdot 100\% , \quad (27)$$

$\Delta\omega$  — ширина частотной полосы амплитудно-частотной характеристики при отступе  $-3 \text{ дБ}$  от значения локального максимума на резонансном режиме;  $f_r$  — резонансная частота. В настоящей работе при обработке и систематизации результатов экспериментальных исследований, эффективность демпфирования предлагается оценивать параметром:

$$\xi = A/A^* , \quad (28)$$

где  $A$  — амплитуда колебаний лопаток без демпфера,  $A^*$  — амплитуда колебаний лопаток с демпфером. Учитывая, что на резонансном режиме амплитуда колебаний приближенно обратно пропорциональна логарифмическому декременту  $\delta_n$  (29), увеличение параметра  $\xi$  в  $n$  раз означает снижение динамических напряжений в исследуемых лопатках на резонансном режиме колебаний в  $n$  раз.

$$\delta_n \sim \frac{A_N}{A_0} , \quad (29)$$



где  $A_N$  – значение амплитуды колебаний системы на исследуемом резонансном режиме при центробежной нагрузке  $N$ ;  $A_0$  - значение амплитуды колебаний системы на резонансном режиме без демпфера.

### 2.3. МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕМПФИРОВАНИЯ С ПОМОЩЬЮ ДЕМПФЕРОВ СУХОГО ТРЕНИЯ НА ПРИМЕРЕ МОДЕЛЬНЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ

В качестве объектов исследования использовались (рисунок 30):

- блок из двух лопаток-имитаторов, каждая выполнена заодно с кубическим основанием, играющим роль дисковой части. Блок изготовлен из нержавеющей стали;
- клиновидный демпфер, изготовленный из нержавеющей стали;
- набор пластин из жаропрочной стали, применяющейся для изготовления лопаток турбин.

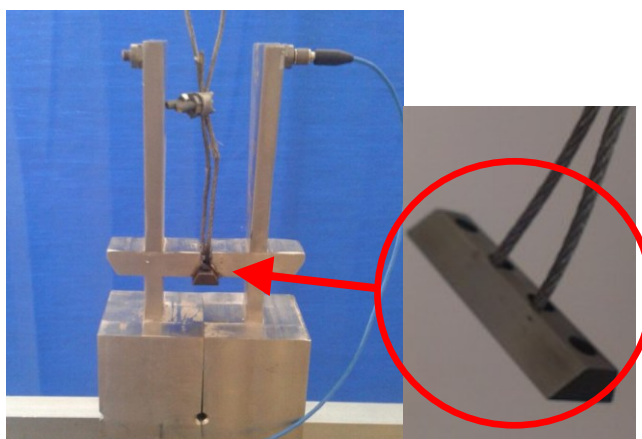


Рисунок 30. Объекты исследования: блок лопаток-имитаторов и клиновидный демпфер

Набор пластин введен в модель для имитирования пар материалов. Меняя пластины, можно моделировать различные контактные пары материалов. В настоящем исследовании пластины были наклеены только на полки лопаток и имитировалась пара «нержавеющая сталь-жаропрочный сплав».

На рисунке 31 приведен эскиз лопатки-имитатора с указанием размеров и допусков изготовления.

В основании каждой лопатки-имитатора выполнены отверстия для фиксации их друг относительно друга при помощи стяжного болта. Отсутствие замкового соединения между лопаткой и кубическим основанием исключает дополнительные пары трения для того, чтобы основным элементом, определяющим демпфирование, оставался подполочный демпфер. Использование модельных лопаток с упрощенной геометрией подполочного пространства позволяет легко изменять конструктивные параметры демпферов для определения их влияния на эффективность демпфирования.

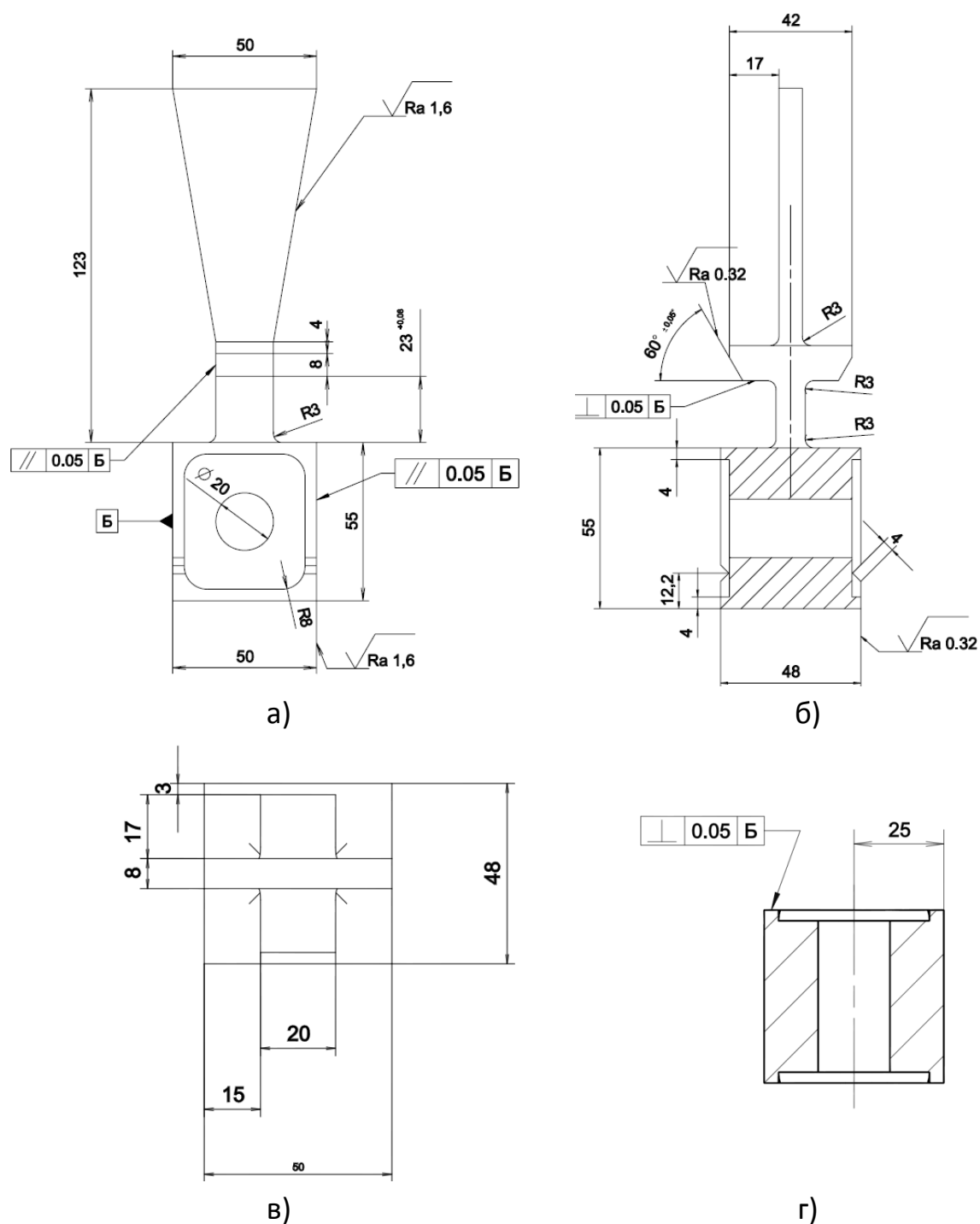


Рисунок 31. Эскиз исследуемой лопатки-имитатора: а) фронтальный вид; б) боковой вид; в) вид сверху; г) вид с разрезом соединительного отверстия.

Разработанная экспериментальная методика предполагает двухэтапный подход. На первом этапе проводится измерение модальных характеристик блока модельных рабочих лопаток турбины без демпфера методом сканирующей лазерной виброметрии [75]. Метод реализуется с помощью трехкомпонентного сканирующего лазерного виброметра Polytec PSV-400-3D, который управляет возбуждением колебаний и обеспечивает регистрацию виброскорости в узлах сетки сканирования.

Трехкомпонентный сканирующий лазерный виброметр PSV-400-3D (рисунок 32) предназначен для трехмерного анализа колебаний конструкций сложной формы бесконтактным методом. Виброметр представляет собой исследовательский лазерно-цифровой измерительный комплекс, состоящий из трех оптических сканирующих лазерных головок PSV-I-400 и модуля сканирования геометрии PSV-A-420, размещенных на стапеле, и системы управления. В систему управления входят три управляющих модуля оптических головок (контроллеры) OFV-5000, блок сопряжения управляющих модулей с промышленным компьютером PSV-E-408, промышленный компьютер.

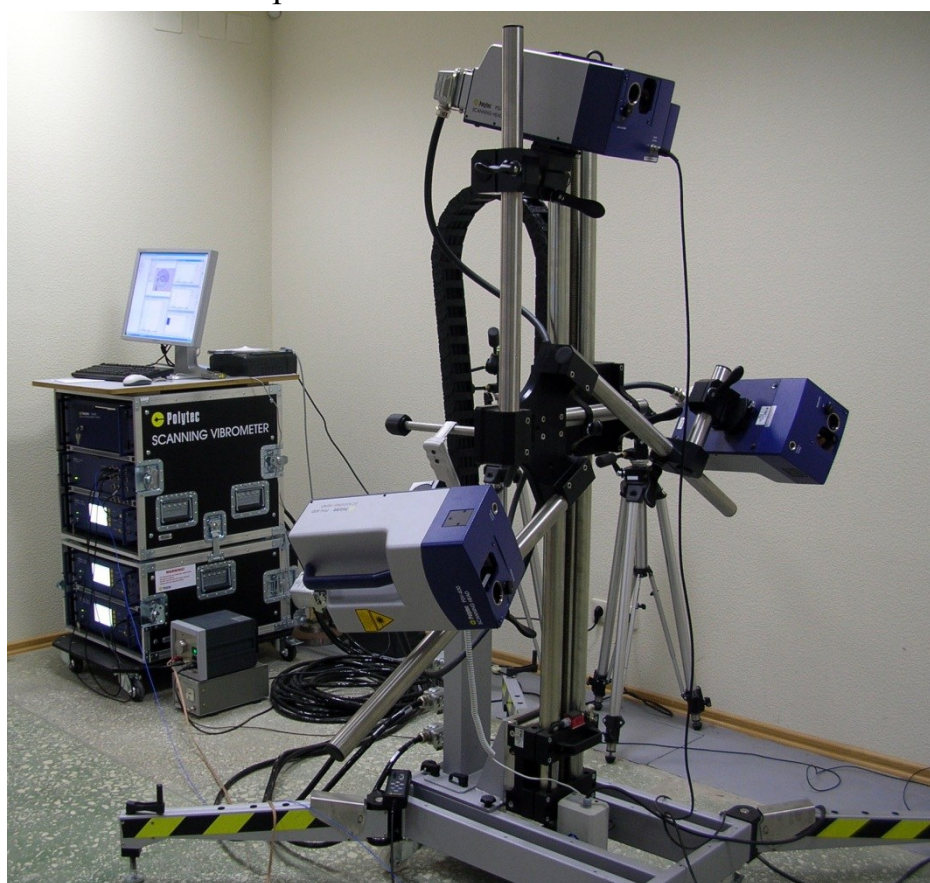


Рисунок 32. Трёхкомпонентный сканирующий лазерный виброметр PSV-400-3D.

Лазерные головки представляют собой оптические устройства, в которых находятся гелий-неоновые источники лазерных лучей и приемники отраженного сигнала. Работа каждой головки и связь с компьютером обеспечивается управляющим модулем (контроллером) OFV-5000 и блоком сопряжения. В верхней оптической головке дополнительно встроена видеокамера и лазерный модуль сканирования геометрии. Изображение с видеокамеры передается в компьютер и отображается на мониторе.

Принцип работы трехкомпонентного сканирующего лазерного виброметра PSV-400-3D основан на эффекте Доплера и состоит в измерении

виброскорости точек на поверхности объекта по изменению частоты отраженного от нее лазерного луча. Три лазерных луча последовательно и синхронно сканируют поверхность объекта, создавая, таким образом, пространственную картину колебаний объекта.

Обработка результатов опирается на представление исследуемого объекта как колебательной системы с конечным числом степеней свободы  $n$ . Экспериментальное определение собственных частот системы  $\omega_{0r}$  ( $r=1,2,\dots,n$  – номер собственной частоты) и соответствующих векторов собственных форм  $\{\phi\}_r$  базируется на анализе матрицы передаточных функций  $[H]$ , каждый элемент  $H_{ij}(\omega)$  которой представляет собой результат измерений отдельной частотной характеристики как отношения:

$$H_{ij}(\omega) = X_i(\omega) / F_j(\omega) , \quad (30)$$

где  $X_i(\omega)$  частотная функция реакции в точке  $i$  на воздействие  $F_j(\omega)$  в точке  $j$ . На рисунке 33 представлена схема экспериментальной установки, используемой на первом этапе.

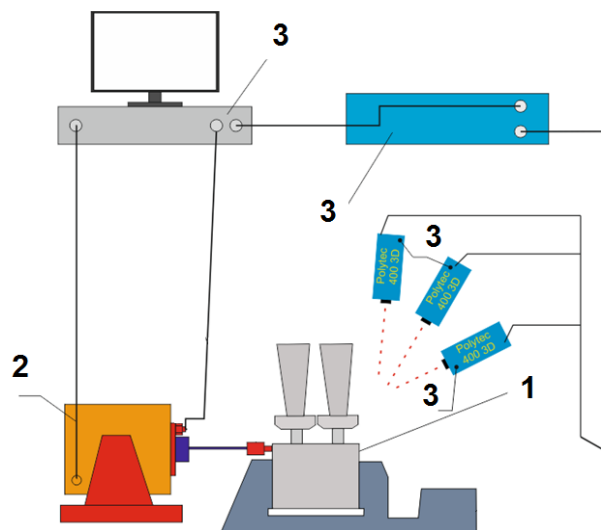


Рисунок 33. Схема экспериментальной установки для определения собственных частот и форм колебаний: 1- блок лопаток-имитаторов, 2 – вибровозбудитель, 3 – сканирующий лазерный виброметр.

Приложение возбуждающего усилия производится с помощью магнитного вибровозбудителя через металлический упругий стержень, свободный конец которого упирается в замок модельной лопатки. При помощи пьезодатчика силы осуществляется контроль возбуждающего усилия. Модельные лопатки спроектированы таким образом, чтобы в

диапазоне рабочих частот вибровозбудителя 20...3100 Гц располагались первые три собственные частоты колебаний, соответствующих первой изгибной, второй изгибной и первой крутильной формам.

Регистрация амплитудно - частотной характеристики отклика производится по трём пространственным компонентам лазерными головками в 40 точках сканирования - по 20 точек на перо каждой лопатки. Этого достаточно для определения собственных форм, частот колебаний и декрементов затухания системы «лопатки – демпфер».

Сканирование проводится в диапазоне 250...350 Гц. Шаг сканирования - 0,488 Гц. В качестве типа возбуждающего сигнала выбран синусоидальный сигнал постоянной амплитуды и возрастающей частоты.

Исследуемые лопатки устанавливались в прецизионном зажимном устройстве, крепящемся к массивному стальному основанию.

В исследуемом диапазоне частот были выявлены две низшие собственные формы с частотами 305 Гц и 335 Гц для синфазной и противофазной первой изгибной формы соответственно (рис. 34), представляющие два наиболее важных типа движения соседних рабочих лопаток турбинного колеса, реализуемых во время работы газотурбинного

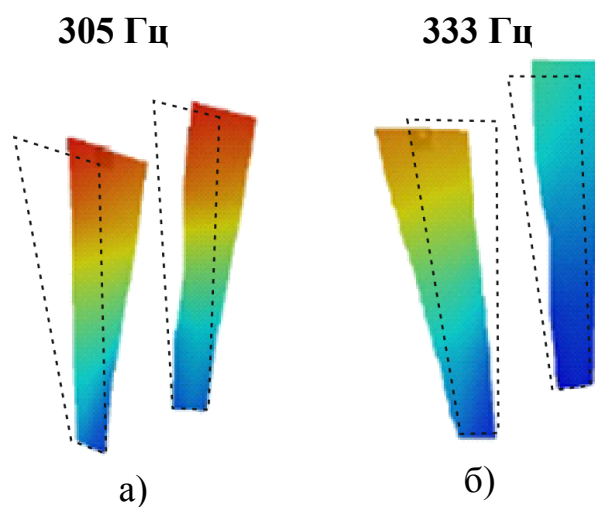


Рисунок 34. Первая изгибная форма колебаний с разницей фаз  $0^\circ$  (a) и  $180^\circ$  (б)

двигателя.

На втором этапе работы проводилось исследование влияния центробежной нагрузки на эффективность демпфирования лопаток для выявленных во время первого этапа собственных форм колебаний.

Исследование эффективности демпфирования проводилось при помощи анализа сигналов вынужденных колебаний системы «лопатки – демпфер»,

Для обеспечения возбуждения колебаний блока лопаток в широком диапазоне амплитуд, от 1 *мкм* до 2*мм*, в качестве возбудителя было решено использовать магнитный вибратор LDS V650 с максимальным толкающим усилием  $F_{\text{возбMAX}} = 2200 \text{ кН}$  при синусоидальном сигнале возбуждения.

[illegible]

Непосредственное закрепление объекта исследования на рабочем столе вибровозбудителя позволяет повысить эффективность передачи энергии от динамика в систему «лопатки – демпфер» по сравнению со способом возбуждения через упругий стержень или струну. Такой подход не только уменьшает механические потери, но и увеличивает максимально достижимые амплитуды вибраций блока лопаток.

Регистрация отклика системы осуществлялась при помощи однокомпонентного лазерного виброметра в точке сканирования 3 (рисунок 36) на середине периферийного сечения модельной лопатки, где наблюдались максимальные перемещения по первой изгибной форме



колебаний. Также на периферийном сечении лопадки установлены акселерометры 4, как дополнительный и независимый метод контроля виброускорений лопаток и проверки фазовой составляющей формы колебаний.

В ходе второго этапа экспериментов для колеблющихся по синфазной и асинфазной первой изгибной форме лопаток было реализовано пять уровней центробежной нагрузки: 0, 47, 187, 440, 700 Н.

Эксперименты проводились при постоянном значении возбуждающего виброускорения –  $78,48 \text{ м/с}^2$ , измеряемого при помощи акселерометра, установленного на столе вибровозбудителя.

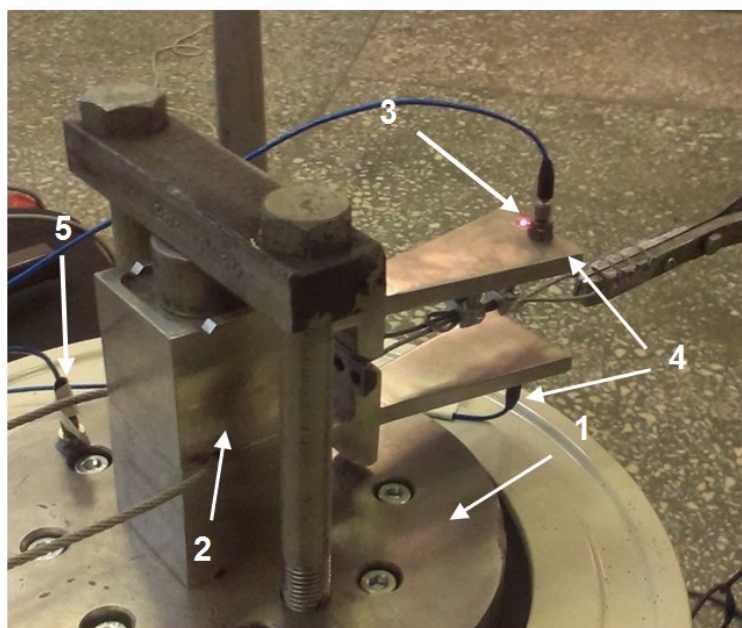


Рисунок 36. Крепление модельного блока лопаток к столу вибровозбудителя: 1 – стол, 2 – блок модельных лопаток, 3 – точка сканирования, 4 – акселерометры для измерения отклика, 5 – акселерометр для измерения виброускорения на столе.



## 2.4 МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ СВОЙСТВ ПАРЫ СУХОГО ТРЕНИЯ

Для успешной верификации модели необходимо определить параметры контакта с трением. В настоящей работе был реализован контакт «нержавеющая сталь (НС) - жаропрочный сплав на никелевой основе (ЖС)».

В статье [79] описывается экспериментальная методика, позволяющая измерять динамические характеристики трения необходимые для математического моделирования подполочных демпферов в составе рабочих лопаточных колес турбин. В работе показано, что измерения всего двух параметров -  $\mu$  (коэффициента трения) и  $k_t$  (тангенциальной жесткости контакта) достаточно для точного воспроизведения экспериментально полученных характеристик поведения исследуемого фрикционного взаимодействия.

Спроектированная автором и изготовленная в рамках настоящей работы экспериментальная установка позволяет измерять эти два параметра с требуемой точностью ( $\mu$  - 0,001;  $k_t$  - 1 Н/м) для любых пар материалов.

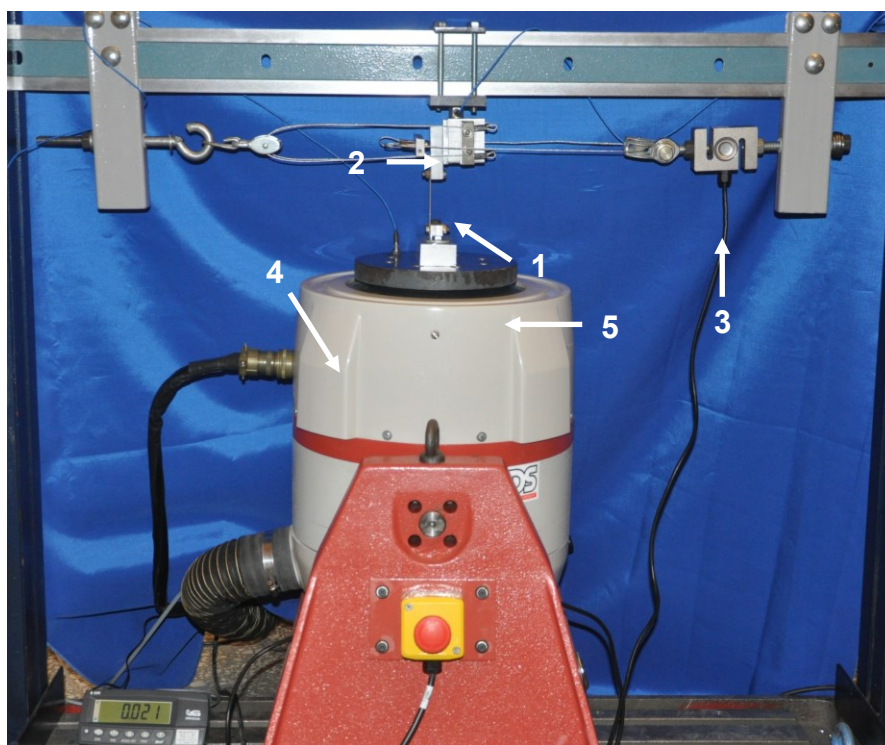


Рисунок 37. Общий вид экспериментальной установки для определения основных свойств пар сухого трения: 1 – образцы исследуемого материала; 2 – динамический пьезодатчик силы; 3 - статический динамометр; 4 – вибровозбудитель; 5 – подвижный стол.

Общий вид экспериментальной установки для определения основных свойств пар сухого трения представлен на рисунке 37.

Идея эксперимента состоит в возбуждении вертикальных относительных перемещений образцов исследуемых, сохраняющих контакт в ходе колебаний, под действием нормальной нагрузки  $N$ , действующей в горизонтальном направлении и контролируемой с помощью динамометра. К преимуществам данной методики над другими известными [80, 92] можно отнести прямое измерение силы трения  $F_{тр}$  с помощью динамического пьезодатчика силы (рис. 37). Схема эксперимента представлена на рисунке 38.

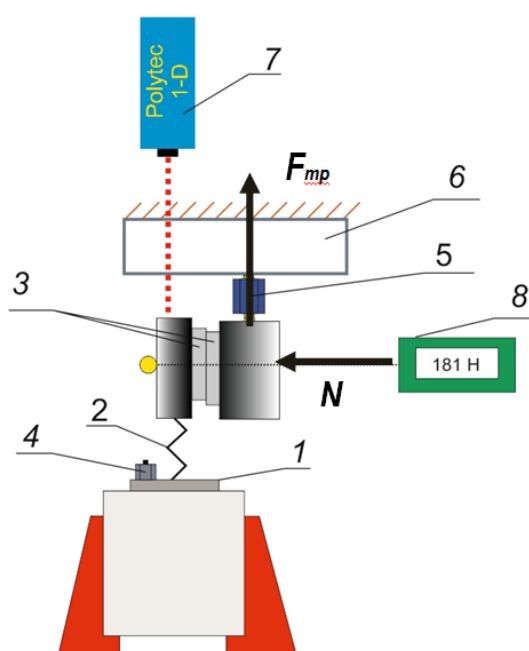


Рисунок 38. Схема эксперимента по определению характеристик трения: 1 – стол вибровозбудителя, 2 – рессора, 3 – исследуемые пластины, 4 – акселерометр, 5 – датчик силы, 6 – рама, 7 – лазерный виброметр, 8 – динамометр.

$N$ , для пар материалов ЖС-ЖС и НС-ЖС. Получены значения коэффициентов трения  $\mu$  и величин работы? совершаемой силой трения  $F_{тр}$ .

Результаты исследований фрикционных свойств ЖС, используемого для изготовления рабочих лопаток турбин высокого давления и демпферов для этих лопаток, представляет большой интерес для инженеров-

Амплитуда колебаний подвижной пластины, с вклеенным в неё образцом исследуемого материала, контролируется с помощью однокомпонентного лазерного виброметра. Передача возбуждающего усилия с вибростола на подвижную пластину осуществлялась посредством специальной рессоры, имеющей повышенную жесткость в вертикальном направлении. Измерение величины силы трения  $F_{тр}$ , действующей в вертикальном направлении, производится при помощи датчика силы РСВ.

В ходе исследования были определены зависимости силы трения от перемещений подвижной пластины при различных величинах моделируемой нормальной нагрузки

расчетчиков, моделирующих динамические процессы взаимодействия рабочих лопаток и демпферов при настройке моделей трения.

Исследования свойств пары НС-ЖС необходимы для верификации, разрабатываемой в рамках данной работы, математической модели взаимодействия рабочих лопаток турбины и демпферов сухого трения, для определения характеристик демпфирования на примере модельных лопаток и демпферов.

На рисунке 39 представлены экспериментально полученные петли гистерезиса в координатах  $F_{тр}$  –  $x$  (сила трения – перемещения) для нескольких вариантов нормального усилия и амплитуд относительных перемещений в ходе колебаний. Частота колебаний для всех вариантов нагрузок и амплитуд перемещений составляла 20 Гц.

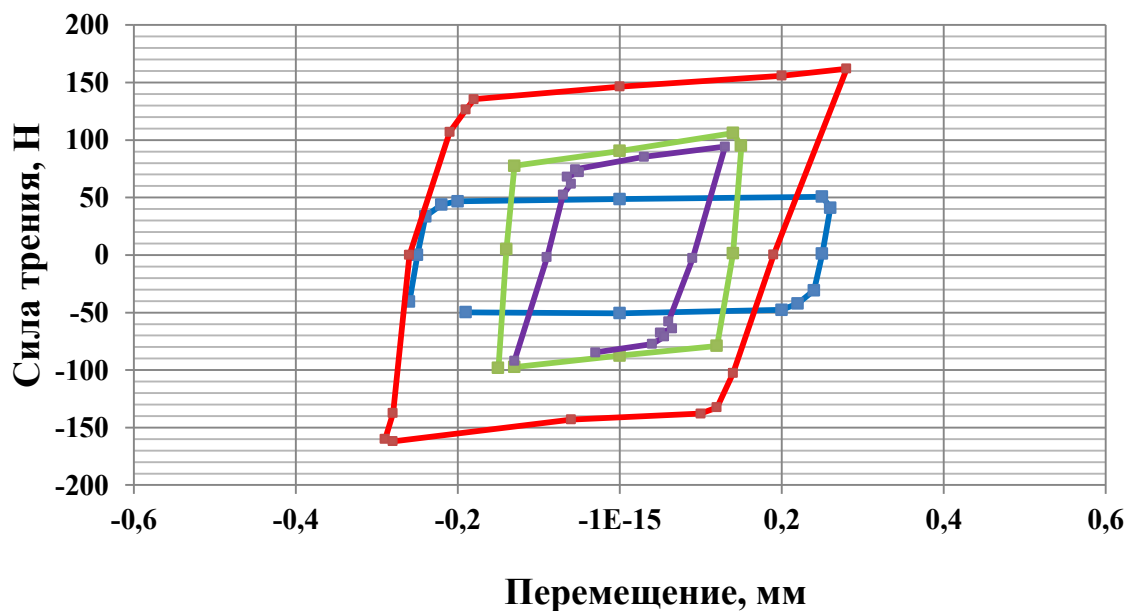


Рисунок 39. Петли гистерезиса полученные для нормальных действующих нагрузок  $H$ : 1 – 48 Н; 2– 99 Н; 3– 116 Н; 4– 190 Н.

Полученные петли гистерезиса хорошо описывают поведение пары сухого трения в процессе колебательного цикла, разделяя такой цикл на три условных стадии (рисунок 40): I – стадия залипания, начинающаяся сразу после смены направления перемещения колеблющейся пластины относительно неподвижной; на этой стадии зависимость  $F_{тр} - x$  линейна, вследствие возникновения упругих деформаций сцепленных между собой

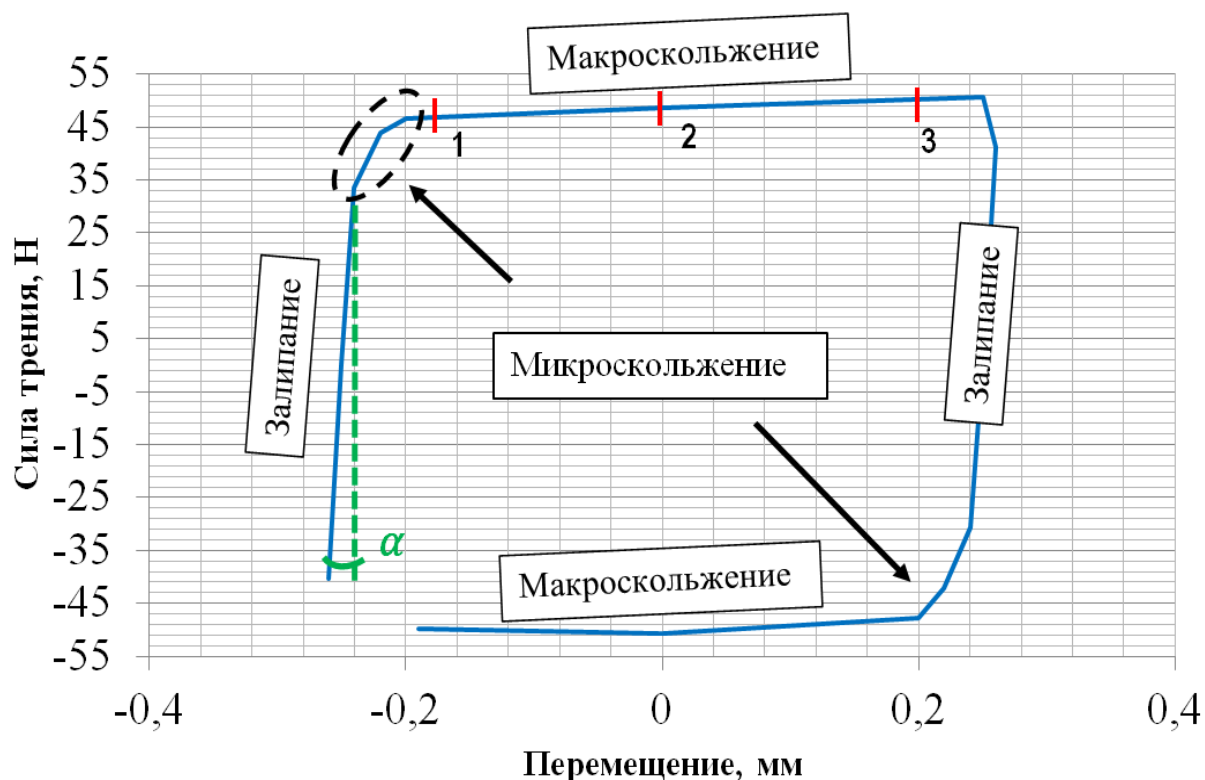


Рисунок 40. Петля гистерезиса, полученная при величине нормальной нагрузки, действующей на контактные поверхности, 48 Н с описанием основных стадий колебательного цикла и параметрами пары сухого трения

микроскопических неровностей контактирующих поверхностей; II – стадия микроскольжения (обозначено пунктирным контуром), которая представляет собой переходный процесс от стадии залипания к стадии макроскольжения, когда некоторые части контактной поверхности начинают движение, в то время, как остальные всё ещё пребывают в стадии залипания; III – стадия макроскольжения, когда в процесс скольжения включается вся контактная поверхность.

Стадия залипания контакта может быть использована для определения тангенциальной жесткости фрикционной пары  $k_t$ , так как в ходе этой стадии все перемещения подвижной поверхности происходят вследствие упругих деформаций в контакте. Тангенциальная жесткость определяется как  $tg(\alpha)$ ,

где  $\alpha$  – это угол наклона линии этапа залипания к вертикальной прямой на петле гистерезиса колебательного цикла.

Величина коэффициента трения определяется из отношения величины силы трения  $F_{тр}$  на этапе макроскольжения к значению нормальной нагрузки, действующей на контактные поверхности. На протяжении всей стадии макроскольжения - III, величина силы трения  $F_{тр}$  продолжает расти с момента полного страгивания до момента полной остановки подвижной пластины. Поэтому для расчета коэффициента трения  $\mu$  по формуле (31) использовались значения измеренной силы трения в моменты 1, 2 и 3 – см. Рисунок 40.

$$\mu = \frac{F_{тр}}{N}, \quad (31)$$

где  $\mu$  - коэффициент трения;  $F_{тр}$  – сила трения,  $H$ ;  $N$  – нормальная нагрузка,  $H$ .

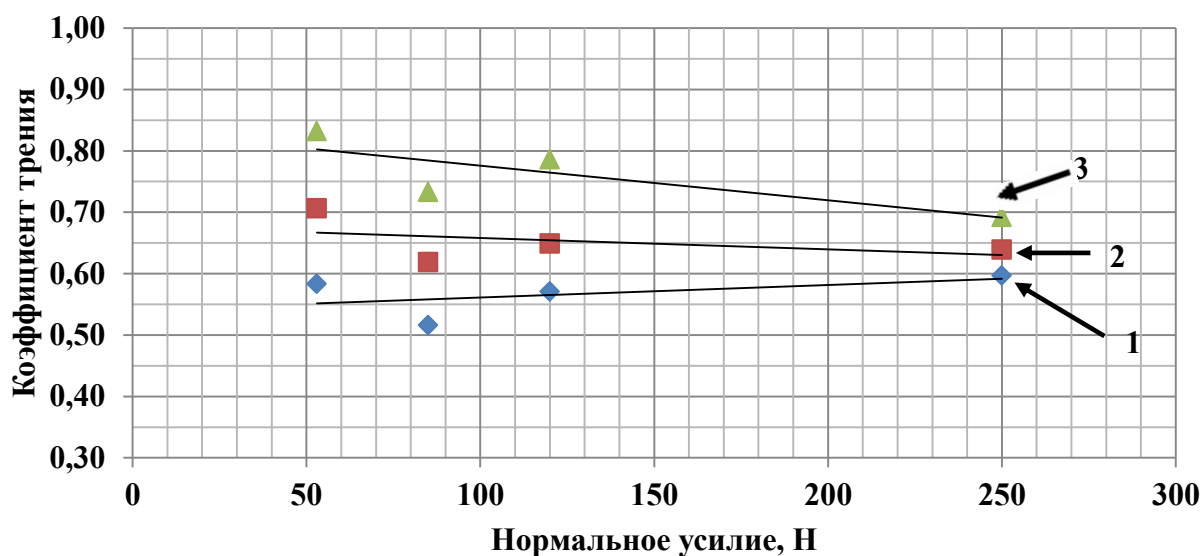
На рисунке 41 представлены зависимости коэффициента трения  $\mu$  от величины нормального усилия  $N$ ,  $H$  для пар сухого трения из материалов ЖС-ЖС и ЖС-НС.

Из представленных данных видно, что максимальные значения коэффициента трения 0,83 и 0,70 для пары ЖС-ЖС достигаются при величинах нормальных усилий 52  $H$  в моменты этапа макроскольжения 3 и 2 соответственно (рис. 41, а). Далее, с ростом нормальной нагрузки коэффициент трения уменьшается до значений 0,70...0,65. На начальном моменте этапа макроскольжения (1), с ростом нормальной нагрузки, коэффициент трения сначала немного падает со значения 0,58 при нагрузке 52  $H$  до значения 0,52 при нагрузке 85  $H$ . Затем возрастает до значения 0,59 при нагрузке 250  $H$ .

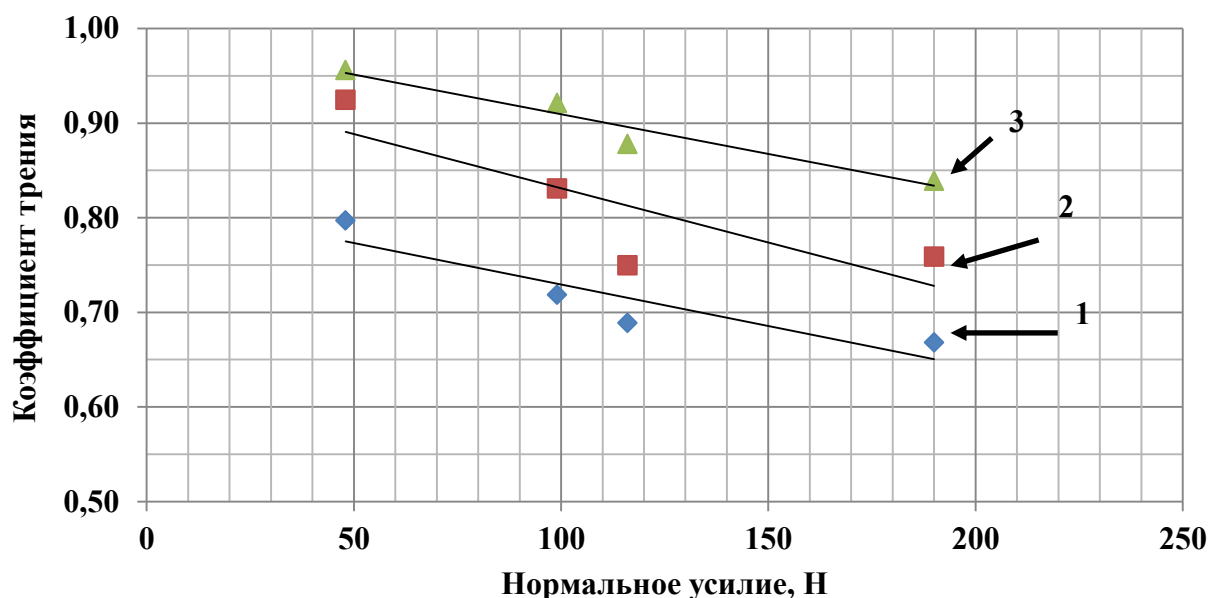
Для пары материалов ЖС-НС коэффициент трения принимает максимальное значение, лежащее в пределах 0,96...0,80, в зависимости от момента этапа макроскольжения, при минимальной нормальной нагрузке 48  $H$ . С ростом нормальной нагрузки до значения 190  $H$  этот коэффициент монотонно падает до значений 0,84...0,65. Эти значения в несколько раз выше, чем приводимые в справочной литературе для случая однонаправленного смещения трущихся пар. В экспериментальных работах В.А. Скибина и В.А. Касьяненко (ЦИАМ им П.И. Баранова, г. Москва) [127] было показано, что в условиях осциллирующего относительного движения, соответствующего поведению пар трения в узлах турбомашин, значения коэффициентов трения возрастают и даже могут превысить единицу.

Подобные результаты, но для других пар материалов, были получены в работах Popp K, Panning L, Gola M, Petrov E [48, 54, 57, 58, 80].

Таким образом, экспериментально выявлена зависимость коэффициента трения  $\mu$  как от величины нормальной нагрузки  $N$ , так и от стадии цикла трения, напрямую согласующейся с величиной относительной скорости перемещений контактных поверхностей.



а)



б)

Рисунок 41. Зависимость коэффициента трения от нормальной нагрузки для моментов 1, 2 и 3: а) ЖС-ЖС; б) ЖС-НС

К преимуществам разработанной экспериментальной методики следует отнести также возможность оценки работы силы трения, совершаемой за колебательный цикл, которая равна площади фигуры, описываемой

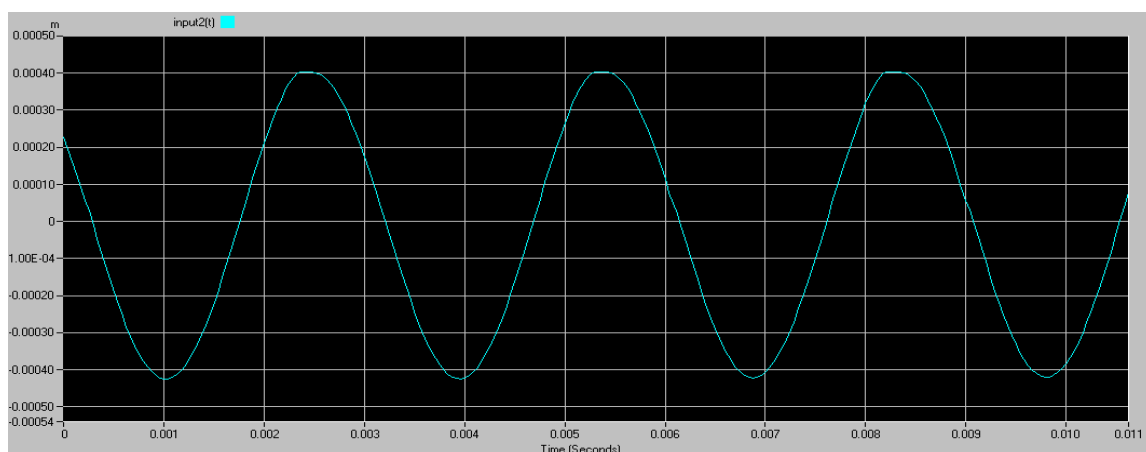
замкнутым контуром петли гистерезиса в координатах  $F_{тр} - x$  (сила трения – перемещения). Наличие этой информации позволяет подобрать для математического описания фрикционного взаимодействия значение эффективного коэффициента трения  $\mu_{эфф} = \text{const}$ , не изменяющегося от скорости относительных перемещений и величины нормального усилия, но обеспечивающего такое же количество совершенной за колебательный цикл работы сил трения  $A_{тр}$ , как и при реальном коэффициенте трения  $\mu_{реал} = \mu(\dot{x}, N)$ .

Полученные значения коэффициентов сухого трения для пар материалов ЖС-ЖС и ЖС-НС, в дальнейшем будут использованы при верификации математических моделей нестационарного взаимодействия натуральных и модельных рабочих лопаток турбины высокого давления газотурбинных двигателей.

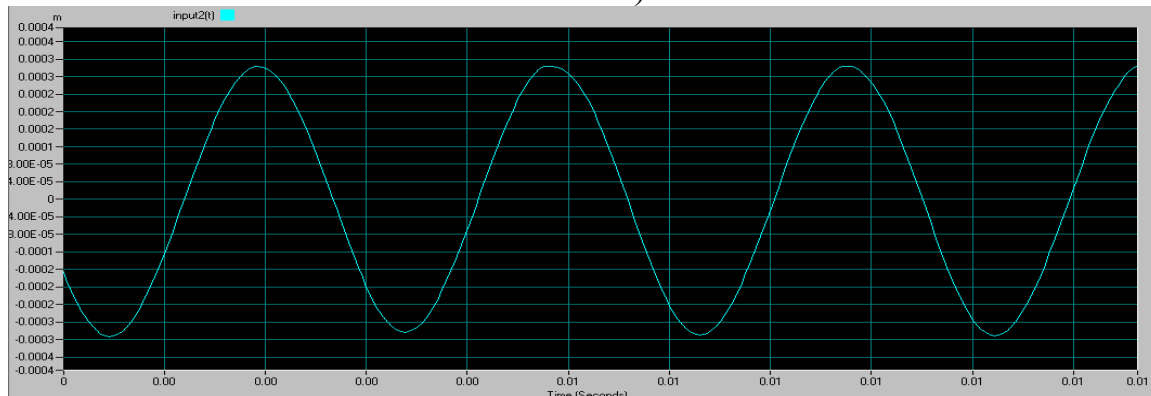
## 2.5. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕМПФЕРОВ СУХОГО ТРЕНИЯ НА ПРИМЕРЕ МОДЕЛЬНЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ

В результате экспериментального исследования эффективности демпфирования получены отклики лопаток на возбуждающее усилие, при действии четырех величин центробежной силы, действующих на демпфер: 47, 187, 414, 700 Н. Пример отклика представлен на рисунке 42.

Форма колебаний блока лопаток на резонансном режиме определялась по разнице фазы временных сигналов ускорений лопаток, записываемых при помощи акселерометров.



а)

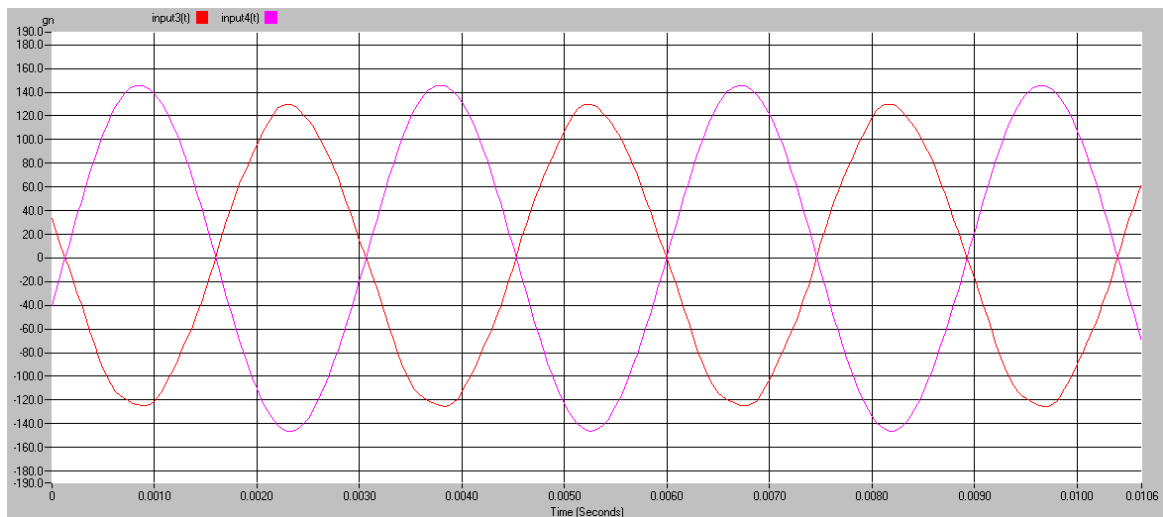


б)

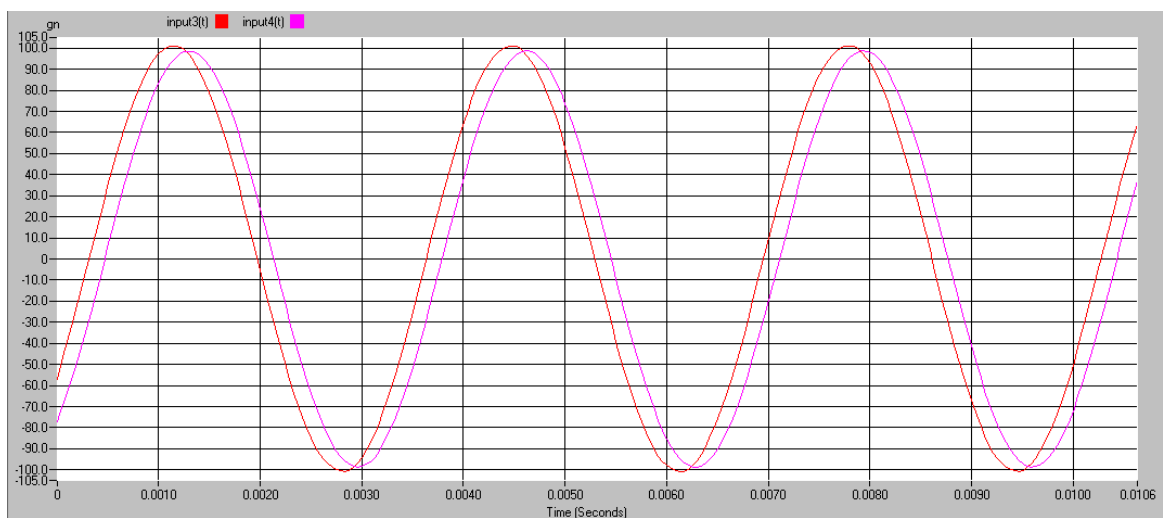
Рисунок 42. Пример полученного в результате эксперимента отклика лопатки на возмущающее воздействие в координатах перемещение – время: а) для блока лопаток без демпфера; б) для блока лопаток с демпфером и моделируемой центробежной нагрузкой 47 Н.

На рисунке 43 представлен пример отображаемых временных сигналов ускорения для резонансного режима колебаний по синфазной (далее Форма 1) и асинфазной (далее Форма 2) первой изгибной форме колебаний.





а)

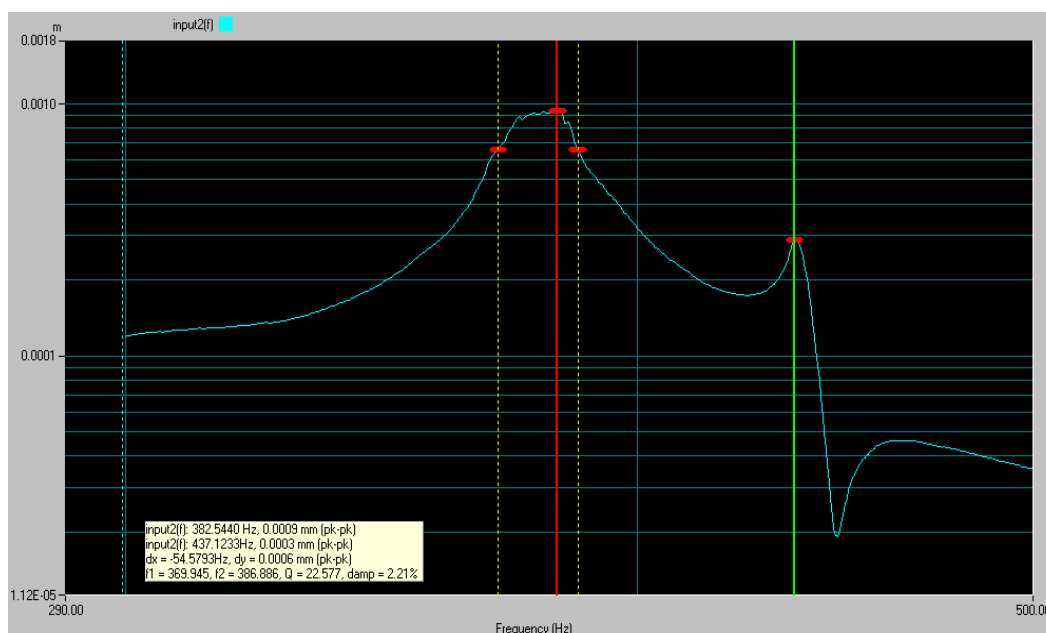


б)

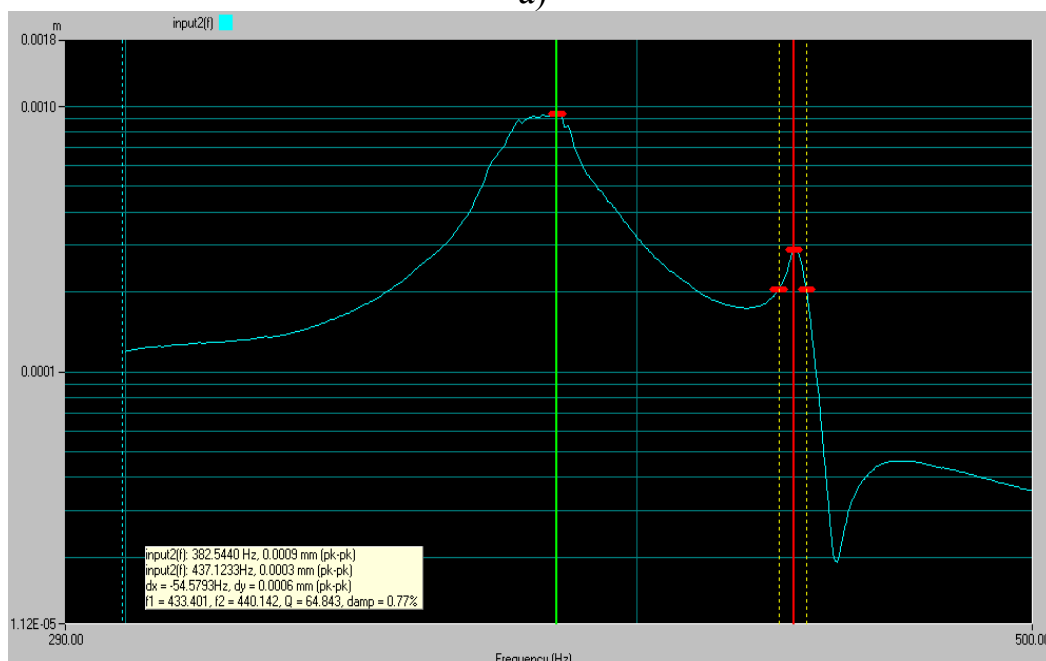
Рисунок 43. Пример отклика лопаток без демпфера на возмущающее воздействие в координатах ускорение – время: а) форма 1 – 305 Гц, б) форма 2 - 333 Гц.

Из представленных на рисунке 43, а данных видно, что сигналы лопаток изменяются с близким к нулю по фазе отставанием (0,00016 с.). Принимая во внимание, что положительные направления осей колебаний датчиков направлены в противоположные стороны, можно сделать вывод, что колебания совершаются по синфазной форме (форме 1). Это подтверждается предварительными экспериментами, основанными на методе сканирующей лазерной виброметрии.

Подобным образом следует трактовать и зависимости, представленные на рисунке 43, б, которые отображают процесс колебания лопаток по противофазной форме (Форме 2).



а)



б)

Рисунок 44. Пример измеренной амплитудно частотной характеристики, и расчета значений коэффициента относительного демпфирования методом резонансной кривой: а) для формы 1 колебаний 382 Гц; б) для формы 2 колебаний 437 Гц.

По полученным откликам были построены амплитудно-частотные характеристики для обеих лопаток. На рисунке 44 представлен пример амплитудно-частотной характеристики блока модельных лопаток, с

установленным между ними клиновидным демпфером, при моделируемой центробежной нагрузке 0,7 кН и возбуждающем ускорении на вибростоле 8g.

Как показано на рисунке 44, а, ширина частотной полосы определяется для значений  $\omega_1=369,945$  Гц и  $\omega_2=386,886$  Гц, при значении частоты резонансного режима  $f_r = 382,5440$  Гц. Подставляя замеренные параметры в (26) можно убедиться, что рассчитанное значение коэффициента относительного демпфирования составляет  $\zeta=2,21$  %. Соответствующие параметры для резонансного пика, представленного на рисунке 34, б составляют:  $\omega_1=433,401$  Гц и  $\omega_2=440,142$  Гц  $f_r = 437,1233$  Гц,  $\zeta=0,77$  %.

Для модельного блока лопаток с клиновидным демпфером получены зависимости изменения перемещений  $x$ , мм, коэффициента относительного демпфирования  $\zeta$ , %, и собственных частот  $f$ , Гц исследуемой системы от величины моделируемой центробежной нагрузки  $F_{цб}$ , Н.

Основные результаты экспериментального исследования эффективности демпфирования модельных лопаток турбины клиновидным демпфером для синфазной и противофазной формы изгибных колебаний представлены в таблице 2 и таблице 3 соответственно.

Таблица 2

Результаты экспериментального исследования эффективности демпфирования первой изгибной синфазной формы (Форма 1) колебаний

№	Частота, Гц	К-т вариации, %	Перемещение, мм	К-т вариации, %	Отн-е демпфирование, %	К-т вариации, %	Центробежная нагрузка, кН
1	305,3	0,05	1	5,97	1,41	5,64	0,00
2	306,2		1		1,57		
3	305,2		0,9		1,54		
4	336	0,45	0,7	8,66	2,46	13,37	0,047
5	337		0,7		3,19		
6	339		0,6		2,7		
7	345	0,00	0,6	8,66	3,84	2,80	0,187
8	345		0,6		3,64		
9	345		0,7		3,69		
10	363	0,16	0,8	0,00	2,54	9,51	0,440
11	362		0,8		3,07		
12	362		0,8		2,77		
13	382	0,15	0,8	6,66	2,2	4,64	0,700
14	383		0,9		2,24		
15	382		0,9		2,4		

В таблице 2 представлены результаты для нескольких серий измерений по 3 измерения, соответствующих одному уровню моделируемой центробежной нагрузки. Максимальное значение коэффициента вариации частоты собственных колебаний не превышает 0,45 % для каждого варианта центробежной нагрузки. Воспроизводимость измеренных уровней перемещений несколько ниже, а коэффициент вариации не превышает значения 8,66 %. Наименьшая воспроизводимость получена при измерении коэффициента относительного демпфирования, максимальное значение коэффициента вариации для этого параметра достигнуто при значении моделируемой центробежной нагрузки 47 кН и составляет 13,37%.

Таблица 3

Результаты экспериментального исследования эффективности демпфирования первой изгибной противофазной формы (Формы 2) колебаний

№	Частота, Гц	К-т вариации, %	Перемещение, мм	К-т вариации, %	Отн-е демпфирование, %	К-т вариации, %	Центробежная нагрузка, Н
1	332,7	0,20	1,8	10,19	0,48	12,39	0
2	333		1,8		0,55		
3	332,7		1,5		0,43		
4	420	0,00	0,1	5,59	-	-	47
5	420		0,1		-		
6	420		0,11		-		
7	427	0,70	0,21	2,84	-	-	187
8	430		0,2		-		
9	433		0,2		-		
10	436	0,23	0,22	5,59	1,76	2,38	440
11	437		0,2		1,78		
12	438		0,2		1,7		
13	440	0,60	0,55	1,95	0,83	8,61	700
14	440		0,6		2,24		
15	436		0,6		2,4		

Из представленных в таблице 3 данных видно, что для моделируемых центробежных нагрузок 47 Н и 187 Н определить значение коэффициента относительного демпфирования для противофазной формы колебаний не удалось, так как рост амплитуды на резонансном режиме составляет менее 3 дБ относительно соседних, не критических, режимов.

То есть, максимальная эффективность демпфирования первой изгибной противофазной формы колебаний достигается при моделируемых

центробежных нагрузках в диапазоне 47 ... 187 Н, что подтверждается наименьшими достигнутыми значениями амплитуды колебаний 0,1...0,11 мм при моделируемой нагрузке 47 Н. Воспроизводимость амплитуды колебаний лопаток для этого режима оценивается как хорошая, коэффициент вариации составляет – 5,59%.

В целом, коэффициент вариации для измеренных значений амплитуд колебаний меняется в диапазоне от 1,95%, для моделируемой центробежной нагрузки 700 Н, до 10,19%, для варианта колебания лопаток без демпфера.

Воспроизводимость величины коэффициента относительного демпфирования несколько хуже, максимальный коэффициент вариации составляет 12,39% и достигнут при колебаниях лопаток без демпфера.

На рисунке 45 представлена зависимость изменения амплитуды колебаний от моделируемой центробежной нагрузки при одинаковом возбуждающем усилии.

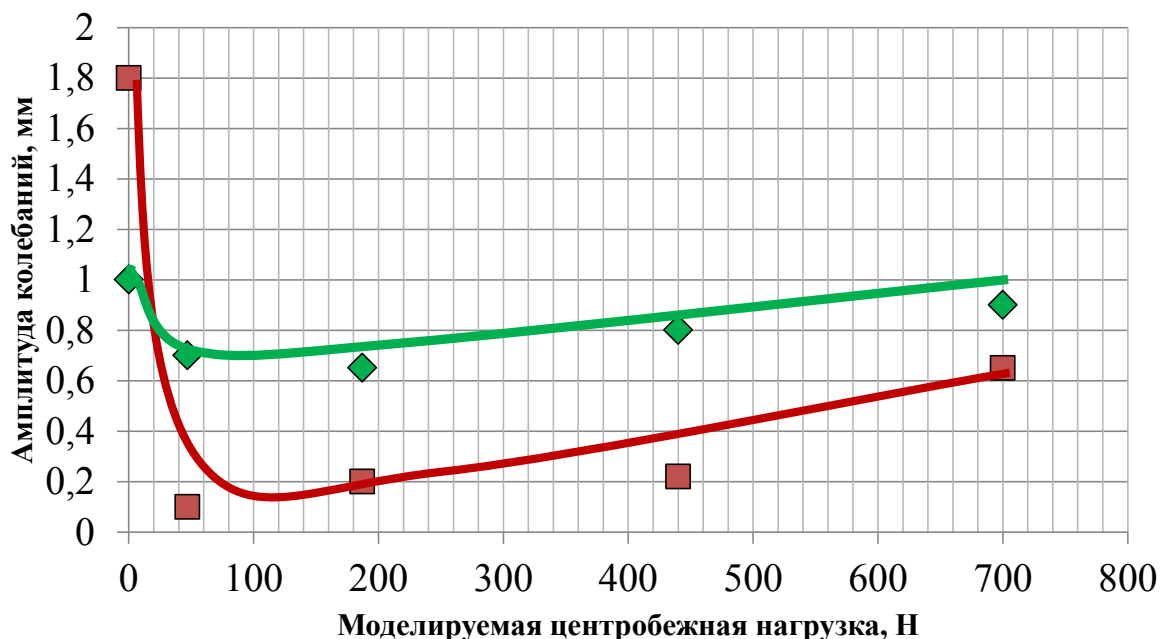


Рисунок 45. Зависимость амплитуды колебаний по первой изгибной синфазной и асинфазной формам от центробежной нагрузки действующей на клиновидный демпфер: — - собственная Форма 1, — - собственная Форма 2.

Из представленных данных видно, что наибольшая эффективность демпфирования достигается при диапазоне нагрузок 47-187 Н, для колебаний Формы 1 и Формы 2. Заметим, амплитуда колебаний по Форме 2 снижается примерно в 16 раз, при том, что снижение амплитуды резонансных колебаний по Форме 1 происходит всего в 1,35 раза. С дальнейшим увеличением моделируемой центробежной нагрузки эффективность

демпфирования начинает монотонно падать. Данный факт говорит о наличии оптимального режима работы демпфера, при определенной величине центробежной нагрузки.

На рисунке 46 представлена зависимость изменения собственной частоты колебаний для Форм 1 и 2 при изменении моделируемой центробежной нагрузки, действующей на клиновидный демпфер, при одинаковом возбуждающем усилии.

Собственная частота колебаний по Форме 1 изменяется в диапазоне 305,3 ...382 Гц и монотонно возрастает с ростом моделируемой центробежной нагрузки.

При колебаниях по изгибной Форме 2, собственная частота сначала резко возрастает от значения 333 Гц до 420 Гц с изменением моделируемой центробежной нагрузки от 0 до 0,05 кН, затем темп роста собственной частоты замедляется.

Максимальное значение частоты колебаний по Форме 2 составляет 436,3 Гц и соответствует центробежной нагрузке 700 Н.

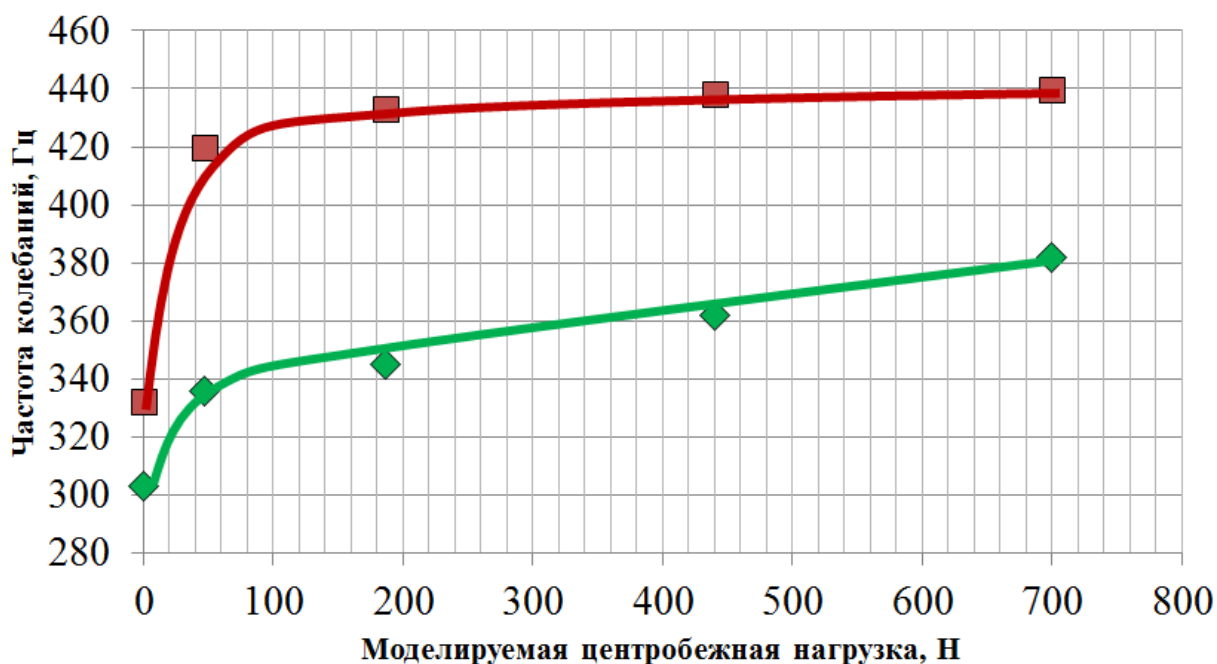


Рисунок 46. Зависимость частоты собственных колебаний по первой изгибной синфазной и асинфазной формам от центробежной нагрузки действующей на клиновидный демпфер: — собственная Форма 1, — собственная Форма 2.

На рисунке 47 представлена зависимость изменения коэффициента относительного демпфирования  $\zeta, \%$  от моделируемой центробежной нагрузки, действующей на демпфер. Значения относительного

демпфирования для Формы 2 при моделируемой центробежной нагрузке 47 Н и 187 Н получить не удалось, так как при этих нагрузках резонансный пик соответствующий этой форме колебаний, пропадает с амплитудно-частотной характеристики. Учитывая влияние обеих форм колебаний блока лопаток можно установить, что максимальная эффективность демпфирования находится в диапазоне 187...414 Н.

Представленные экспериментальные зависимости качественно согласуются с данными, описанными в работах Стадникова А.Н, Серебрякова Н.Н. , Petrov E., Ewins D., Gola M., Panning L. Это подтверждает, что разработанная методика в рамках известных экспериментальных подходов позволяет воспроизводить основные закономерности нестационарного взаимодействия рабочих лопаток турбины и демпферов сухого трения, а результаты, полученные с её помощью могут быть использованы для верификации математических моделей. Основное отличие зависимостей представленных в настоящей главе, заключается в том, что они были получены для больших амплитуд резонансных колебаний лопаток до  $2 \cdot 10^{-3}$  м, по сравнению с зависимостями, представленными упомянутыми авторами. Так, в работах [54, 60, 63, 118] данные зависимости были получены для амплитуд колебаний в диапазоне  $10^{-7}$  до  $10^{-4}$  м.

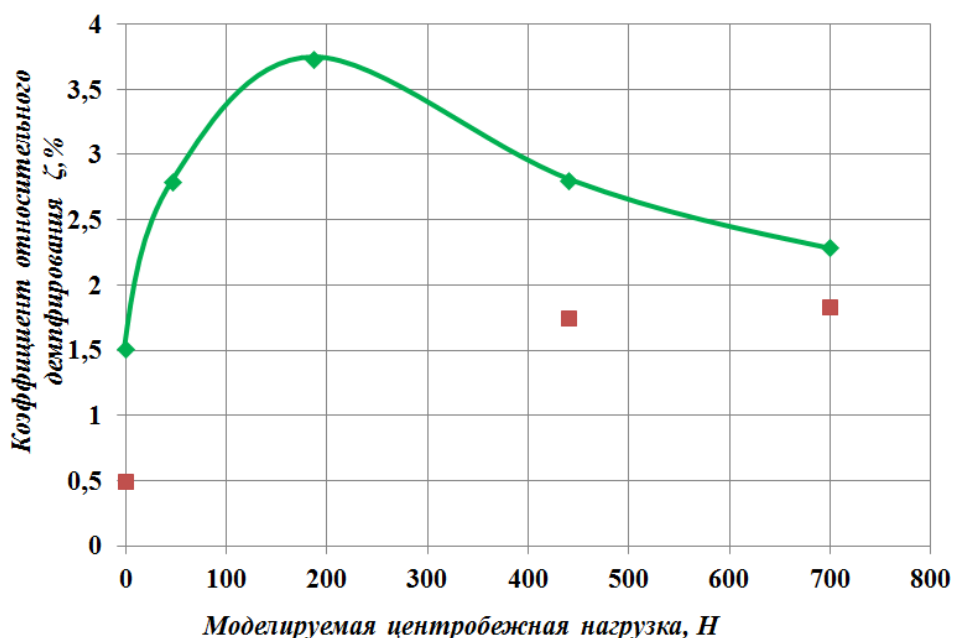


Рисунок 47. Зависимость коэффициента относительного демпфирования от моделируемой центробежной нагрузки [Н]:

## 2.6. ВЫВОДЫ

2.6.1. Разработана и реализована методика экспериментального лабораторного исследования колебаний лопаток турбин с различными типами демпферов.

В качестве объекта исследования предложен и испытан блок модельных лопаток с демпфером и пластинами, позволяющими моделировать разные типы контактных пар «лопатка-демпфер». Предложенная экспериментальная установка, которая позволяет возбуждать блок лопаток в диапазоне частот 20...3100 Гц; обеспечивает возможность непрерывного регулирования величины центробежных сил действующих на демпфер в диапазоне 0...700 Н; обеспечивает возможность возбуждения уровня колебаний исследуемых лопаток до 2 мм. Установка также позволяет реализовывать различные формы колебаний лопаток. Предложенная система регистрации позволяет определять отклик лопаток; получать амплитудно-частотную характеристику системы методом сканирующей лазерной виброметрии; проводить модальный анализ и определять декременты колебаний лопаток.

2.6.2. Эффективность демпфирования исследовалась для двух целевых форм колебаний: первой изгибной синфазной и противофазной формы колебания блока лопаток.

В результате экспериментального исследования получены зависимости коэффициента относительного демпфирования от величины нагрузки, действующей на клиновидный демпфер, и от формы колебаний блока лопаток. Установлено, что имеется наиболее эффективный режим работы клиновидного демпфера, осуществляющийся при силе прижатия – 47...187 Н. На этом режиме максимальное снижение амплитуды наблюдается для обеих форм колебаний.

2.6.3. Разработана методика и проведено экспериментальное определение коэффициентов сухого трения для применяемых в лопатках турбин пар материалов. Разработанная методика позволяет определять коэффициенты сухого трения в условиях высокочастотных осцилляций, характерных для колебаний лопаток турбин (до 3100 Гц).

2.6.4. Получены зависимости изменения коэффициентов трения от величины нормальной нагрузки, действующей на контактные поверхности, для пар материалов «жаропрочный сплав на никелевой основе - жаропрочный сплав на никелевой основе» и «жаропрочный сплав на никелевой основе-нержавеющая сталь».



2.6.5. Для пары материалов «жаропрочный сплав на никелевой основе – нержавеющая сталь», соответствующей контактной паре, используемой в эксперименте с модельными лопатками, коэффициент трения изменяется в диапазоне 0,65...0,84.

2.6.6. Для пары материалов «жаропрочный сплав на никелевой основе – жаропрочный сплав на никелевой основе», соответствующей контактной паре, используемой в конструкции турбины реальной газотурбинной установки, коэффициент трения изменяется в диапазоне 0,6 ...0,7.

Полученные экспериментальные данные и зависимости эффективности демпфирования и коэффициента трения от центробежной нагрузки будут использованы для разработки, настройки и верификации математической модели и методики расчетной оценки эффективности демпфирования.

### 3. МЕТОДИКА РАСЧЕТНОЙ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕМПФИРОВАНИЯ МОДЕЛЬНЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ ДЕМПФЕРАМИ СУХОГО ТРЕНИЯ

Глава посвящена разработке методики численного моделирования контактного взаимодействия модельных рабочих лопаток и клиновидного демпфера. Сформулированы задачи математического моделирования взаимодействия модельных рабочих лопаток турбины и демпферов сухого трения. Описана численная методика оценки эффективности демпфирования подполочными демпферами. Определен метод моделирования и метод редукции численной модели для решения поставленных задач. Приведены и проанализированы результаты моделирования с использованием редукции модели на базе субструктур.

#### 3.1. ОБЩАЯ ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ РАСЧЕТНОЙ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕМПФИРОВАНИЯ

Демпфирование лопаток турбин – это один из способов снижения их вибрационных напряжений и предотвращения усталостной поломки. Известно, что вибрационные напряжения в лопатках пропорциональны силе возбуждающей колебания и обратно пропорциональны демпфирующей силе. Демпфирующая сила может возникать за счет:

1. Внутреннего трения в материале лопаток. Эффективность демпфирования зависит от материала лопаток, рабочей температуры нагрева, частоты колебаний.
2. Механического трения в замке или других соединениях. Эффективность этого типа демпфирования зависит от центробежной силы, обеспечивающей прижатие поверхностей трения. Эффективность уменьшается с ростом силы прижатия.
3. Сопротивления газового потока. Эффективность аэродинамического демпфирования определяется углом атаки и относительной скоростью потока.

Процент потери энергии колебаний за счет внутреннего трения обычно предопределен выбором материалов и покрытий лопаток и мало поддается управлению. Вклад его незначителен, величина для лопаток из сталей, алюминиевых и титановых сплавов составляет 0,2-0,8% [93].

Демпфирование, за счет механического трения, предоставляет возможность повысить потери энергии колебаний благодаря введению в конструкцию дополнительных элементов, работающих в поле центробежных

сил. Снижение вибронапряжений в лопатке в этом случае достигается за счет затрат энергии на механическое трение при величине центробежной силы, позволяющей проскальзывание между поверхностями, либо за счет повышения собственной частоты колебаний системы. Выбор оптимального диапазона работы демпфера на базе сухого трения зависит от геометрии демпфера и его массовых характеристик. Существующие геометрические варианты представлены в разделе 1.3.

В настоящей работе представлено исследование демпфирования лопаток турбин подполочными демпферами сухого трения без учета аэродинамического демпфирования и с допущением, что доля внутреннего демпфирования остается постоянной.

Основные задачи моделирования:

1. Разработка численной модели на основе принятых допущений на базе субструктур с учетом контактного взаимодействия.
2. Идентификация и верификация математической модели результатами специального эксперимента.
3. Анализ результатов моделирования и выявление закономерностей демпфирования лопаток турбин.
4. Разработка инженерной методики выбора конструктивных параметров демпфера сухого трения.

Принципиальными особенностями исследуемого процесса демпфирования лопатки, которые необходимо учесть при математическом моделировании, являются:

1. Реализация в лопатке различных форм колебаний.
2. Влияние соседних лопаток и демпфера на форму и частоту колебаний.
3. Наличие нелинейности в виде сил трения в паре «лопатка-демпфер».
4. Геометрические особенности лопаток и демпфера.
5. Нестационарность и нелинейность процесса, увеличивающие время расчета.

При разработке методики математического моделирования необходимо обоснованно выбрать следующие элементы методики:

1. Метод решения, позволяющий учесть нестационарность и нелинейность процесса демпфирования, а также трехмерную геометрию лопаток и демпфера.

2. Метод редукции модели, для сокращения времени машинного счета.
3. Выбор оптимального алгоритма линеаризации контактной задачи в нестационарной постановке.

Учитывая особенности взаимодействия, задача о демпфировании лопаток подполочным демпфером имеет следующую постановку: модель представляет собой два имитатора лопаток турбин и демпфер типа «домик», как показано на рисунке 48. Размеры имитаторов лопаток и демпфера идентичны изготовленным образцам для экспериментального исследования (рис. 30). Модель состоит из пары лопаток на массивном основании, демпфера и двух промежуточных пластин.

Как и в экспериментальном исследовании, интерес представляет реализация двух первых изгибных форм колебаний: синфазной и асинфазной (рисунок 49).

Граничные условия схематически приведены на рисунке 48. Каждый из элементов системы имеет следующие ограничения степеней свободы: основание закреплено по оси  $OX$  и  $OZ$ , запрещены ротации по  $OX$ ,  $OY$  и  $OZ$ ; по оси  $OY$  к основанию прикреплена пружина с жесткостью подобранной так, чтобы перемещения и ускорения основания при его возбуждении были идентичны экспериментальным. Возбуждающее усилие прикладывали в область крепления пружины в направлении оси  $OY$ ; амплитуда возбуждающих перемещений принята 222 Н, чтобы при возбуждении колебаний при известной массе блока лопаток давало ускорение равное  $8g$ . Данное ускорение было ранее приложено в эксперименте.

Промежуточные пластины не имеют свободных степеней свободы и закреплены относительно лопаток условием связанного контакта (bonded). Демпфер закреплен по оси  $OX$ . Перемещения по оси  $OY$  и ротация по осям  $OX$ ,  $OY$  и  $OZ$  определяются перемещениями лопаток с учетом контактного взаимодействия: контактной жесткости и трения. Важно отметить, что модель допускает вращение демпфера вокруг оси  $OX$ , что представляется важным при учете эффективности демпфирования, как указано в [63]. Аналогично основанию блока лопаток, к демпферу прикреплены пружины с максимальной жесткостью. Пружины имитируют жесткие тросы, введенные в эксперимент для моделирования центробежной нагрузки.

Жесткость тросов принята максимальной для устранения их влияния на вибрационные характеристики системы. К узлу соединения двух тросов приложено перемещение в направлении оси  $OZ$ , имитирующее нагрузку на

демпфер. Величина перемещения получена решением статической задачи с использованием сил 45, 187, 414, 700 Н, реализованных в эксперименте (глава 2).

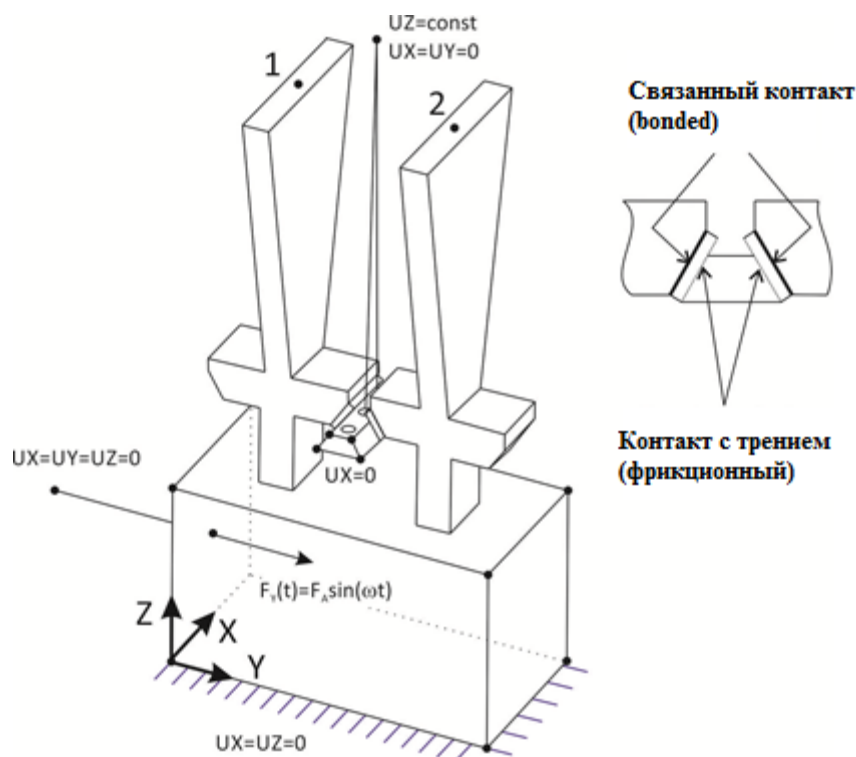


Рисунок 48. Граничные условия, накладываемые на конечно-элементную модель

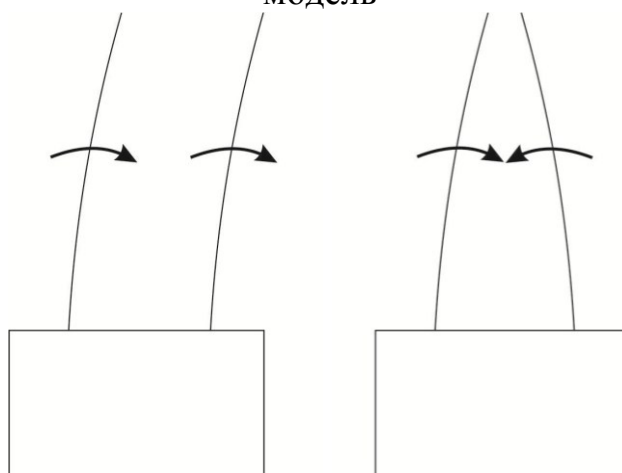


Рисунок 49. Интересующие формы колебаний лопаток: синфазная (Форма 1), противофазная (Форма 2)

Итак, задача представляет собой вынужденные колебания системы лопатки-пластины-демпфер под действием гармонической силы. Интерес представляет реализация двух форм колебаний: синфазной (Форма 1) и противофазной (Формы 2), а также влияние силы прижатия на отклик кромок лопаток (точек 1 и 2 на рис.48).

### 3.2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ РАСЧЕТНОЙ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕМПФИРОВАНИЯ

Характерными особенностями рассматриваемой задачи являются:

- сложная, не описываемая в аналитическом виде форма исследуемого объекта (лопаток турбины с подполочным демпфером);
- трехмерное нестационарное динамическое напряженно-деформированное состояние лопаток и демпфера;
- нелинейность граничных условий, определяемая контактным взаимодействием лопаток с демпфером, характеризующаяся неизвестной, изменяющейся во времени поверхностью контакта и нагрузкой на контактной площадке;
- высокие требования к расчетному времени, обусловленные нестационарной и нелинейной постановкой.

Эти характерные особенности задачи определяют выбор метода решения. В частности, не представляется возможным ее аналитическое решение.

Среди известных численных методов (метод конечных разностей, метод конечных элементов, метод граничных элементов, метод фиктивных канонических областей) наиболее распространенным для решения подобных задач является метод конечных элементов (МКЭ). Достоинствами МКЭ являются: наличие развитых алгоритмов линеаризации контактных задач; возможность моделирования сложной трехмерной геометрии; наличие алгоритмов редукции математических моделей.

В МКЭ исследуемая конструкция делится на конечные подобласти, связанные аппроксимирующей функцией.

Уравнение движения в МКЭ представляется как

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} + \{F_n\} = \{F\}, \quad (32)$$

где  $[M]$  - матрица масс,  $[C]$  - матрица демпфирования,  $[K]$  - матрица жесткости,  $\{F_n\}$  - вектор нелинейных сил,  $\{F\}$  - вектор внешних сил,  $\{\ddot{u}\}$  - вектор ускорения узлов,  $\{\dot{u}\}$  - вектор скоростей узлов,  $\{u\}$  - вектор перемещений узлов.

Конечная подобласть определена призматическим восьмиузловым элементом. Связь узлов элемента аппроксимирована линейным полиномом.

Полная КЭ модель блока лопаток с демпфером и пластинами представлена на рис. 50, а. Модель состоит из 17947 призматических конечных элементов и имеет 62527 степеней свободы. Минимальный размер

элемента в зоне контакта – 1 мм. Максимальный размер элемента в зоне основания составляет 3,3 мм. КЭ модели пластин и демпфера представлены на рис. 50.

Задача решена в упругой постановке с учетом нелинейных контактных сил. Внутреннее демпфирование в материале не было учтено, как не представляющее интереса и предполагающееся незначительным, по сравнению с демпфированием за счет трения демпфера.

Редукция численных моделей была проведена двумя методами: алгоритмом Крейга-Бэмтона для блока лопаток и алгоритмом статической конденсации по Гуану для демпфера. КЭ модель пластин решена в полной постановке. Оба алгоритма редукции описаны в Главе 1.

Уравнение движения (32) для редуцированной модели блока лопаток без учета демпфирования было записано как:

$$\begin{bmatrix} M_{mm} & M_{ms} \\ M_{sm} & M_{ss} \end{bmatrix} \{ [B] \quad [\Phi] \} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_m \\ \ddot{q}_{sp} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{mm} & K_{ms} \\ K_{sm} & K_{ss} \end{bmatrix} \{ [B] \quad [\Phi] \} \begin{Bmatrix} u_m \\ q_{sp} \end{Bmatrix} + \{ F_n \}_m = \{ F \}, \quad (33)$$

где индекс  $m$  определяет внешние, или “master” узлы, индекс  $s$  – внутренние, или “slave” узлы. Матрица  $[B]$  отвечает за определение граничных координат. Матрица  $[\Phi]$  отвечает за преобразование физических координат в модальные.  $\{ F_n \}_m$  – нелинейная контактная сила, определяющаяся на контактной площадке.  $\{ F \}$  – вектор внешних сил.

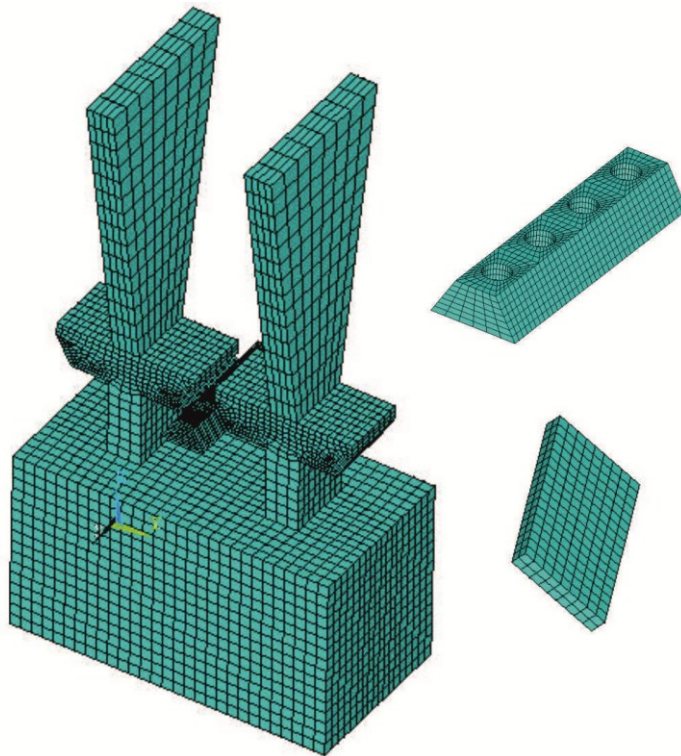


Рисунок 50. Конечно-элементная модель лопатки, демпфера и пластин

Матрицы преобразования  $[\Phi]$  и  $[B]$  определяются на этапе создания редуцированной модели. Составляющей матрицы

преобразования  $[\Phi]$  является матрица собственных чисел системы  $[\varphi_s]$ , которая определяется с помощью модального анализа.  $\{q\}$  и  $\{\ddot{q}\}$  – векторы модальных перемещений и ускорений. Индекс  $p$  означает, что, при описании редуцированной системы ограничились  $p$  выбранными формами.

Мастер узлы были выбраны только участвующие в контакте или необходимые для приложения граничных условий. Как описано в главе 1, редуцированная модель не чувствительна к их расположению и количеству.

Уравнение движения (32) для редуцированной модели демпфера алгоритмом статической конденсации Гуана без учета демпфирования можно представить в виде:

$$[\hat{M}]\{\ddot{u}_m\} + [\hat{K}]\{u_m\} + \{F_n\}_m = \{\hat{F}\} \quad (34)$$

где  $[\hat{K}]$ - преобразованная матрица жесткости  $\{\hat{F}\}$  - вектор нагрузки редуцированной модели,  $[\hat{M}]$ - преобразованная матрица масс.

Подробное описание преобразований приведено в главе 1.5.

Редуцированная модель представлена на рисунке 51. Количество мастер узлов в области контакта - 1254. Расположение остальные мастер узлов отмечено на рисунке 51. Граничные условия заданы в соответствии с рисунком 48.

Для верификации жесткости модели и определения ее модальных характеристик была осуществлена настройка частот в соответствии с экспериментальными. В описываемой постановке интерес представляют только две формы колебаний лопаток: синфазная и противофазная (рис. 49). Для полной модели частоты были подобраны в соответствии с экспериментальными коррекцией модели с помощью сосредоточенных масс  $M_1$ ,  $M_2$ , приложенных к кромкам лопаток как указано на рисунке 42. Значения собственных частот модели до коррекции 308Гц и 337Гц для синфазной и противофазной форм соответственно (на рис. 42 обозначены красным).

Решение задачи об определении собственных форм и частот представлено на рисунке 52. Было проведено сравнение частот и форм полученных в результате: а) экспериментального анализа, б) модального анализа для полной КЭ модели, в) модального анализа для редуцированной модели блока лопаток.

После проведения редукции субструктура блока лопаток также реализует синфазную и противофазную формы с такими же частотами (рис.



52). Из этого делаем вывод, что жесткость редуцированной модели соответствует экспериментальной.

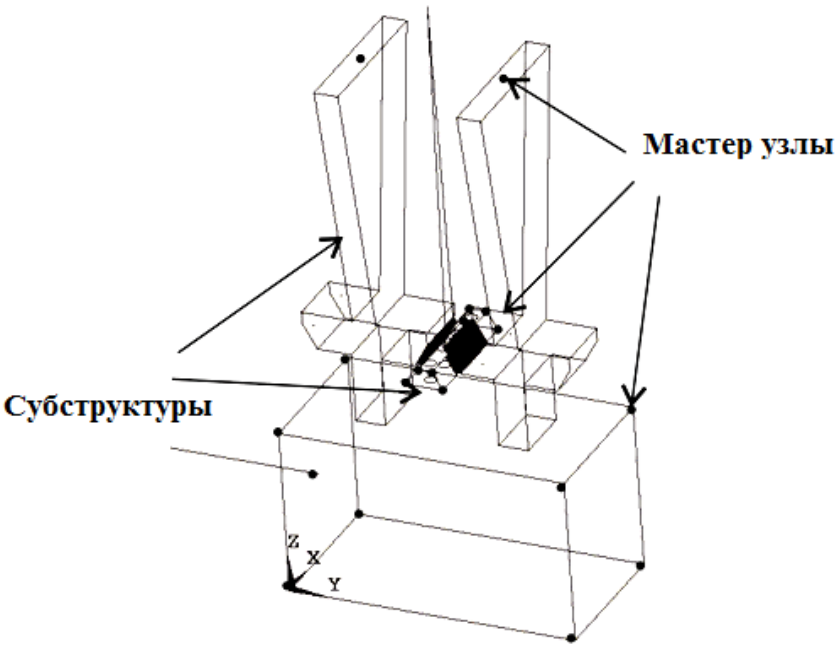


Рисунок 51. Редуцированная КЭ модель блока лопаток и демпфера.

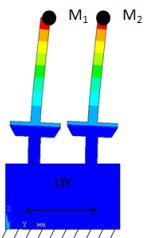
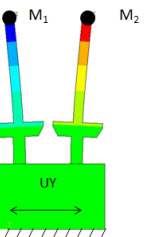
Форма		Полная модель	Редуцированная модель	Эксперимент
		Собственная частота		
Синфазная (Форма 1)		305(308) Гц	305 Гц	305 Гц
Противофазная (Форма 2)		333(337) Гц	333 Гц	333 Гц

Рисунок 52. Сравнение частот колебаний блока лопаток

Нелинейный компонент уравнений  $\{F_n\}_m$  (33) был линеаризован алгоритмом Пенальти для редуцированной модели и алгоритмом лагранжевых мультипликаторов для полной модели. Алгоритмы выбраны из следующих предположений: для полной модели алгоритм лагранжевых мультипликаторов дает нулевое проникновение поверхностей и

минимальную погрешность определения контактных сил. Однако, для редуцированной модели его использование затруднено, поскольку жесткость поверхности, связанная с упругими свойствами материала, не может быть определена в модели, в которой большинство узлов и элементов, лежащих под контактной поверхностью, исключены из расчета. Поэтому для редуцированных моделей целесообразно применять метод Пенальти с предварительной оценкой контактной жесткости на основе полной модели.

Уравнения, описывающие алгоритмы линеаризации контактных сил, приведены в главе 1.5.

Для определения контактной жесткости была решена дополнительная статическая контактная задача, в которой жесткость итерационно подбиралась для редуцированной модели. Сравнивались величина нормального контактного давления, величина тангенциального напряжения полной и редуцированной моделей. Постановка задачи и результаты показаны в таблице 4. Определенная таким образом контактная жесткость составила  $1 \cdot 10^{15}$  Н/м.

Таблица 4

Постановка задачи и результаты решения задачи по определению жесткости контакта

Алгоритм	Мультипликаторов Лагранжа	Пенальти, жесткость $1e13$	Пенальти, жесткость $1e15$
Сила на демпфер – 45 Н			
Перемещение по ОУ, м	5,70E-06	5,50E-06	5,70E-05
Максимальное контактное давление, МПа	2,1	0,809	2,2
Среднее контактное давление, МПа	0,466-0,93	0,18-0,34	0,49-0,98
Максимальное касательное напряжение, МПа	1,68	0,65	1,76
Среднее касательное напряжение, МПа	0,37-0,75	0,14-0,29	0,39-0,78
Перемещение ОZ, м	2,93E-06	2,93E-06	2,93E-06

Трение в контакте между демпфером и промежуточными пластинами моделировалось с помощью классической модели Кулона (*Coulomb*). Её использование предполагает знание статического и динамического коэффициентов трения, коэффициента затухания, и опирается на

использование получаемого из конечно-элементного расчета относительной скорости скольжения контактирующих поверхностей.

Согласно модели скольжение поверхностей относительно друг друга возникает тогда, когда эквивалентное напряжение сдвига превышает предельное значение, равное  $\mu \cdot P$ , где  $\mu$  - коэффициент трения,  $P$  - нормальное контактное давление. Коэффициент трения  $\mu$  при этом может быть определен как:

$$\mu(\dot{u}) = \mu_d + (\mu_s - \mu_d)e^{-c|\dot{u}|} \quad (35)$$

где  $\mu_d$  - динамический коэффициент трения,  $\mu_s$  - статический коэффициент трения,  $\dot{u}$  - скорость относительных перемещений,  $c$  - коэффициент затухания экспоненциальной кривой.

Поскольку в данной постановке задачи интерес представляет потеря энергии вследствие скольжения контактных поверхностей, то статическим коэффициентом пренебрегаем и приравниваем его к динамическому  $\mu_s = \mu_d$ .

Для описания силы трения на поверхностях контакта, входящей в вектор нелинейных сил, использовалась модель Кулона:

$$F_{\text{тр}}(\dot{u}) = -\mu(\dot{u}) \cdot N \cdot \text{sign}(\dot{u}) \quad \text{для } |\dot{u}| > 0, \quad (36)$$

где  $F_{\text{тр}}$  - сила трения,  $\dot{u}$  - скорость перемещений в узле контактной поверхности,  $N$  - сила нормального давления,  $\mu$  - коэффициент трения

Величина динамического коэффициента трения была получена в ходе описанного в главе 2 эксперимента и составила 0,65...0,84.

Контактное взаимодействие между промежуточными пластинами и лопатками реализовано как линейное. Контактные поверхности «склеены», относительное скольжение или разъединение недопустимы.

Задача решалась на персональной вычислительной станции, оснащенной процессором Intel i7-3770 с тактовой частотой 3,4 ГГц и 16 Гб ОЗУ. Моделирование производилось в среде ANSYS. Решение уравнений в нестационарной постановке получено методом интегрирования по Ньюмарку (Implicit method). Шаг по времени выбирался из расчета  $T/20$ , где  $T$  - период возбуждающей частоты.

Обобщая вышеизложенное, задача, поставленная в разделе 3.1, будет решена с применением следующих методик и допущений:

1. Геометрическая дискретизация модели методом конечных элементов.
2. Решение уравнений движения методом Ньюмарка.

3. Редукция конечно-элементной модели алгоритмом Крейга-Бамтона для блока лопаток. В расчете учтены только две формы колебаний: синфазная (Форма 1) и противофазная (Форма 2).
4. Редукция конечно-элементной модели методом статической конденсации для демпфера.
5. Контактное взаимодействие между лопатками и промежуточными пластинами – линейное, без разъединения или проскальзывания.
6. Контактное взаимодействие между демпфером и промежуточными пластинами – нелинейное с учетом трения. Линеаризация контактного взаимодействия пластин и демпфера методом Пенальти, учет трения по модели Кулона, с допущением, что статический коэффициент трения равен динамическому.
7. Возбуждение колебаний производится гармонической силой согласно эксперименту описанному в главе 2.
8. Центробежная сила прижимающая демпфер к пластинам моделируется наложением постоянной силы. Были промоделированы центробежные силы 0, 45, 187, 414, 700 Н.
9. Состояние шероховатости поверхности не учитывается.

### 3.3. РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ И ВЕРИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Верификация численной модели и анализ закономерностей производились согласно методике показанной с помощью блок-схемы на рисунке 43. Данная схема является общей основой для инженерной методики, которую можно применить при решении нестационарных контактных задач с использованием редукции модели на базе субструктур.

На первом этапе строятся полная и редуцированная конечно-элементные модели. Проводится расчетный модальный анализ лопаток без демпфера. Как было описано в пункте 3.2 настоящей главы, этап показал точное совпадение собственных частот колебаний, как по первой, так и по второй собственным формам.

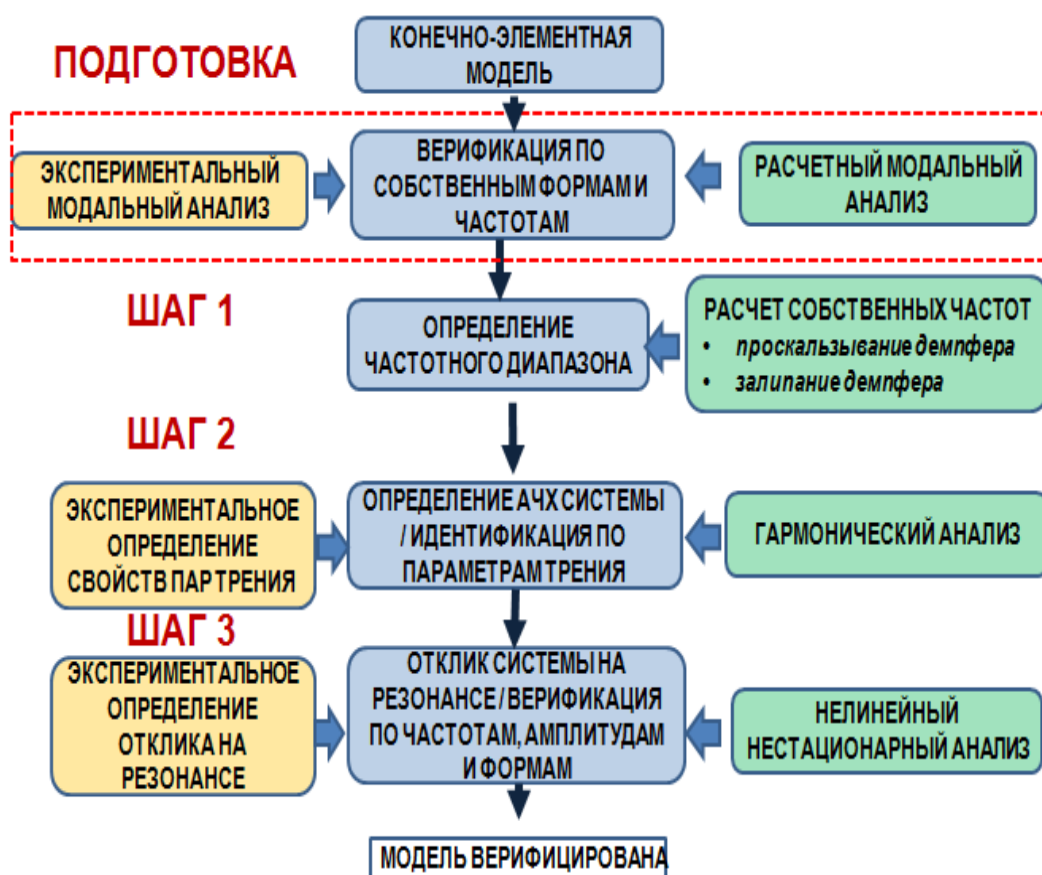




Рисунок 53. Блок-схема анализа и верификации численной модели.

На втором этапе верификация производится путем моделирования реакции системы «лопатки-демпфер» на возбуждение колебаний гармонической силой  $F(t)$  (рисунок 48) на резонансной частоте и сравнения получаемых результатов с экспериментальными данными. Этот этап выполнялся в три шага.

Целью первого шага является определение границ диапазона частот, в котором находятся интересующие формы колебаний, при помощи гармонического анализа системы в крайних состояниях: полное залипание демпфера (коэффициент динамического трения  $\mu_d = 1$ ) и полное проскальзывание демпфера ( $\mu_d = 0$ ). В обоих случаях трение между демпфером и лопатками отсутствует, но наличие демпфера, прижатого к лопаткам силой  $N=0, 45, 187, 414, 700$  Н изменяет жесткость и собственные частоты системы «лопатки-демпфер». Результаты расчета приведены в таблице 5. Оказалось, что переход исследуемой системы от полного «залипания» к полному проскальзыванию демпфера сопровождается изменением собственных частот и порядка следования форм колебаний.

Таблица 5

Собственные частоты колебаний системы «лопатки-демпфер» в случаях полного проскальзывания и «залипания» демпфера

Форма колебаний	Форма 1		Форма 2	
				
	Частота, Гц			
	расчет	эксп.	расчет	эксп.
Без демпфера	305	305	333	333
Полное проскальзывание, N=0	351	-	332	-
«Залипание», N=0	465		411	
Полное проскальзывание, N=45...700 Н	352	340-380	407	414-440
«Залипание», N=45...700 Н	465		424	

Отсюда делаем вывод, что наличие скольжения в контакте меняет реакцию системы. Это необходимо учитывать при анализе систем, в которых реализуется несколько форм колебаний в интересующем диапазоне частот.

В случае полного проскальзывания при  $N = 45...187$  Н порядок расположения форм колебаний на амплитудно-частотной характеристике соответствует порядку следования форм, полученному в ходе эксперимента для этих же значений  $N$ . Диапазон частот, в котором находятся интересующие формы колебаний, по результатам первого шага был принят от 300 до 500 Гц.

На втором шаге проводилось расчетное определение резонансных частот блока лопаток с демпфером при различных величинах моделируемой центробежной нагрузки и коэффициентов трения.

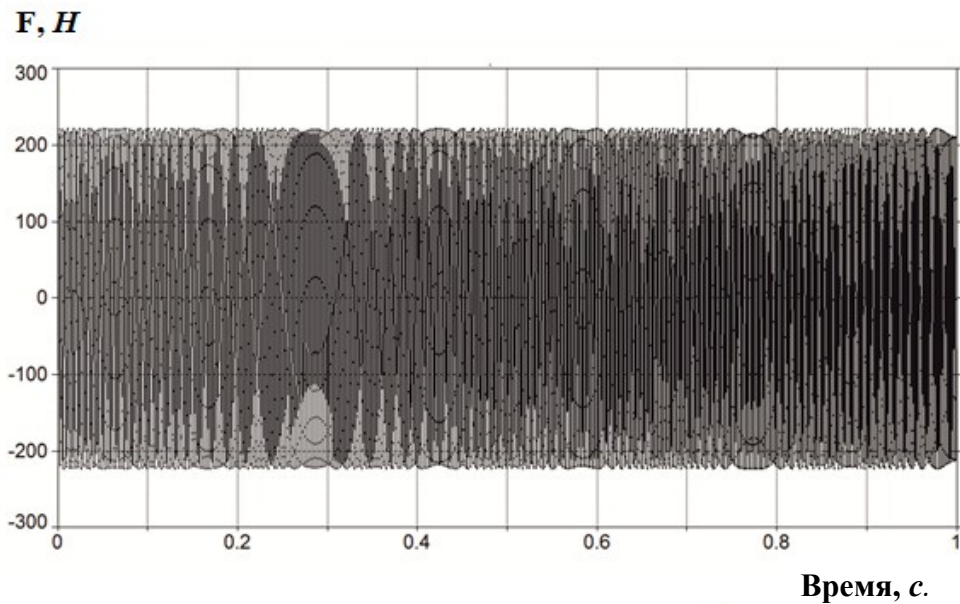


Рисунок 54. Пример возбуждающего сигнала используемого на Шаге 2 (диапазон частот 300...500 Гц).

Для этого проводился расчетный анализ отклика системы на гармоническое возбуждение с частотой, плавно изменяющейся в диапазоне 300...500 Гц. На рисунке 54 показан пример приложенного сигнала возбуждения.

На рисунке 55 а, б показаны: пример временного сигнала отклика исследуемой системы и полученная разложением этого сигнала в ряд Фурье амплитудно-частотная характеристика. Видно, что система в диапазоне

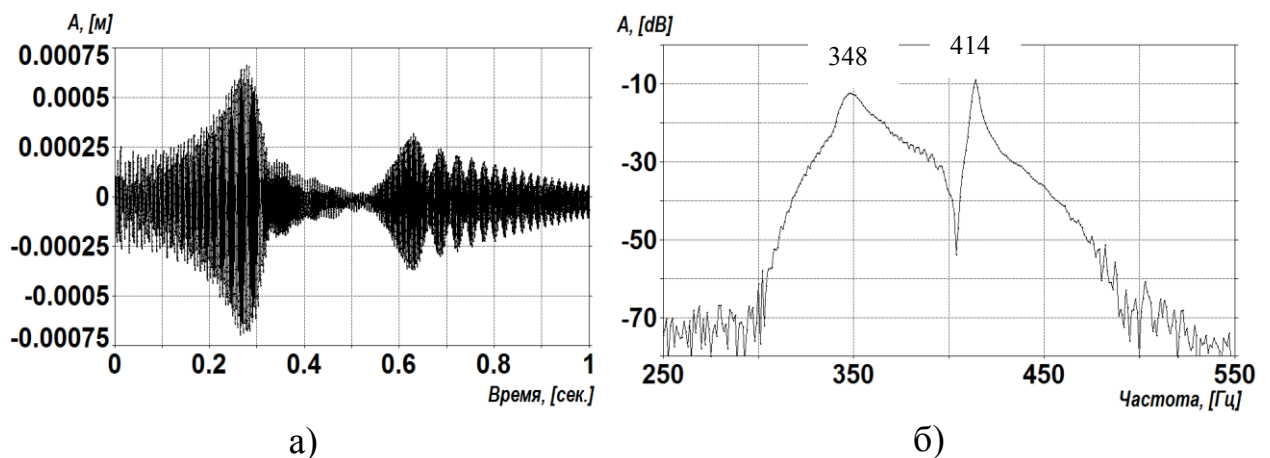


Рисунок 55. Пример отклика системы «лопатка-демпфер» на гармоническое возбуждение с переменной частотой (а) его спектр (б)

частот 300...500 Гц имеет две резонансные частоты, соответствующие синфазной и противофазной собственным формам колебаний.

В таблице 6 приведены результаты расчетов откликов системы для нагрузок на демпфер 45, 187, 414, 700 Н и коэффициентов динамического трения 0,2; 0,4; 0,6; 0,8. Из таблицы видно, что при коэффициентах трения до 0,4 в системе наблюдается исключительно состояние скольжения, что подтверждается неизменными значениями собственных частот для различных вариантов центробежной нагрузки с расхождением 0,7%.

Таблица 6

Результаты расчетного определения резонансных частот блока лопаток с демпфером при различных величинах моделируемой центробежной нагрузки и коэффициентов трения

$\mu$	45 Н		187 Н		414 Н		700 Н	
	1. пик	2. пик	1. пик	2. пик	1. пик	2. пик	1. пик	2. пик
0,2	347	418	347	419	347	419	347	420
0,4	347	418	348	418	347	420	347	421
0,6	359	418	359	418	419	452	422	446
0,8	379	419	380	420	422	458	425	460
Эксперимент	338	425	345	430	362	440	382	441

Для дальнейшего анализа обратимся к графической зависимости, представленной на рисунке 56. С увеличением коэффициента трения до 0,6...0,8, значение резонансной частоты колебаний по синфазной форме начинает резко возрастать с увеличением  $N$ . Это сопровождается увеличением зон «залипания» на контактных поверхностях. Существует переходная область нагрузок 200-400 Н, в которой система изменяет состояние преобладания скольжения на состояние преобладания «залипания», что сопровождается изменением порядка следования форм колебаний.

При сравнении с результатами эксперимента, описанными в главе 2, наблюдаем, что характер перехода системы из состояния преобладающего проскальзывания в состояние преобладающего залипания более



выразительный для расчетного исследования (особенно для Формы 1). Для синфазной формы (Формы 1) повышение частоты резонансных колебаний в расчете составило 26%, для противофазной формы (Формы 2) – 3 %. В эксперименте: увеличение частоты для синфазной формы в пределах 12%, для противофазной формы - в пределах 4%. Такие результаты показывают, что в эксперименте преобладает состояние скольжения с некоторыми локальными участками полного залипания, которые нами связываются с погрешностью изготовления экспериментальных моделей.

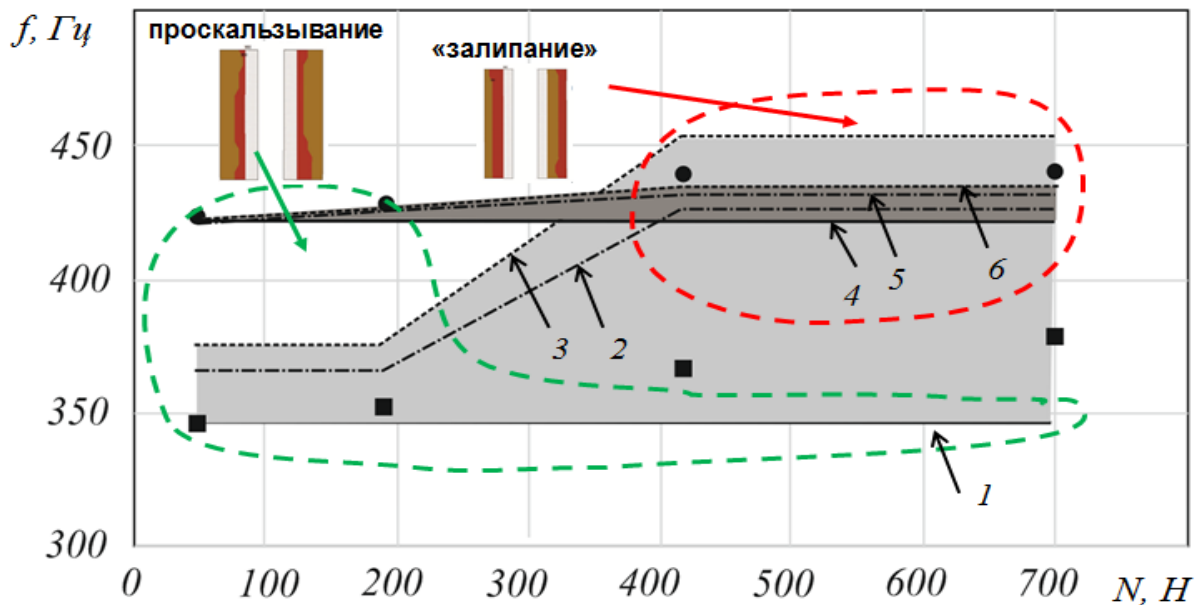


Рисунок 56. Изменение резонансной частоты блока лопаток с демпфером с ростом силы  $N$ , моделирующей центробежную нагрузку на демпфер, и сравнение с экспериментом: результаты эксперимента для Формы 1 - ●, для Формы 2 - ■; область расчетных значений для Формы 1 - ■, для Формы 2 - ■; 1- форма 2,  $\mu = 0,2-0,4$ ; 2 - форма 2,  $\mu = 0,6$ ; 3 - форма 2,  $\mu = 0,8$ ; 4- форма 1,  $\mu = 0,2-0,4$ ; 5 - форма 1,  $\mu = 0,6$ ; 6 - форма 1,  $\mu = 0,8$ ; статус контакта в расчете: проскальзывание - ■; «залипание» - ■.

Зоны скольжения и зоны залипания можно наблюдать при анализе контактных площадок демпфера. На рисунке 57 показаны три типичных состояния контактных площадок на поверхности демпфера. Так, при работе демпфера обычно преобладает зона скольжения, однако, по краям площадки наблюдается и зона полного залипания. Зоны залипания связаны с локальным повышением контактного давления и соответствующих контактных напряжений.

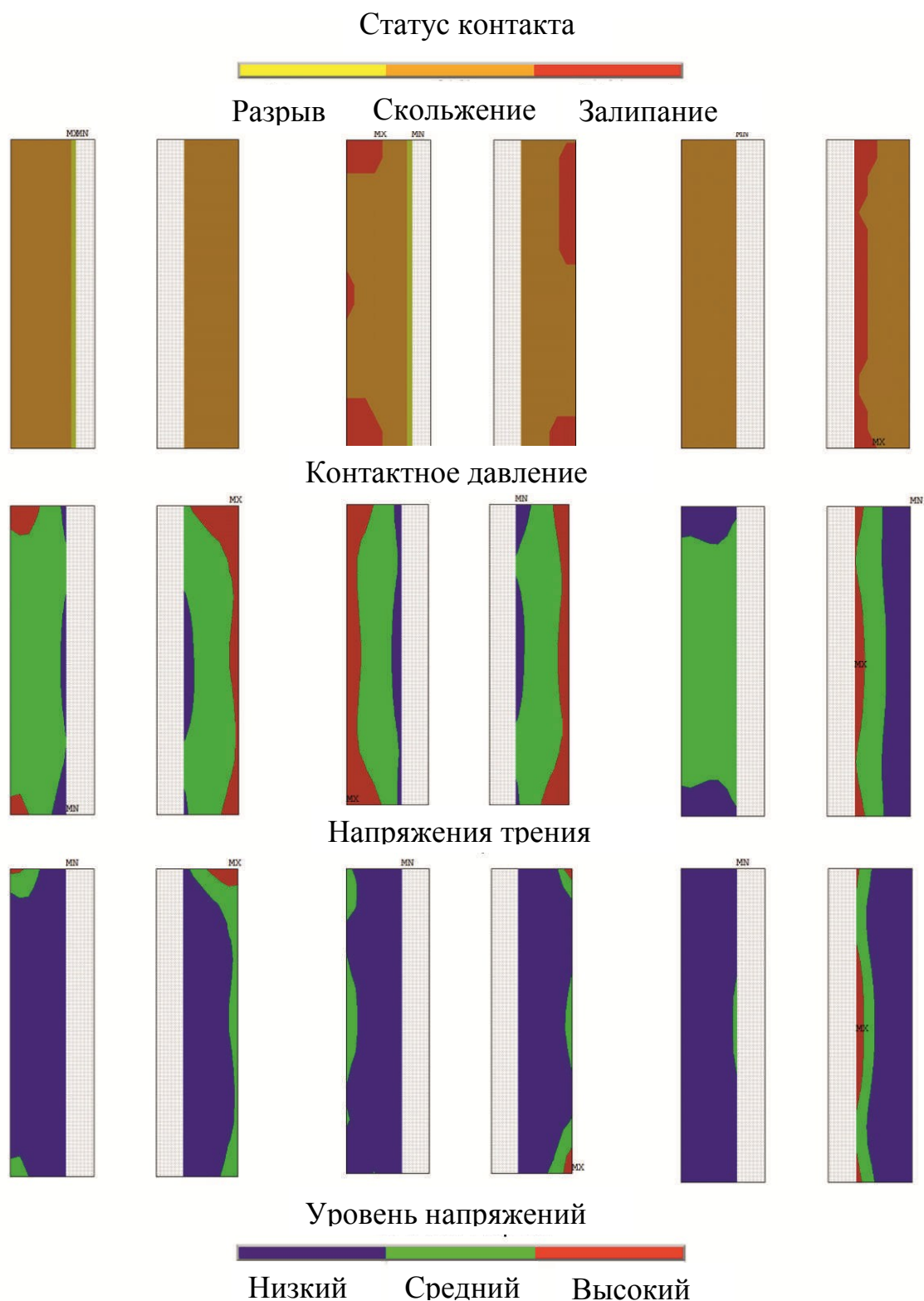


Рисунок 57. Типичные состояния контактных площадок в процессе трения

Кроме этого с ростом нагрузки на демпфер и ростом коэффициента трения наблюдается увеличение площади зоны залипания. Для примера приведено сравнение контактных площадок демпфера при силах 45 Н и 700 Н (рис. 58).

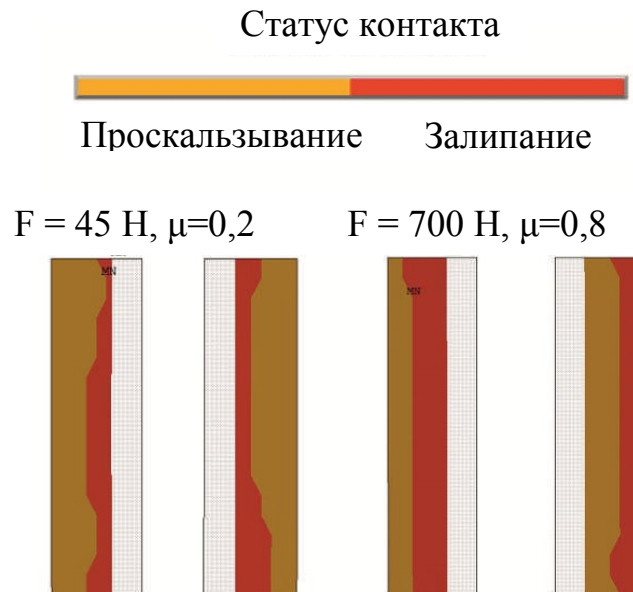


Рисунок 58. Увеличение площади полного залипания при увеличении нагрузки на демпфер и коэффициента трения

Необходимо также обратить внимание, что отклонение собственных частот от экспериментальных в некоторых случаях может достигать 57%. Это объясняется тем, что качество поверхностей экспериментальных моделей определяет размер площади зоны полного залипания и ее положение. Учет качества поверхности в расчетной модели представляет собой отдельную задачу, поэтому в настоящем исследовании результаты получены только для идеального состояния площадок контакта.

На третьем шаге верификации методики конечно-элементного моделирования проводится определение амплитуды колебаний системы лопатки-демпфер при вынужденных колебаниях под действием гармонической нагрузки с фиксированной частотой на режимах резонанса, выявленных на шаге 2.

Отклики лопаток на резонансных режимах, рассчитанных на предыдущем шаге, были получены решением нестационарной нелинейной задачи, согласно методике, описанной в п. 3.2 для редуцированной модели. Согласно этой методике, отклик определяли по двух точкам – 1 и 2, указанным на рисунке 48. Форма определялась по фазовому сдвигу отклика точки 1 и 2. Пример синфазной и противофазной формы, определенной по временной развертке, показан на рисунке 59 (в, г). Амплитуда на резонансе устанавливалась по среднему значению после прохождения переходного режима. Пример определения амплитуды показан на рисунке 59 (а). Подтверждение резонансного режима делается на основе разложения

отклика в ряд Фурье. Наличие только одного мощного пика показывало, что резонансная точка определена. Пример разложения в ряд Фурье отклика показано на рисунке 59 (б).

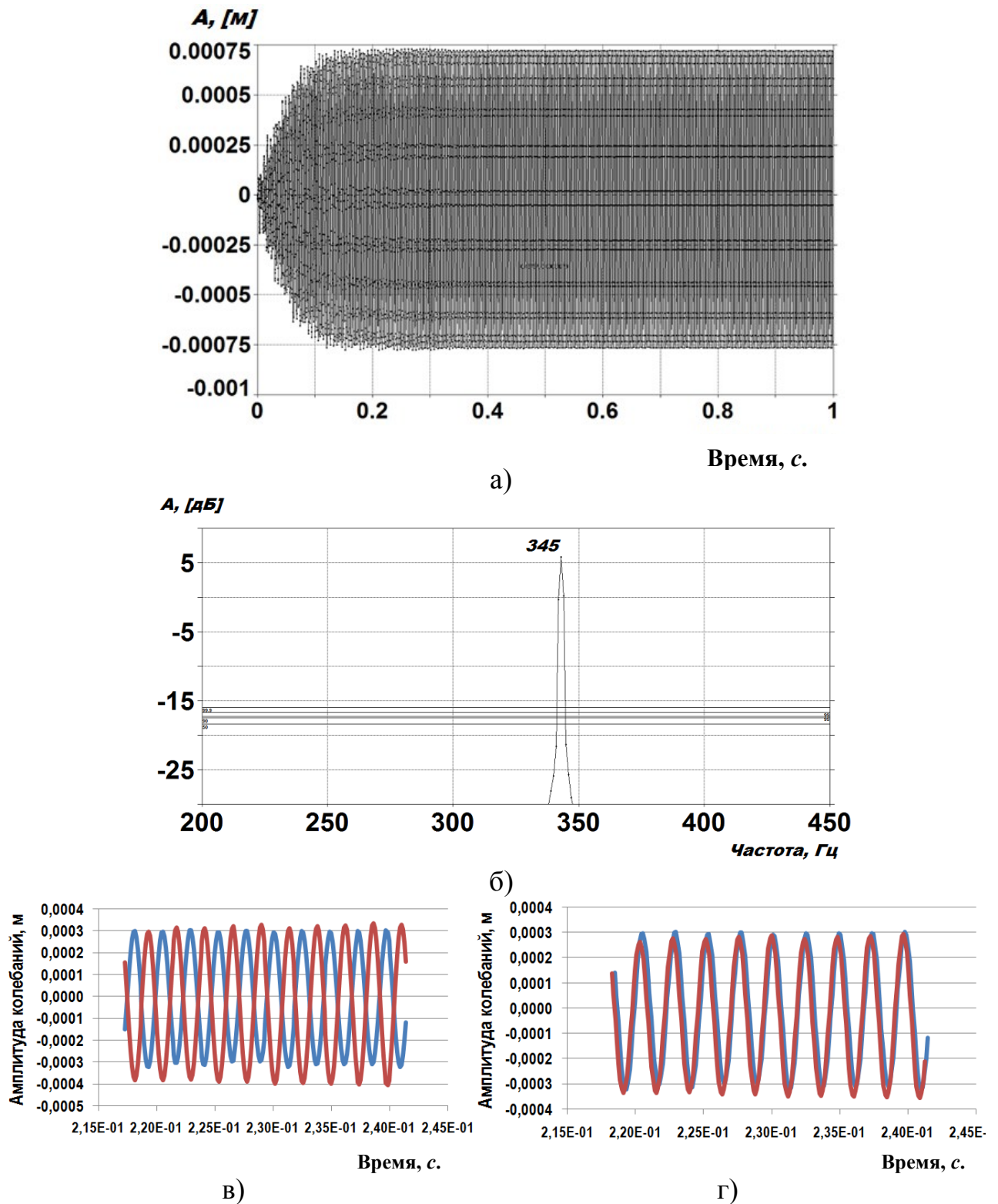


Рисунок 59. Пример разложения в ряд Фурье отклика системы на возбуждение: а) – определение амплитуды колебаний, б) выявление резонансной частоты; в, г) – определение формы колебаний : — 1-я точка; — 2-я точка.

В таблице 7 приведены результаты расчета амплитуд отклика лопаток для двух форм колебаний – синфазной (Формы 1) и противофазной (Формы 2). Коэффициенты динамического трения 0,2; 0,4; 0,6; 0,8. Нагрузка на демпфер 45, 187, 414, 700 Н.

Таблица 7

Амплитуды колебаний лопаток на резонансных режимах, мм

$\mu$	45 Н		187 Н		414 Н		700 Н	
	1	2	1	2	1	2	1	2
0,2	2,20	0,24	2,48	0,50	2,50	0,35	2,00	0,35
0,4	1,60	0,25	1,23	0,40	1,40	0,22	1,60	0,60
0,6	0,42	0,22	0,31	0,16	0,33	0,18	0,88	0,36
0,8	0,42	0,51	0,60	0,50	0,50	0,40	1,20	0,33
Эксп.	0,70	0,10	0,65	0,20	0,80	0,25	0,90	0,60

Выделенные белым цветом ячейки таблицы указывают, что на данном режиме была реализована Форма 1 колебаний (синфазная). Серые ячейки таблицы указывают на Форму 1 (противофазную).

Интересно проанализировать закономерности из представленных в Таблице 7 результатов. Видно, что при высоких нагрузках и коэффициентах трения 0,6 – 0,8 возникает зона с преобладанием залипания (область выделена красным пунктиром). Типичный для полного проскальзывания порядок следования форм: «синфазная – противофазная» в этой зоне меняется на противоположный – «противофазная – синфазная», как в случае полного залипания, см. Таблицу 5. В эксперименте видим, что порядок следования форм приближен к состоянию полного проскальзывания (таблица 5).

Стоит также отметить небольшую, так называемую, переходную зону при нагрузке 187 Н и коэффициентах трения 0,6 ... 0,8. Зона была выделена, так как в ней расчётные пики при получении спектра были ниже доверительного интервала в 95%. Зона названа переходной между режимом преобладания проскальзывания и режимом преобладания залипания, потому что амплитуды обеих форм колебаний приближаются к минимуму. Это

означает, что в переходной зоне демпфирование для обеих форм максимально эффективно.

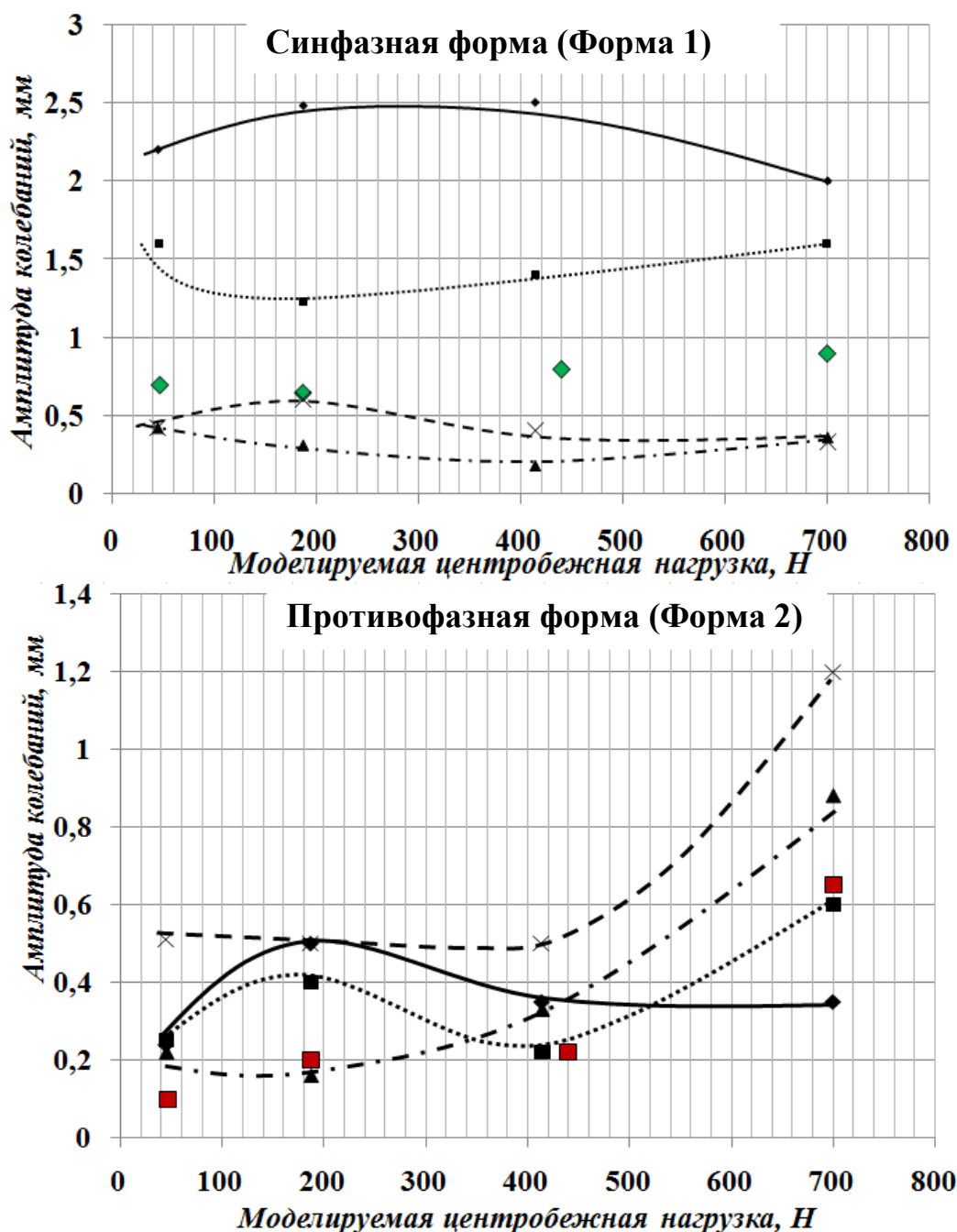


Рисунок 60. Зависимость амплитуды колебаний лопаток от силы прижатия демпфера и коэффициента трения. Сравнение с экспериментом: а) для синфазной формы колебаний (Формы 1), б) для противофазной формы колебаний (Формы 2):  $\blacklozenge$  - результаты эксперимента для Формы 1;  $\blacksquare$  - результаты эксперимента для Формы 2;  $\bullet$  - расчет для  $\mu=0,2$ ;  $\blacksquare$  - расчет для  $\mu=0,4$ ;  $\blacktriangle$  - расчет для  $\mu=0,6$ ;  $\times$  - расчет для  $\mu=0,8$ .

Результаты для двух форм колебаний наглядно проиллюстрированы на рисунке 60. Рассмотрим результаты исследований, с точки зрения эффективности демпфирования. В качестве критерия эффективного демпфирования примем минимальные амплитуды колебаний лопаток для

обеих реализующихся форм. Другими словами, демпфирование является эффективным в переходной области между преобладанием скольжения и преобладанием залипания.

При колебаниях по Форме 1, после достижения значений выше 400 Н амплитуда колебаний начинает увеличиваться, что отражает снижение работы сил трения в контакте. Это происходит из-за увеличения зоны «залипания», что подтверждается анализом расчетных полей контакта на поверхностях демпфера и полок.

Сравнение расчетных амплитуд колебаний с экспериментальными, полученными в главе 2, показывает, что при коэффициенте трения  $\mu=0,6$ , также определенном в главе 2, расчетные данные для Формы 2 согласуются с экспериментальными.

Диапазон наибольшей эффективности демпфера определенный расчетным и экспериментальным путем для Формы 2 совпадает и составляет 47...187 Н.

Стоит отметить, что переходная зона в эксперименте не проявляется так очевидно, как в расчете. В эксперименте зона с преобладанием проскальзывания наблюдается во всем диапазоне нагрузок. Это можно объяснить погрешностью изготовления лопаток и демпфера.

Эффективность демпфирования колебаний лопаток с помощью демпфера сухого трения предлагается оценивать параметром:

$$\xi = A / A^*, \quad (37)$$

где  $A$  – амплитуда колебаний лопаток без демпфера,  $A^*$  – амплитуда колебаний лопаток с демпфером.

Учитывая, что на резонансном режиме амплитуда колебаний приближенно обратно пропорциональна логарифмическому декременту (29), увеличение параметра  $\xi$  в  $n$  раз означает снижение динамических напряжений в исследуемых лопатках на резонансном режиме колебаний в  $n$  раз.

На рисунке 61 приведена зависимость параметра  $\xi$  от силы  $N$ , моделирующей центробежную нагрузку на демпфер для различных форм колебаний. Обе зависимости имеют максимум, который для противофазной формы (Формы 2) колебаний приходится на диапазон нагрузок около 47...187 Н, а для синфазной (Формы 1) – в диапазоне 187...400 Н. При низких значениях  $N$  в контакте преобладает проскальзывание: сила трения мала - мала и работа трения. При высоких значениях  $N$  в контакте



преобладает «залипание», и работа трения уменьшается из-за уменьшения площади трения.

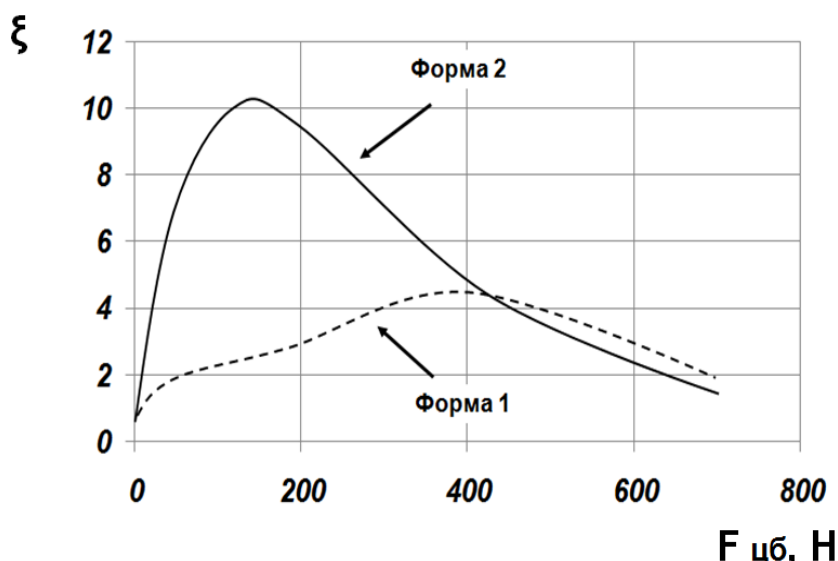


Рисунок 61. Зависимость параметра эффективности демпфирования  $\xi$  от силы, моделирующей центробежную нагрузку на демпфер

Стоит отметить, что область наиболее эффективного демпфирования, определенная в эксперименте с помощью коэффициента относительного демпфирования (рис. 47), указывает для Формы 2 на диапазон нагрузок 47-187 Н, для Формы 1 на диапазон нагрузок 47...400 Н. При сравнении с расчетными результатами можно сделать вывод, что, несмотря на погрешности изготовления образцов и погрешности расчетного исследования, область оптимальной работы может быть определена.

При сравнении с расчетным временем, необходимым для проведения идентичного количества расчетов на полной конечно-элементной модели, расчетное время редуцированной модели составило приблизительно на 60-80% (5-10 часов) меньше. При проведении крупномасштабной серии расчетов, предусматривающей анализ 5...6 вариантов демпфера (при 32 расчетах на каждый вариант), экономия времени составляет до 60 дней. Это говорит о том, что методика эффективна для инженерной оптимизации и позволяет проводить большой объем расчетов без использования суперкомпьютеров.

Описанная методика расчета может быть использована на стадии проектирования демпферов для оценки эффективности демпфирования и выбора формы и размеров демпфера. При этом процедура оптимизации параметров демпфера может носить итерационный характер,



предполагающий многократное повторение расчетов с корректировкой конечно-элементной модели. Использование в методике конечно-элементного моделирования редукции модели путем использования субструктур делает возможным такое повторение расчетов за приемлемое в инженерной практике время расчетов.

### 3.4. ВЫВОДЫ

3.4.1. Разработана методика конечно-элементного моделирования нестационарного взаимодействия рабочих лопаток турбин с демпферами сухого трения в процессе вынужденных резонансных колебаний, на основе созданной численной модели с использованием метода редукции динамической системы на субструктуры.

Методика реализована в программном комплексе ANSYS. Полная численная модель состоит из 17947 призматических восьмиузловых элементов и имеет 62527 степеней свободы, из них 7524 степени свободы в узлах контакта. Редуцированная модель имеет 7868 степеней свободы, из них 7524 степени свободы в узлах контакта.

3.4.2. Разработанная методика позволяет снизить временные затраты при решении нестационарного взаимодействия с контактными нелинейностями на 60...80% (5...10 часов) за счет редукции динамической модели с использованием субструктур. При проведении крупномасштабной серии расчетов, предусматривающей анализ 5...6 вариантов демпфера (при 32 расчетах на каждый вариант), экономия времени составляет до 60 дней.

Разработанная численная модель была верифицирована по результатам эксперимента.

3.4.3. При моделировании взаимодействия лопаток и демпфера выделяются три основных режима: режим преобладания проскальзывания, переходный режим и режим с преобладанием залипания. Указанные режимы имеют непосредственное влияние на эффективность демпфирования лопаток.

3.4.4. Наиболее эффективным с точки зрения демпфирования колебаний является переходный режим. Расчетная область переходного режима находится в районе силы прижатия демпфера 187 Н и коэффициента трения 0,6...0,8.

3.4.5. Установлено, что эффективность демпфирования зависит от формы колебаний системы «лопатка-демпфер». При колебаниях лопаток по синфазной форме эффективность демпфирования ниже, чем в случае, когда лопатки колеблются в противофазе.

3.4.6. Для противофазной формы (Формы 2) определенная область оптимального режима составляет 47...187 Н (для коэффициента трения 0,6), что качественно согласуется с результатами эксперимента (расхождение по амплитуде не превысило 25%).

3.4.7. Коэффициент трения оказывает сильное влияние на эффективность демпфирования, а именно определяет положение переходной зоны.

3.4.8. Эффективный режим работы демпфера в расчетном и экспериментальном исследовании был получен для коэффициентов трения в диапазоне  $0,6 \dots 0,8$ . Сходный диапазон коэффициентов трения был получен в результате экспериментального исследования по определению параметров контакта для интересующей пары материалов ( $0,65 \dots 0,84$ ).

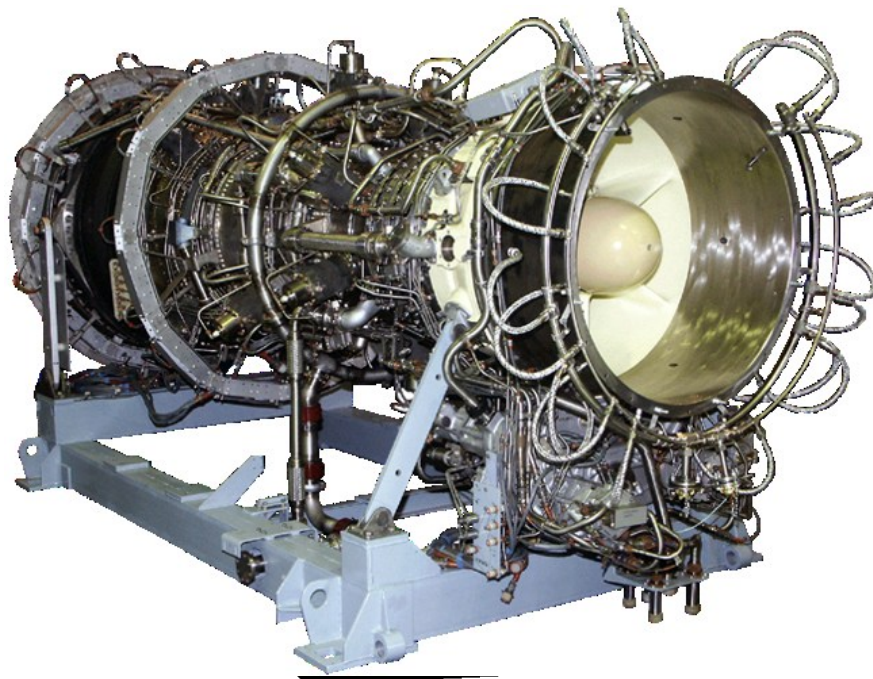
#### 4. ПРИМЕНЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ МЕТОДИКИ ДЛЯ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕМПФИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ ГТУ-12ПГ-2 ДЕМПФЕРАМИ СУХОГО ТРЕНИЯ

Целью работ, описанных в настоящем разделе, является применение разработанных экспериментальных подходов для оценки эффективности натуральных межлопаточных подполочных демпферов для натуральных рабочих лопаток газотурбинной установки.

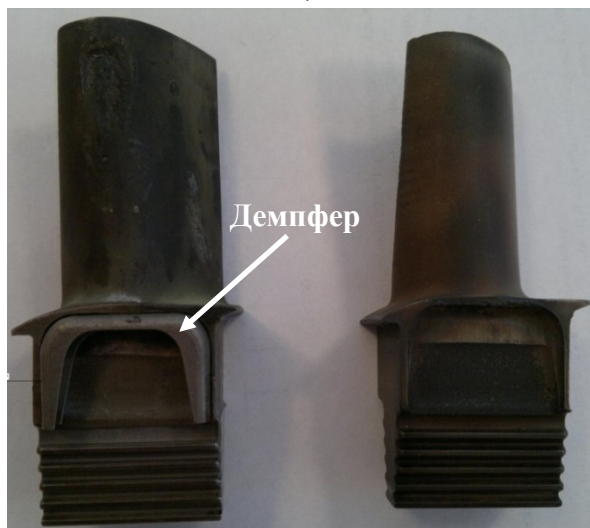
В работах экспериментально воспроизведены геометрические особенности контактных поверхностей пары «лопатка-демпфер», реализуемые в натуральных условиях формы колебаний лопаток. Также учтено влияние центробежной силы, действующей на демпфер в процессе работы газотурбинной установки. Проведено определение зависимости амплитуды колебаний натуральных рабочих лопаток турбины ГТУ от величины центробежной нагрузки, действующей на демпфер. Проведена оценка изменения собственных частот и форм колебаний рабочих лопаток турбины в связи с применением демпфера.

#### 4.1 МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕМПФЕРОВ СУХОГО ТРЕНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ ГТУ-12ПГ-2

В качестве объекта исследования рассматривались рабочие лопатки первой ступени турбины высокого давления газотурбинной установки ГТУ-12-ПГ-2 и натурные П-образные межлопаточные демпферы (рисунок 62 а, б).



а)

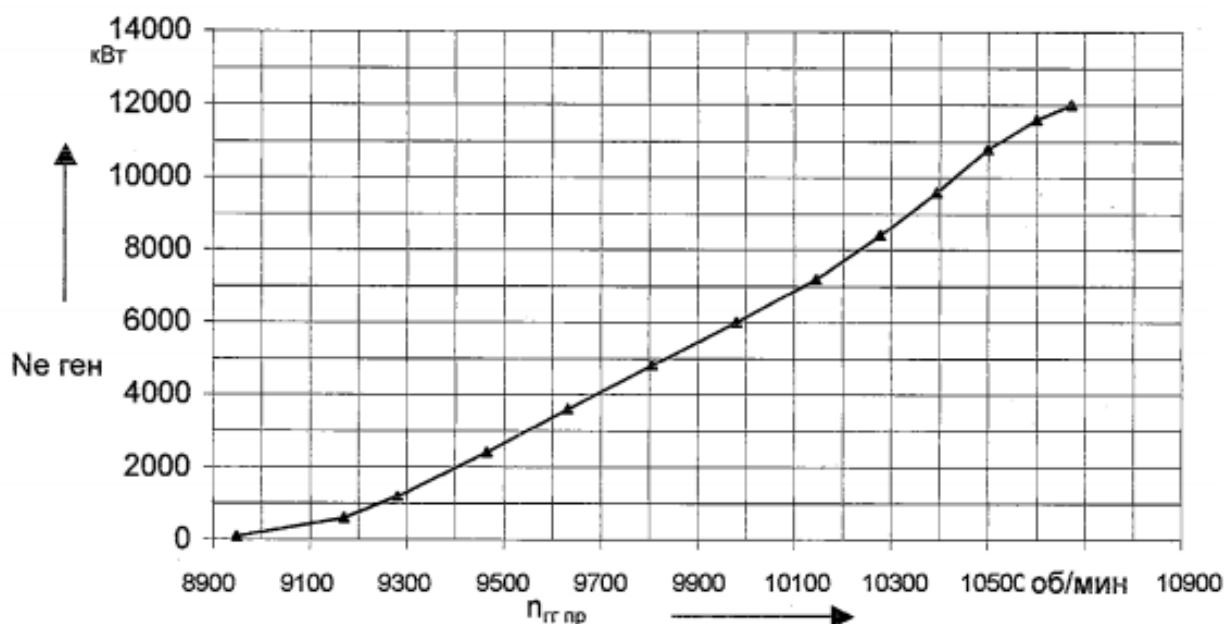


б)

Рисунок 62. Объект экспериментального исследования: а) энергетическая газотурбинная установка ГТУ-12-ПГ-2; б) рабочие лопатки первой ступени турбины высокого давления и П – образный подполочный демпфер сухого трения.

Лопатка изготовлена литьем по выплавляемым моделям из сплава на никелевой основе, имеет внутреннюю полость со сложной системой штырьков-турбулизаторов, ребер и каналов для подвода охлаждающего воздуха. Высота профильной части около 55 мм, хорда профиля около 35 мм. Лопатка крепится в рабочем колесе замком «елочного» типа. Между замком и профильной частью имеется ножка высотой около 20 мм, отделенная от профильной части нижней полкой. Последняя нужна для образования внутреннего контура проточной части турбины. В полости под нижними полками, на расстоянии 0,295 мм от оси вращения ротора, размещены межлопаточные демпферы. П-образный межлопаточный демпфер представляет собой двояко изогнутую пластину массой 4,2 грамма (рисунок 62, б). Конструкция демпфера предусматривает скругленные переходы между перпендикулярными контактирующими с лопаткой поверхностями, что обеспечивает сохранение фрикционного контакта во время колебаний.

Максимальная мощность, вырабатываемая на валу силовой турбины ГТУ-12ПГ-2, составляет 12 МВт. При этом частота вращения ротора газогенератора составляет  $n_{ГГ}^{уст} = 10675$  об/мин, регулировка максимальной частоты вращения  $n_{\omega}$  осуществляется в диапазоне - 500... +500 об/мин. На рисунке 63 (а, б) представлены графические зависимости мощности ГТУ -  $N_e$  и электрического КПД генератора  $\eta_{e\text{ ген}}$  от приведённой частоты вращения ротора газогенератора  $n_{ГГпр}$ .



а)

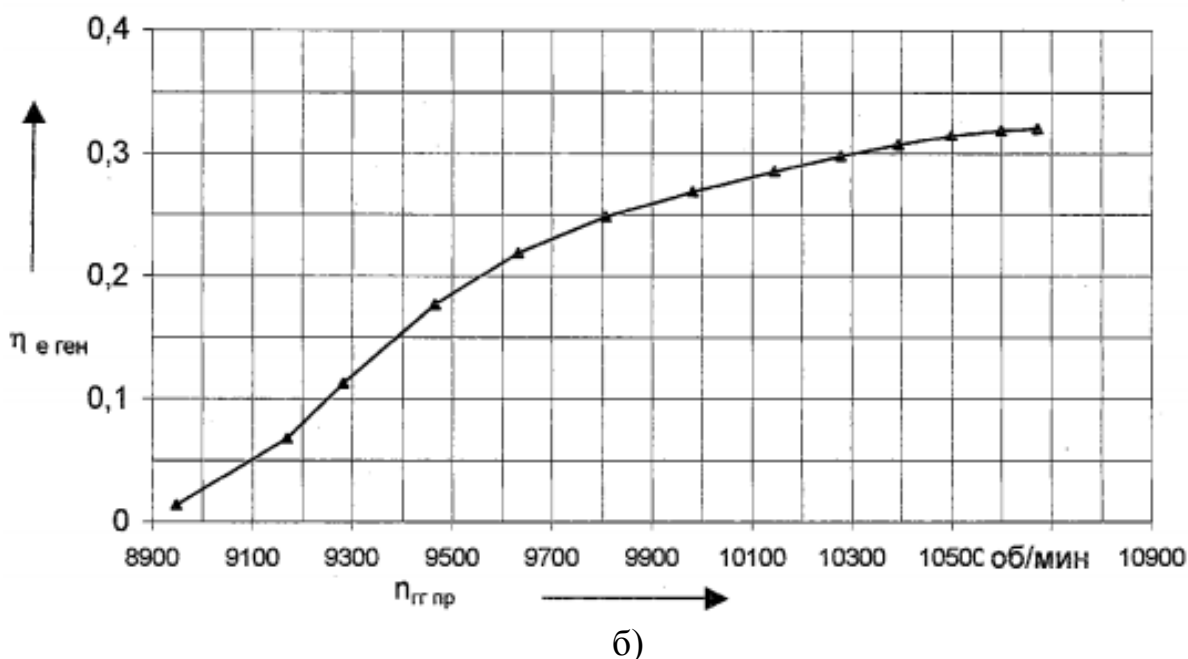
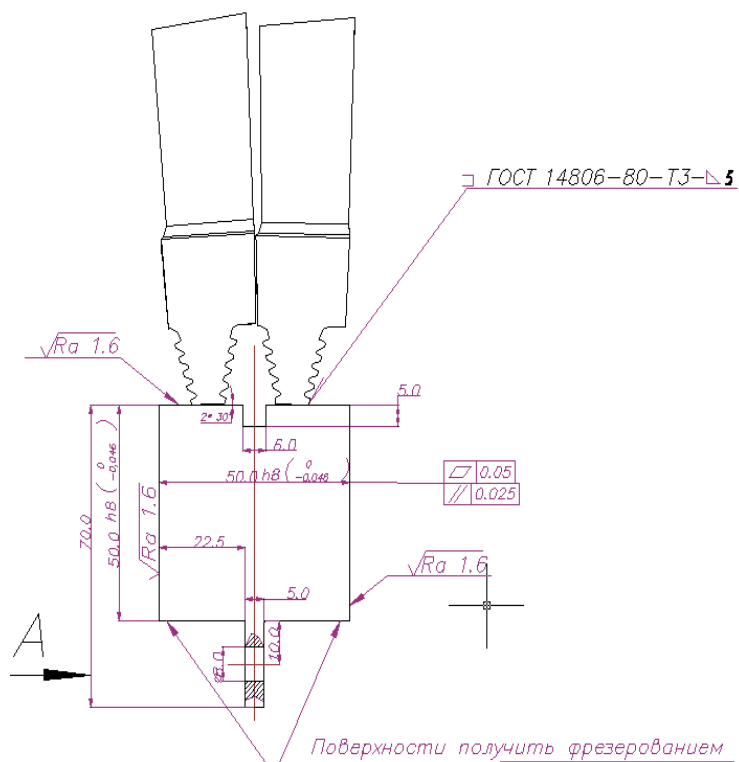


Рисунок 63. Дроссельные характеристики ГТУ-12ПГ-2 в условиях  $P_H=765$  мм рт.ст.,  $t_{вх}^*=288K$

При таких характеристиках ГТУ центробежная нагрузка, действующая на демпфер во время работы газогенератора, будет изменяться от 1099 Н до 1545 Н.

Идея эксперимента по определению эффективности демпфирования натуральных лопаток состоит в возбуждении колебаний в специальном блоке из двух лопаток с подполочным демпфером между ними, регистрации амплитудно-частотной характеристики и определении характеристик демпфирования по ширине резонансного пика. Основным элементом установки является блок из двух рабочих лопаток первой ступени турбины, показанный на рисунке 64.

Лопатки привариваются к стальному основанию, при этом зазоры между полками выдерживаются такими же, как при креплении лопаток в натурном диске. Сварное соединение исключает демпфирование в замке елочного типа с тем, чтобы основным элементом, определяющим конструкционное демпфирование, оставался подполочный демпфер. В стальном основании имеется отверстие для подвешивания модели и специальный паз для установки демпфера между лопатками. Демпфер устанавливается в рабочем положении так же, как в натурном рабочем колесе, чтобы воспроизвести условия его контакта с полками лопаток.



а)

б)

Рисунок 64. Блок рабочих лопаток первой ступени турбины: а) эскиз; б) фото

К демпферу крепится стальной трос диаметром 1,5 мм. Центробежная сила, действующая на демпфер, моделируется силой тяжести грузов, закрепленных на тросе и передающихся на демпфер (рисунок 65).



Рисунок 65. Схема крепления тросов к демпферу, расположенному в



подполочном пространстве.

Для получения амплитудно-частотной характеристики исследуемой системы, в работе использовался метод сканирующей лазерной виброметрии с использованием аппаратно-программного комплекса PSV-400-3D. Для проведения экспериментальных исследований посредством лазерной виброметрии, использовался вариант закрепления блока лопаток – свободный подвес (рисунок 66).

Для возбуждения колебаний используется миниатюрный пьезошейкер MiSha, который устанавливается на основание блока лопаток (рисунок 66). Он позволяет возбуждать колебания лопаток в диапазоне частот от 0 Гц до 6400 Гц. В качестве сигнала возбуждения применялся сигнал постоянной амплитуды с возрастающей частотой (Periodic Chirp).

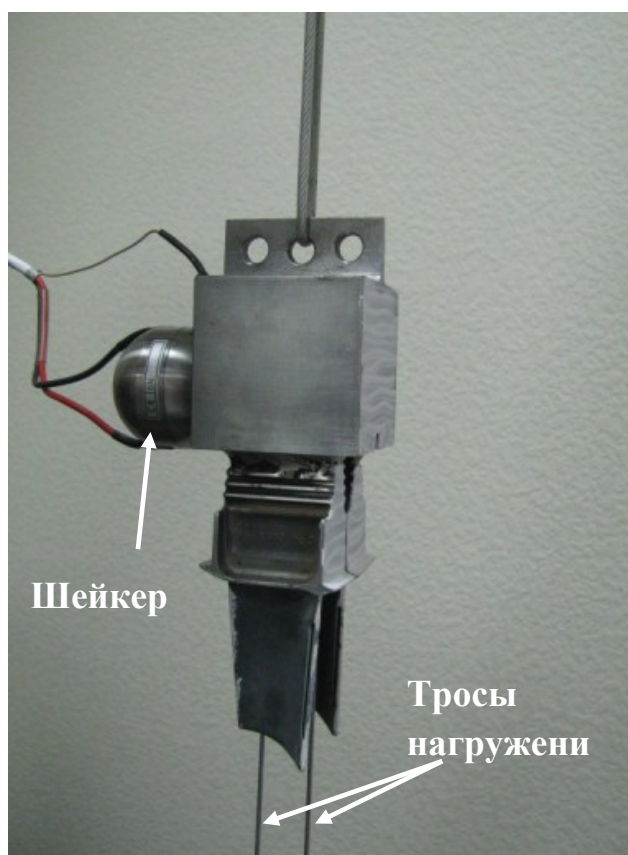


Рисунок 66. Закрепление объекта исследования в свободном подвесе

Основным результатом первичной обработки экспериментальных данных являются амплитудно-частотные характеристики, полученные путем регистрации виброскорости и быстрого преобразования Фурье. Исследуемой характеристикой демпфирования колебаний является относительное демпфирование –  $\xi$ , %.

Подготовка объекта и проведение исследования проводится в несколько этапов:

1 Поверхность исследуемого объекта покрывается светоотражающим покрытием для увеличения уровня отраженного сигнала.

2 Настройка лазеров, которая включает в себя настройку положения лазерных головок, 2D и 3D выравнивание. При этом создается виртуальная 3D-модель поверхности исследуемого объекта.

3 Создание сетки сканирования (рисунок 67). Сетка сканирования может быть построена как автоматически (в пределах указанной области), так и вручную с принудительным заданием узловых точек в наиболее интересных местах поверхности сканирования. Предельная плотность сетки сканирования 512 x 512 точек.

4 Задание диапазона исследуемых частот, шага по частоте и типа возбуждающего колебания сигнала, количество повторений. Исследование проводили в диапазонах частот до 6400 Гц (шаг по частоте 1 Гц) и до 3125 Гц (шаг по частоте 0,488 Гц).

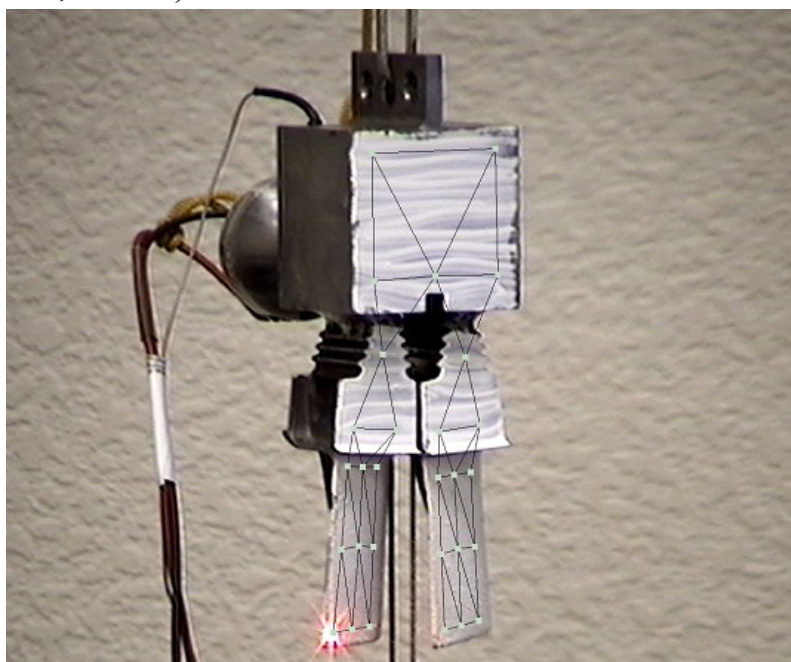


Рисунок 67 . Пример сетки сканирования блока лопаток

## 4.2 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕМПФИРОВАНИЯ МЕТОДОМ ЛАЗЕРНОЙ ВИБРОМЕТРИИ

Экспериментальное исследование включало в себя десять серий по три измерения, проведенные с блоком лопаток, закрепленных на тросовом подвесе. Первая серия - лопатки без демпфера, остальные девять серий - лопатки с демпфером при различной величине, действующей на демпфер, нагрузки от 0 до 833 Н. Моделирование центробежной нагрузки производилось посредством приложения силы тяжести подвешиваемых к демпферу через тросы грузов. Дальнейшее повышение нагрузки не производилось в виду ограничений по прочности тросового подвеса. Возбуждающий сигнал, количество точек сканирования (29), диапазон исследуемых частот от 0 до 3125 Гц и шаг измерений 0,488 Гц одинаковы для всех десяти серий. Условия и результаты экспериментов приведены в таблице 8. В каждом из экспериментов получены амплитудно-частотные характеристики и формы собственных колебаний блока лопаток. Наиболее ярко во всех проведенных экспериментах проявился резонанс по первой изгибной форме, который в зависимости от приложенной нагрузки на демпфер возникает на частоте 2100...2890 Гц. Колебания лопаток во всех экспериментах на этой резонансной частоте происходили по первой изгибной форме в противоположной относительно друг друга фазе.

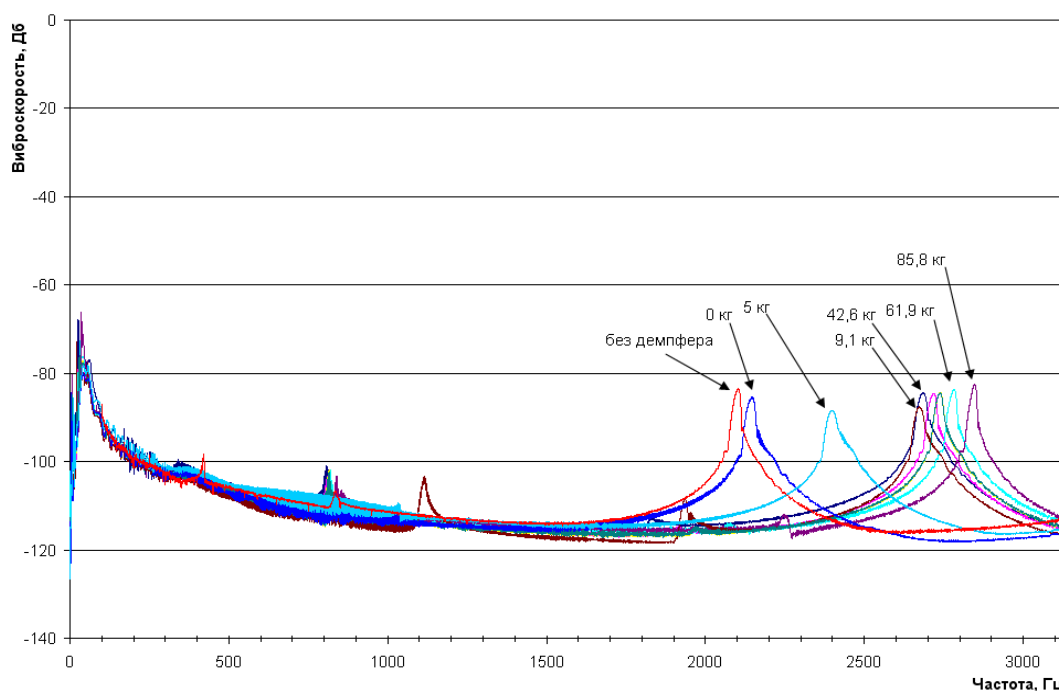


Рисунок 68. Семейство АЧХ при различных моделируемых центробежных нагрузках на демпфер.

На рисунке 68 представлены осредненные по трём экспериментам амплитудно-частотные характеристики для всех десяти вариантов нагружения демпфера. Видно, что по мере увеличения нагрузки резонансные пики смещаются в область более высоких собственных частот, то есть первая изгибная собственная частота возрастает.

В таблице 8 приведены результаты определения первой собственной частоты и коэффициента относительного демпфирования. В исследованном диапазоне нагрузок первая собственная частота изменяется в диапазоне 2100...2890 Гц, значения коэффициента относительного демпфирования изменяются от 0,25 до 0,71.

Таблица 8

Результаты экспериментов 1-10 серий.

№ серии	Величина нагрузки, Н	№ экспери мента	№ пика на АЧХ	Частота Гц			Относительное демпфированием $\zeta$ , %		
				по экспери менту	среднее	Коэфф. вариа ции%	по экспери менту	среднее	Коэфф. вариа ции%
1	без демпфе ра	11_1	1	2099,8	2099,6	0,01	0,410	0,397	3,03
		11_2	1	2100,0			0,385		
		11_3	1	2100,0			0,395		
2	0	8_1	1	2145,3	2144,5	0,03	0,522	0,490	5,72
		8_2	1	2144,4			0,480		
		8_3	1	2143,9			0,469		
3	49	9_1	1	2400,7	2401,1	0,01	0,789	0,709	9,81
		9_2	1	2401,3			0,677		
		9_3	1	2401,3			0,662		
4	89,18	6_1	3	2519,8	2519,6	0,02	0,686	0,618	9,71
		6_2	3	2519,2			0,591		
		6_3	3	2519,7			0,576		
5	234,22	7_1	2	2675,1	2674,9	0,01	0,535	0,511	4,01
		7_2	2	2674,8			0,499		
		7_3	2	2674,7			0,499		
6	417,48	1_1	2	2684,0	2684,5	0,02	0,468	0,459	1,64
		1_2	2	2684,0			0,453		
		1_3	2	2684,9			0,458		

7	466,48	2_1	2	2715,6	2716,2 2	0,02	0,401	0,376	6,14
		2_2	2	2716,5			0,386		
		2_3	2	2716,6			0,357		
8	517,44	3_1	2	2732,3	2735,9	0,03	0,375	0,361	3,56
		3_2	2	2737,8			0,360		
		3_3	2	2737,8			0,349		
9	606,62	4_1	2	2778,7	2779,6	0,03	0,358	0,331	7,50
		4_2	2	2779,8			0,326		
		4_3	2	2780,2			0,309		
10	833	5_1	2	2884,5	2884,7	0,01	0,265	0,248	3,42
		5_2	2	2884,8			0,255		
		5_3	2	2884,9			0,248		

Оценка воспроизводимости собственных частот по трем экспериментам каждой группы приведена в Таблице 8. Коэффициент вариации собственных частот не превышает 0,03%, что говорит о хорошей воспроизводимости собственных частот. Воспроизводимость коэффициента относительного демпфирования хуже, коэффициент вариации лежит в пределах 9,81%.

Добавление демпфера в состав динамической системы становится причиной увеличения первой собственной частоты на 43 Гц. При увеличении нагрузки на демпфер с 0 кг до 85 кг, частота колебаний повышается на 713 Гц, или в 1,32 раза. В таблице 9 обобщены результаты оценки демпфирующих свойств. Наибольшее значение относительного демпфирования  $\zeta = 0,709\%$ , достигнутое при величине нагрузки 5кг, в 1,79 раз выше соответствующего значения для системы без демпфера.

Результаты экспериментального определения относительного демпфирования и логарифмического декремента колебаний

Тип эксперимента	Относительное демпфирование $\zeta$ , %	Декремент колебаний $\delta$ %
Без демпфера	0,397	2,49
Нагрузка 0, Н	0,490	3,08
Нагрузка 49, Н	0,709	4,45
Нагрузка 89, Н	0,618	3,88
Нагрузка 234, Н	0,511	3,21
Нагрузка 417, Н	0,459	2,88
Нагрузка 466, Н	0,376	2,36
Нагрузка 517, Н	0,361	2,27
Нагрузка 606, Н	0,331	2,08
Нагрузка 833, Н	0,256	1,61

На рисунке 69 представлена зависимость эффективности демпфирования  $\xi$ , рассчитанная по формуле (28), от действующей на демпфер нагрузки. Видно, что с возрастанием нагрузки от 0 до 833 Н, относительное демпфирование сначала резко возрастает, а затем, по мере увеличения нагрузки, монотонно падает почти в два раза. Такое поведение подтверждает известные представления о снижении демпфирования вследствие уменьшения площади зон подвижности демпфера относительно лопаток по мере увеличения нагрузки.

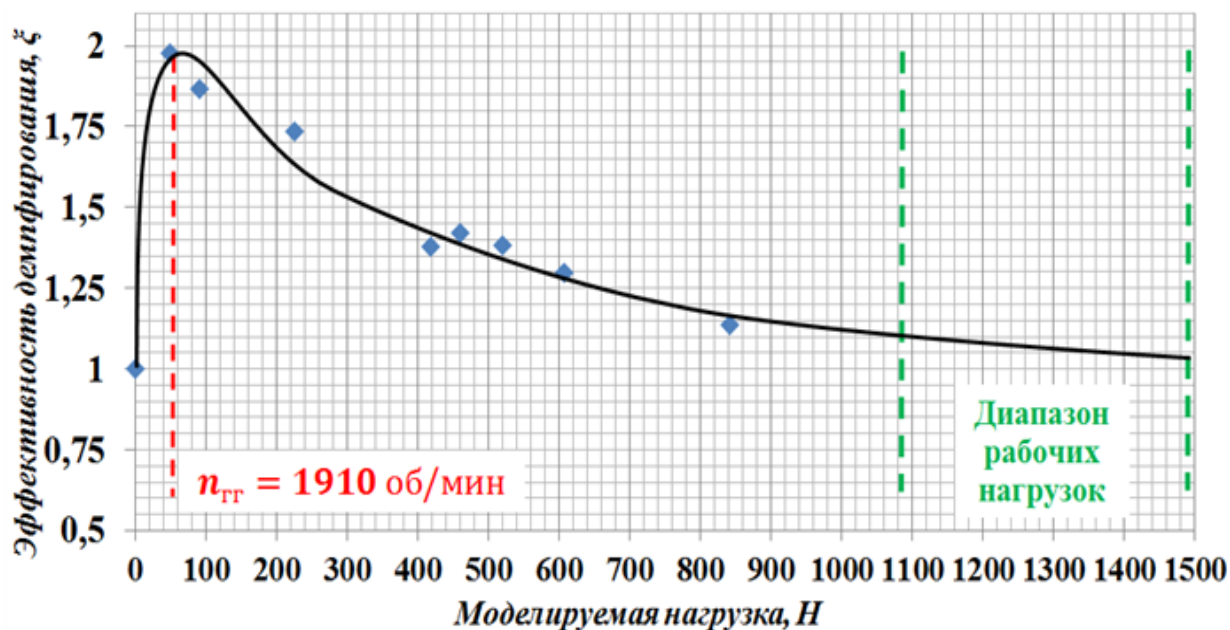


Рисунок 69. Зависимость коэффициента относительного демпфирования от действующей на демпфер нагрузки в безразмерных величинах.

Как видно из представленных на рисунке 69 данных, максимальная эффективность подполочного демпфера в относительных величинах составляет 1,9 и достигается при центробежной нагрузке 50 Н, соответствующей частоте вращения газогенератора 1910 об/мин. Можно сделать заключение, что конструкция демпфера не оптимизирована для функционирования на рабочих частотах вращения газогенератора ГТУ-12ПГ-2, составляющих от 9000 до 10675 об/мин.

Очевидно, для совмещения точек максимальной эффективности исследуемого демпфера и рабочего режима турбины ГТУ-12ПГ-2, необходимо снизить величину действующей на демпфер, при высоких частотах вращения ротора, центробежной нагрузки. Этого можно достичь уменьшением массы демпфера, что, в свою очередь, способно привести к нежелательному изменению нормальной контактной жесткости, и даже надежности.

Поэтому в конструкцию демпфера предлагается ввести компенсирующий упругий элемент, который бы позволял адаптировать демпфер к работе на целевых частотах вращения ротора.

#### 4.3. ВЫВОДЫ

4.3.1. Разработанные экспериментальные подходы применены для оценки эффективности демпфирования натуральных рабочих лопаток турбины газотурбинной установки ГТУ-12-ПГ-2.

4.3.2. Методика позволила определить собственные частоты колебаний, коэффициенты относительного демпфирования и логарифмические декременты колебаний рабочих лопаток. Погрешность определения собственных частот характеризуется коэффициентом вариации 0,03%, а погрешность коэффициента относительного демпфирования не более 9,81%.

4.3.3. Полученные значения коэффициента относительного демпфирования лежат в пределах  $\zeta = 0,26...0,7\%$ , логарифмического декремента колебаний -  $\delta = 1,61...4,45\%$  в зависимости от нагрузки, моделирующей центробежную силу. С ростом нагрузки коэффициент относительного демпфирования сначала возрастает до максимума при нагрузке 49 Н, затем постепенно снижается.

4.3.4. Применение П-образного демпфера способно снизить динамические напряжения в лопатке максимально в 1,9 раза при частоте вращения ротора 1910 об/мин. Показано, что эффективность демпфирования существенно зависит от величины центробежной нагрузки.

4.3.5. Применение демпфера приводит к увеличению собственной частоты изгибных колебаний рабочих лопаток турбины до 2...37% в диапазоне центробежных нагрузок 0...800Н.

4.3.6. В конструкцию демпфера, предлагается ввести упругий компенсирующий элемент, который бы позволял адаптировать его к работе на целевых частотах вращения ротора.



## 5. РАЗРАБОТКА РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБОМАШИНЫ С АДАПТИВНЫМ ДЕМПФЕРОМ СУХОГО ТРЕНИЯ ДЛЯ ЛОПАТОК ТУРБИН

Полученные в разделах 2.5, 3.3, 4.1 экспериментальные и расчетные данные говорят о том, что для подполочных демпферов сухого трения представленной конструкции существует узкий диапазон частот вращения ротора, при которых достигается их максимальная эффективность. Этот диапазон может не совпадать с наиболее нагруженными режимами работы лопаточного венца.

В настоящей главе описана конструкция адаптивного демпфера сухого трения, позволяющего сохранять наибольшую эффективность работы на целевых режимах вращения ротора. На описанную автором работы конструкцию (в соавторстве с коллективом) получен патент на изобретение «Рабочее колесо турбомашин с демпфером для лопаток» № 2602643 от 26 октября 2016 г.

С помощью разработанной в п.3 методики моделирования, проведено расчетное сравнение эффективности базового модельного демпфера для модельных лопаток и адаптивного демпфера усовершенствованной конструкции. Показано преимущество новой конструкции демпфера над базовой конструкцией.

### 5.1. КОНСТРУКЦИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБОМАШИНЫ И АДАПТИВНОГО ДЕМПФЕРА СУХОГО ТРЕНИЯ

Предлагаемая конструкция рабочего колеса турбомашин и адаптивного демпфера сухого трения основана на известных решениях, описанных в главе 1 работы. Основной идеей новой конструкции является исключение недостатка, приводящего к сужению диапазона частот вращения ротора турбины, при которых демпфер показывает наибольшую эффективность, и обеспечение возможности управления этим параметром.

При создании новой конструкции за прототип было принято известное устройство, описанное в патенте ЕР 0 918 139 А2 [100]. В упомянутом изобретении, с целью повышения эффективности демпфирования, клиновидный демпфер, установленный под полками расположенных рядом

лопаток, выполнен в виде двух соприкасающихся частей, каждая из которых одной из контактных поверхностей прижимается к внутренней поверхности полки одной из лопаток, а другой контактной поверхностью - ко второй части демпфера. Благодаря этому, увеличивается суммарная поверхность трения за счет поверхности контакта между двумя частями демпфера (рисунок 70, б). Кроме того, обеспечивается прилегание демпфера к контактным поверхностям полок даже при наличии перекосов граней, образующих подположное пространство.

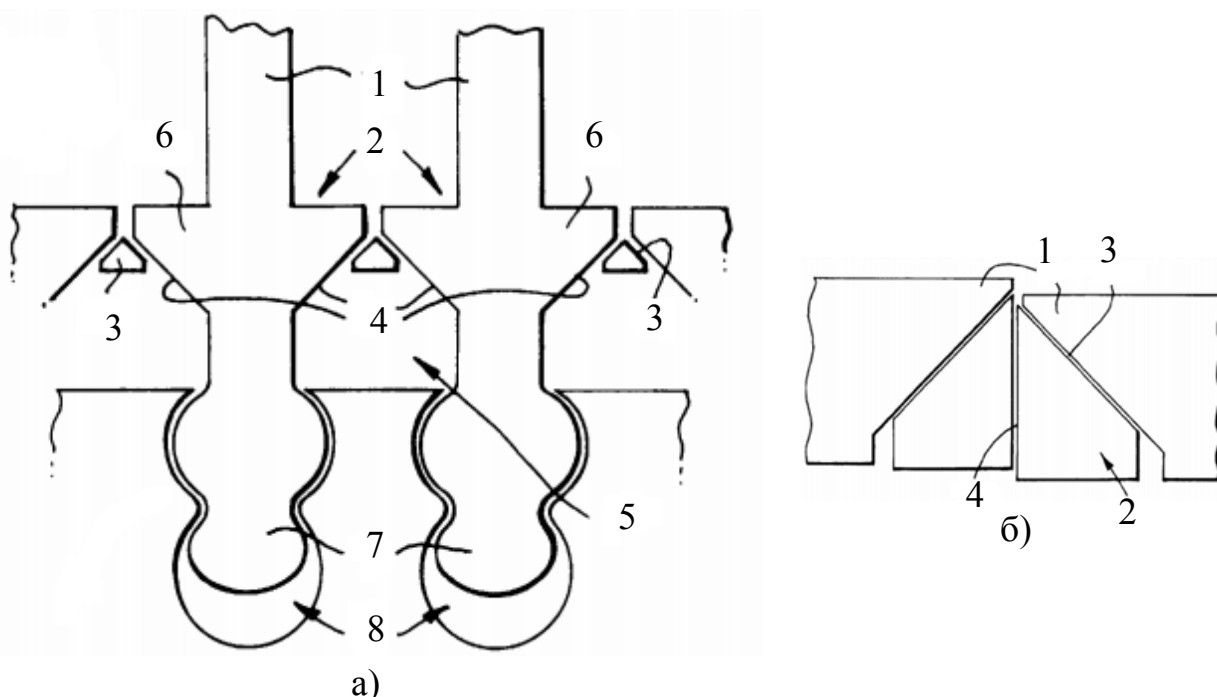


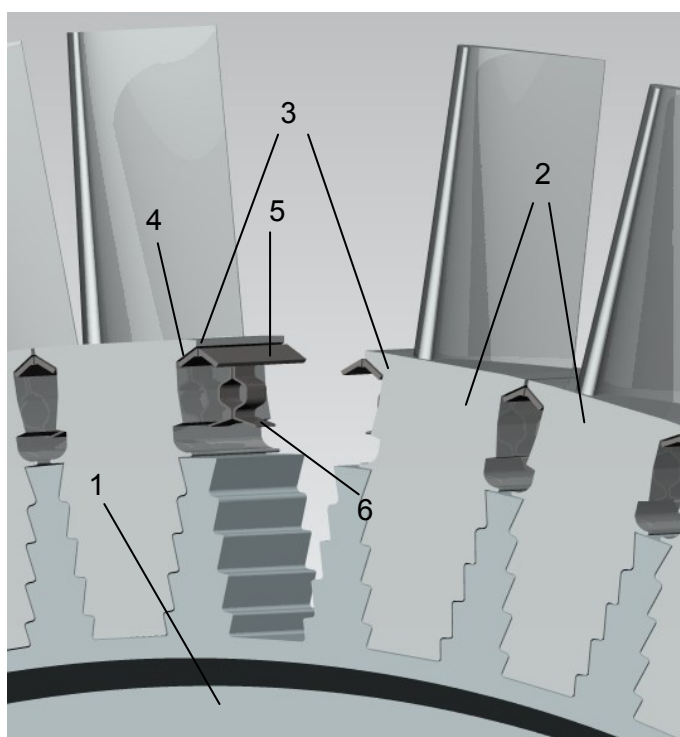
Рисунок 70. Конструкция демпфера-прототипа: а) Общая схема расположения: 1- перо рабочей лопатки, 2 – наружная поверхность трактовых полок, 3 – демпфер, 4- внутренние поверхности полок, 5 – подположное пространство, 6 – трактовые полки рабочих лопаток; 7 – замок, 8 – пазы в рабочем колесе. б) Схема установки демпфера в подположное пространство: 1 – трактовые полки соседних рабочих лопаток, 2 – составная часть демпфера, 3 – основная контактная поверхность, 4 – дополнительная контактная поверхность.

Недостатком принятого за прототип устройства является ограниченный эффектом заклинивания диапазон частот вращения ротора турбомашины, в котором обеспечивается максимальная эффективность демпфирования вибраций лопаток.

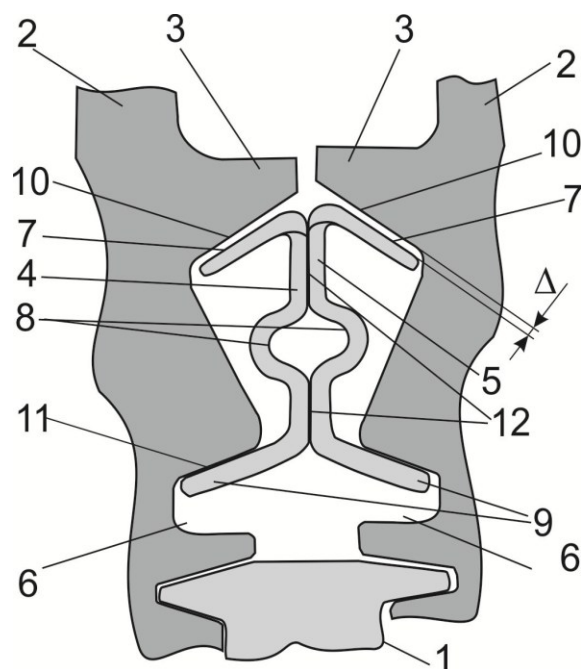
Технический результат, на достижение которого направлена предлагаемая в настоящем пункте конструкция адаптивного демпфера, заключается в расширении диапазона режимов работы турбомашины, на

которых сохраняется высокая эффективность демпфирования вибраций лопаточного венца.

Указанный технический результат достигается тем, что рабочее колесо турбомашины представляет собой диск с установленными в его пазах рабочими лопатками и расположенным под трактовыми полками каждой пары лопаток устройством демпфирования, выполненного из двух соприкасающихся друг с другом клиновидных частей, каждая из которых состоит из трех элементов (рисунок 71, а): фрикционного, установленного с радиальным зазором к внутренней поверхности полки; упругого, обеспечивающего частичную компенсацию действующей на демпфер центробежной нагрузки; и стопорного, входящего в контакт с поверхностью паза в ножке лопатки.



а)



б)

Рисунок 71. Конструкция рабочего колеса турбомашины и адаптивного демпфера сухого трения: а) Расположение демпфирующего устройства в рабочем колесе: 1 – диск, 2 – рабочие лопатки, 3 – трактовые полки, 4, 5 – части демпфирующего устройства; б) Адаптивное демпфирующее устройство: 1 – дисковая часть, 2 – рабочая лопатка, 3 – трактовые полки, 4, 5 – демпфирующее устройство, 6 – паз, 7 - фрикционный элемент, 8 – упругий элемент, 9 – стопорный элемент, 10 – внутренняя поверхность трактовой полки, 11 – поверхность паза, 12 – боковые поверхности демпфирующего устройства.

На рисунке 71, а представлено расположение демпфирующего устройства в рабочем колесе. Как видно из рисунка, рабочее колесо турбомашины представляет собой диск 1 с установленными в его пазах рабочими лопатками 2. Каждая пара расположенных рядом лопаток образует под трактовыми полками 3 полость, в которую помещено демпфирующее устройство, состоящее из двух частей 4 и 5.

Каждая из этих частей состоит из трех элементов (рисунок 71, б): фрикционного 7, упругого 8 и стопорного 9, входящего в паз 6 в ножке лопатки.

Демпфирующее устройство 4, 5 (рисунок 71, б) установлено в полость под трактовыми полками 3, так, чтобы при плотном прилегании стопорящего элемента 9, к поверхности 11, лопатки 2, между демпфирующим элементом 7, и поверхностью 10, полки 3, оставался зазор  $\Delta$ .

Устройство работает следующим образом (рисунок 71, б). При вращении рабочего колеса стопорные элементы 9, демпфирующего устройства прижимаются к поверхностям 11, паза 6, центробежными силами, тем самым демпфер фиксируется в рабочем положении. С увеличением частоты вращения колеса и возрастанием центробежной силы, действующей на части 4 и 5 демпфирующего устройства, упругие элементы 8, начинают деформироваться в радиальном направлении вплоть до исчезновения зазора  $\Delta$ , когда демпфирующие элементы 7, устройства входят в контакт с поверхностями 10, полок 3. Боковые поверхности 2, двух частей демпфирующего устройства 4 и 5, прижимаются друг к другу под действием тангенциальной составляющей реакции на поверхности 11. При колебаниях лопатки 2, на поверхностях 12 и 10, возникает трение, приводящее к диссипации энергии колебаний и снижению их амплитуды - демпфированию.

С увеличением частоты вращения колеса и возрастанием центробежной силы, действующей на части 4 и 5 демпфирующего устройства, контактное давление на поверхностях 10, возрастает, что могло бы привести к эффекту заклинивания. Он состоит в прекращении взаимных перемещений трактовых полок и демпфирующих элементов 7, демпфирующего устройства, результатом чего является снижение эффективности демпфирования колебаний лопаток из-за уменьшения работы сил трения на поверхностях 10. В описываемом устройстве эффект заклинивания исключен за счет частичной компенсации центробежных сил, действующих на части 4 и 5 демпфирующего устройства силой упругости элементов 8, и реакцией на поверхностях 11. Поэтому контактное давление на поверхностях 10, снижается, что и предотвращает заклинивание. Таким образом, подбирая жесткость упругого элемента 8, и величину начального зазора  $\Delta$ , можно

добиться максимальной эффективности демпфирования в требуемом диапазоне частот вращения ротора турбомашин.

Одним из вариантов еще большего расширения диапазона эффективной работы, для описанной выше конструкции, может стать обеспечение многоступенчатого изменения жесткости упругого элемента, и, как следствие, различной величины компенсации центробежной нагрузки на различных рабочих режимах. На рисунке 72 показан такой вариант демпфирующего устройства с разрезным стопорным элементом.

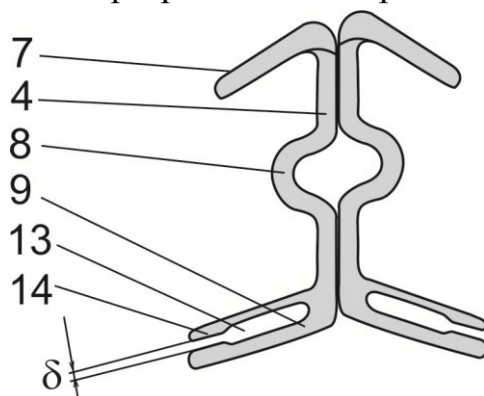


Рисунок 72. Адаптивное демпфирующее устройство с разрезным стопорным элементом: 4 – левая часть демпфирующего устройства, 7 – демпфирующий элемент, 8 – упругий элемент, 9 – стопорный элемент, 13 – разрез, 14 – опорная пластина.

Здесь стопорный элемент 9, выполнен с разрезом 13, между краями которого имеется зазор  $\delta$ . При увеличении частоты вращения под действием центробежных сил, сначала выбирается зазор  $\Delta$  между демпфирующим элементом 7, и поверхностью 10, полки 3 (см. рисунок 71, б), при дальнейшем увеличении частоты вращения, за счет деформации опорной пластины 14, стопорного элемента, выбирается зазор  $\delta$ . При этом увеличивается жесткость демпфирующего устройства, что препятствует росту контактного давления на поверхностях 10, и предотвращает заклинивание демпфирующего устройства.

Разрезная конструкция стопорного элемента обеспечивает ступенчатое изменение жесткости демпфирующего устройства, благодаря чему дополнительно расширяется диапазон частот вращения колеса, при которых реализуется высокая эффективность демпфирования колебаний лопаток.

В следующей главе приводится расчетное сравнение эффективности модельного демпфера базовой конструкции и адаптивного демпфера с помощью математической методики, разработанной и верифицированной в п.3 настоящей работы.

## 5.2. РАСЧЕТНЫЙ АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕМПФИРОВАНИЯ С ПОМОЩЬЮ АДАПТИВНОГО ДЕМПФЕРА

Расчетный анализ эффективности демпфирования с помощью адаптивного демпфера производился с использованием верифицированной методики и конечно-элементной модели, описанной в п.3. Проведение расчетного анализа адаптивного демпфера сопровождалось сравнением его характеристик с характеристиками клиновидного демпфера базовой конструкции. Целью данного расчетного исследования и сравнения было подтверждение целесообразности использования принципиальной схемы демпферов адаптивного типа, описанной в п. 5.1, для увеличения эффективности демпфирования рабочих лопаток турбин в требуемом диапазоне частот вращения ротора турбомашины.

На рисунке 73 (а, б) представлены редуцированные конечно-элементные модели блока лопаток с демпфером базовой конструкции (рисунок 73, а) и с адаптивным демпфером (рисунок 73, б).

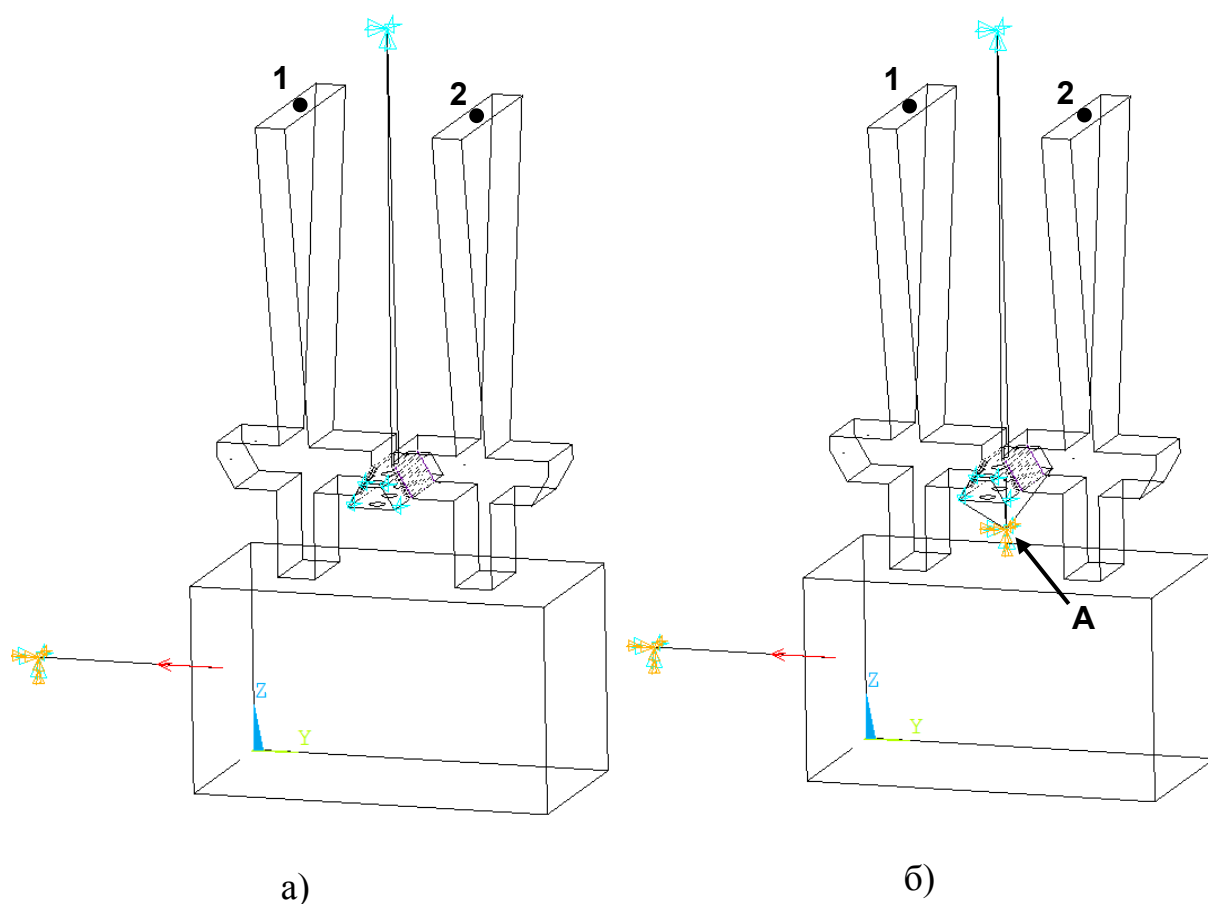


Рисунок 73. Редуцированные КЭ модели блока лопаток с базовым и адаптивным демпфером.

Как можно видеть из представленных данных, адаптивная схема конструкции (рисунок 73, б) реализована путем соединения с помощью упругих элементов четырёх мастер узлов на нижней поверхности клиновидного демпфера с узлом А, играющим роль стопорного элемента и закрепленного от перемещений по всем направлениям. Жесткость упругих элементов составляла  $k = 1466$  кН/м, и выбиралась на основании предварительного статического расчета, целью которого было обеспечение приемлемого уровня контактного давления между демпфером и полкой лопатки при центробежной нагрузке 700 Н.

Расчеты проводились для величины моделируемой центробежной нагрузки 700 Н и коэффициента трения  $\mu=0.8$ , так как при этих параметрах модели контактная пара переходит в состояние преобладающего залипания, и работа сил трения резко снижается.

На начальном этапе расчетного анализа, согласно методике по п.3.3, производилось уточнение спектра собственных частот системы с адаптивным демпфером с помощью нелинейного гармонического анализа, при возбуждении блока лопаток гармоническим сигналом с линейной частотной модуляцией в диапазоне от 300 до 500 Гц. Уточнение спектра собственных частот блока лопаток с демпфером базовой конструкции приведено ранее в п.3.3. В таблице 10 представлены собственные частоты и соответствующие им формы колебаний для блока лопаток с базовым и адаптивным демпфером, полученные по результатам нелинейного гармонического анализа.

Таблица 10

Результаты нелинейного гармонического анализа блока лопаток с демпферами различных конструкций

Тип демпфера	Частота, Гц	Форма	$F_{ц.б.}, Н$	М
Базовый	420	1-я изгибная противофазная	700	0,8
	460	1-я изгибная синфазная		
Адаптивный	418	1-я изгибная противофазная		
	450	1-я изгибная синфазная		

Из таблицы видим, что применение адаптивного демпфера в данном случае привело к снижению частоты первой изгибной противофазной и синфазной форм колебаний на 2 и 10 Гц соответственно, что свидетельствует о некоторой компенсации моделируемой центробежной нагрузки.

На следующем этапе проводилось расчетное определение амплитуды колебаний блока лопаток с демпфером на резонансном режиме. Отклики лопаток были получены решением нестационарной нелинейной задачи, согласно методике описанной в п.3.2-3.3. По данной методике отклики определяли по двух точкам – 1 и 2, как указано на рисунке 61, Форма колебаний определялась по фазовому сдвигу отклика в точках 1 и 2.

В таблице 11 приведены результаты моделирования колебаний блока лопаток с демпферами различной конструкции на резонансных режимах.

Таблица 11

Результаты нелинейного транзиентного анализа блока лопаток с демпферами различных конструкций

Тип демпфера	Форма	Частота, Гц	$F_{ц.б.}, Н$	$\mu$	Амплитуда колебаний - А, мм
Базовый	Первая изгибная противофазная	420	700	0,8	1,2
	Первая изгибная синфазная	460			0,33
Адаптивный	Первая изгибная противофазная	418			0,6
	1 Первая изгибная синфазная	450			0,26

Как видно из таблицы 11, при применении демпфера адаптивной конструкции, амплитуда вынужденных колебаний лопаток снижается на 0,6 мм и 0,07 мм для противофазной и синфазной форм колебаний соответственно. Это происходит благодаря уменьшению площади зоны залипания в контакте, за счет частичной компенсации центробежной нагрузки, а, следовательно, увеличению работы сил трения, совершаемой за



один колебательный цикл. Данное заключение подтверждает характер полученных расчетно полей статуса контакта (рисунок 74).

На рисунке 74 представлены поля контактного статуса на поверхностях полок лопаток в момент максимального отклонения периферийного сечения лопаток от начальной точки, то есть при фазе  $\frac{\pi}{2}$  или  $\frac{3\pi}{2}$ .

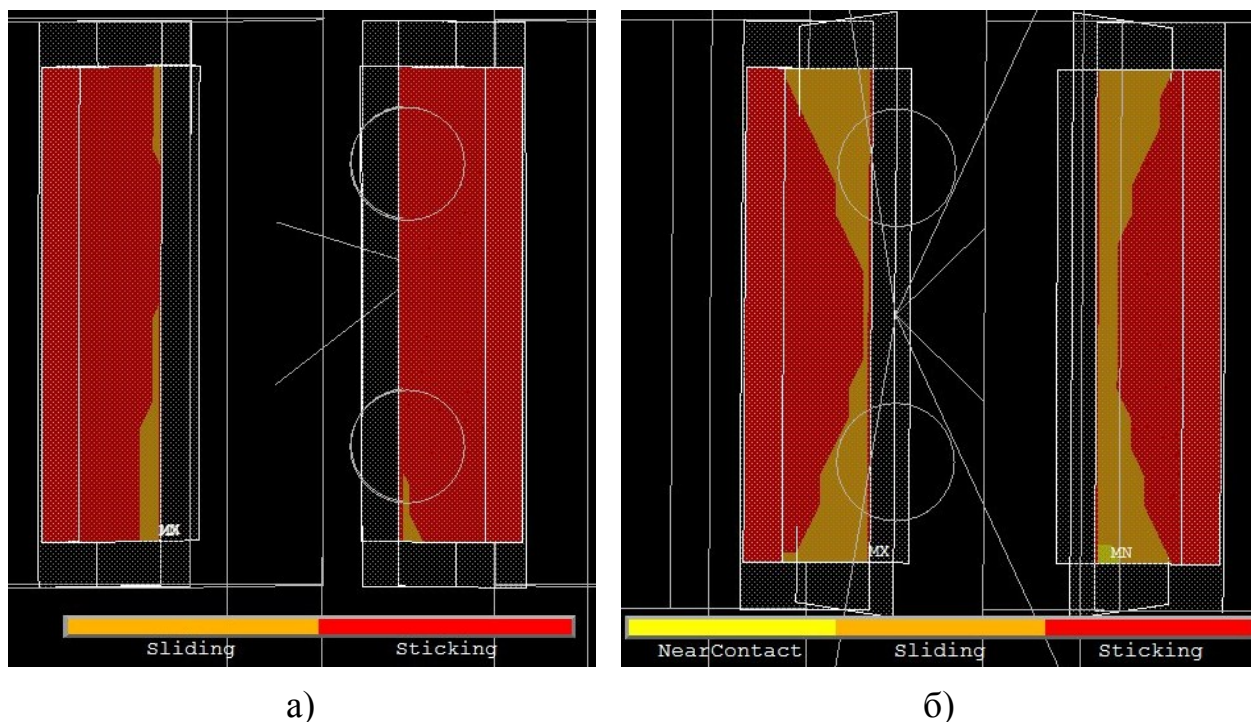


Рисунок 74. Состояние контактных площадок на полках лопаток ( — вблизи контакта, — скольжение, — залипание) при фазе  $\frac{\pi}{2}$ : а) демпфер базовой конструкции; б) адаптивный демпфер.

Из представленных данных видно, что применение демпфера адаптивной конструкции позволило увеличить площадь зоны проскальзывания на поверхности контактных площадок (рисунок 75, б).

Расчетный анализ эффективности демпфирования с помощью адаптивного демпфера подтвердил целесообразность использования такого подхода при проектировании подполочных демпферов сухого трения. В дальнейшем, особое внимание следует уделить подбору жесткости упругого элемента для организации наиболее благоприятных условий контакта, при заданной величине центробежной нагрузки, действующей на демпфер. В работах, описанных в настоящей главе, оптимизации демпфера по этому параметру не проводилось.

### 5.3. ВЫВОДЫ

5.3.1. Описана конструкция разработанного подполочного демпфера сухого трения адаптивного типа, позволяющего обеспечивать максимальную эффективность демпфирования на целевых режимах вращения ротора турбомашин за счет частичной компенсации центробежной нагрузки.

5.3.2. Показано, что при центробежной нагрузке 700 Н и коэффициенте трения 0,8 применение адаптивного демпфера приводит к снижению амплитуды вынужденных резонансных колебаний модельных лопаток с 1,2 до 0,6 мм для первой изгибной противофазной формы, и с 0,33 до 0,26 мм для первой изгибной синфазной формы колебаний.

5.3.3. Применение демпфера адаптивной конструкции позволяет снизить частоты первой изгибной противофазной и синфазной форм колебаний на 2 и 10 Гц соответственно, по сравнению с частотами блока лопаток с демпфером базовой конструкции.

5.3.4. Эффект повышения демпфирующей способности объясняется уменьшением площади зон залипания в контакте за счет частичной компенсации центробежной нагрузки и увеличением работы сил трения.

## 6. МЕТОДИКА ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ДЕМПФЕРА СУХОГО ТРЕНИЯ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

В настоящей главе представлена методика подбора параметров демпферов сухого трения на стадии проектирования с применением разработанных лабораторных экспериментальных (п. 2) и расчетных (п.3) подходов.

Методика заключается в оценке эффективности гашения вибраций рабочих лопаток клиновидным демпфером как функции его массы  $m$ , угла наклона поверхностей трения  $\alpha$  и коэффициента трения  $\mu$ , и подборе таких значений этих параметров, которые бы обеспечивали приемлемый уровень эффективности демпфирования на заданном режиме вращения ротора турбомашины. Блок-схема описываемой методики проектирования представлена на рисунке 75.

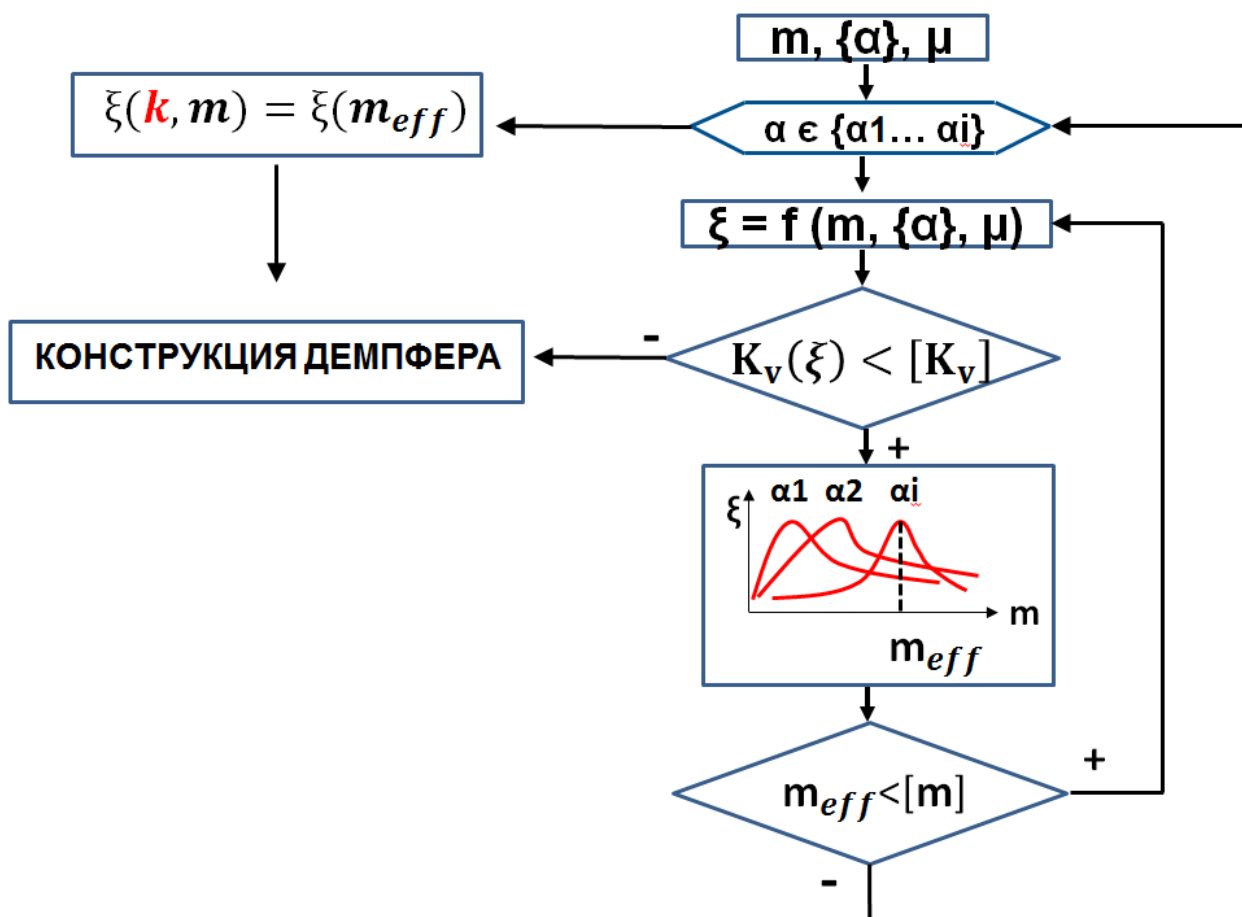


Рисунок 75. Блок-схема методики выбора параметров демпфера на стадии проектирования.

На первом шаге представленной методики на основе имеющегося опыта проектирования производится первоначальный выбор параметра

массы демпфера  $m$ . Коэффициент трения  $\mu$  материалов, участвующих в контактном взаимодействии, определяется с помощью экспериментальной установки (глава 2). Для окончательного определения облика демпфера остается подобрать значение параметра угла наклона контактных поверхностей  $\alpha$ .

Подбор значения этого параметра должен производиться посредством перебора, при помощи расчетного анализа по методике численного моделирования, описанной в главе 3.

После выбора первого значения угла наклона контактных поверхностей  $\alpha_1$  производится оценка эффективности демпфера при помощи параметра –  $\xi$ . Расчет параметра эффективности демпфирования  $\xi$ , введенного в главе 3, производится для граничных условий соответствующих целевому режиму вращения ротора турбомашин.

После определения величины параметра  $\xi$ , как функции массы, коэффициента трения и угла наклона контактных поверхностей, производится расчет коэффициента запаса по прочности рабочих лопаток по формуле (38)[136]:

$$K_v(\xi) = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a(\xi) \cdot K_{\sigma_{PL}} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m(\xi)}, \quad (38)$$

где  $K_v(\xi)$  – коэффициент запаса по усталостной прочности,  $\sigma_a$  – амплитудное напряжение цикла колебаний,  $\sigma_m$  – среднее напряжение цикла колебаний,  $K_{\sigma_{PL}}$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений, полученный для рабочей лопатки,  $\psi_\sigma$  – коэффициент учитывающий асимметрию цикла нагружения;  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости материала.

Если по результатам оценки коэффициента запаса по усталостной прочности условие  $K_v(\xi) > [K_v]$  выполняется, то параметры демпфера можно считать подобранными.

Если же коэффициент запаса по прочности  $K_v(\xi)$  меньше целевого значения  $[K_v]$ , то необходимо провести расчет зависимости эффективности демпфирования как функции массы  $m$  при постоянном, выбранном на первом шаге, значении угла наклона  $\alpha_1$ . Пример таких зависимостей рассчитанных для различных углов  $\alpha_i$  представлен на рисунке 75.

По полученной зависимости для фиксированного значения угла наклона  $\alpha_1$  производится выбор эффективного значения массы демпфера  $m_{\text{eff}}$ , который позволит обеспечить требуемое значение параметра эффективности демпфирования  $\xi$ , которое обеспечит выполнение условия  $K_v(\xi) > [K_v]$ .

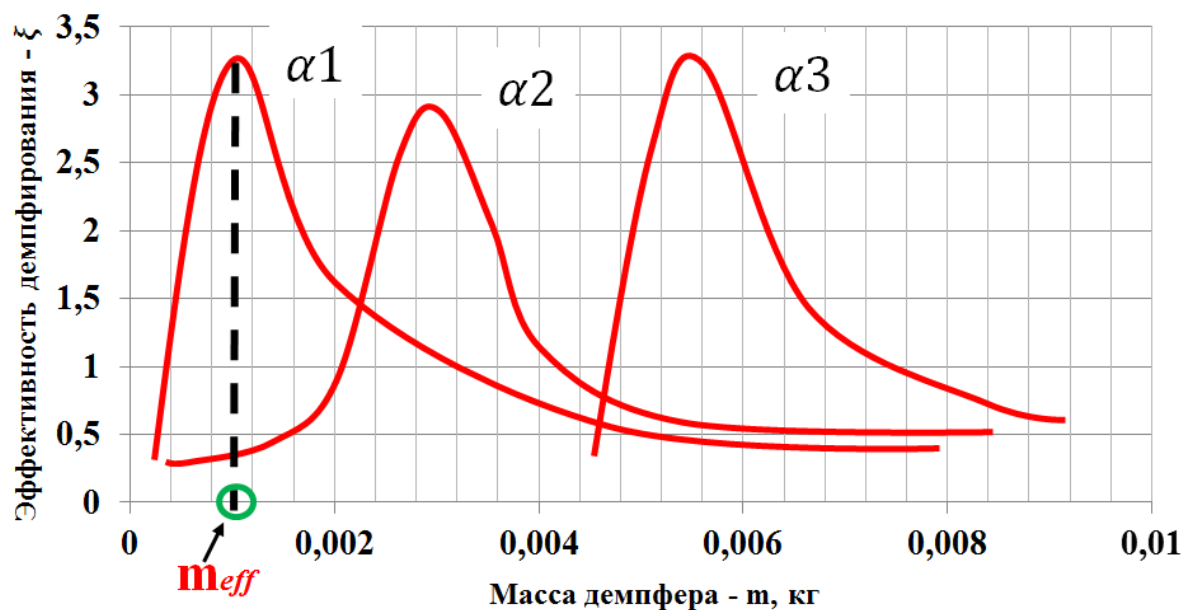


Рисунок 75. Пример расчетных значений эффективности демпфирования от массы демпфера на целевом режиме вращения ротора турбомашины для углов наклона контактных поверхностей  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ .

Если по технологическим или эксплуатационным причинам, изготовить демпфер выбранной массы  $m_{eff}$  не представляется возможным, процедура расчета зависимости эффективности демпфирования от массы демпфера, производится для другого значения угла наклона контактных поверхностей  $\alpha \in \{\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_i\}$ . В процессе проектирования, возможно, что ни один из предложенных углов наклона  $\alpha_i$  не обеспечивает требуемый уровень демпфирования и запас прочности. В таком случае в конструкцию демпфера рекомендуется ввести упругий элемент (рисунок 76), который позволит компенсировать действие центробежной нагрузки, и обеспечить требуемые характеристики демпфирования.

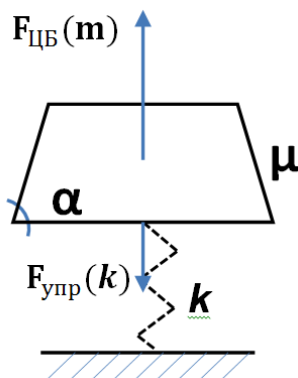


Рисунок 76. Принципиальная схема демпфера с упругим элементом, для компенсации центробежной нагрузки.

## 7. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

7.1. В соответствии с целью исследования в диссертационной работе решена актуальная для турбостроения задача разработки расчетно-экспериментальной методики, позволяющей выполнять экспериментальную идентификацию свойств демпфера сухого трения для условий и центробежных нагрузок, соответствующих основным режимам газотурбинной установки, а также осуществлять многовариантный выбор геометрических и массовых характеристик демпфера на основе численного моделирования и оперативного расчета амплитуды колебаний рабочей лопатки.

7.2. Разработана и реализована методика экспериментального лабораторного исследования колебаний лопаток турбин с различными типами демпферов. Предложена экспериментальная установка, которая позволяет возбуждать блок лопаток в диапазоне частот 20...3100 Гц; обеспечивает возможность непрерывного регулирования величины центробежных сил действующих на демпфер в диапазоне 0...700 Н; обеспечивает возможность возбуждения уровня колебаний исследуемых лопаток до 2 мм. Установка также позволяет реализовывать различные формы колебаний лопаток. Предложенная система регистрации позволяет определять отклик лопаток; получать амплитудно-частотную характеристику системы методом сканирующей лазерной виброметрии; проводить модальный анализ и определять декременты колебаний лопаток.

7.3. В результате экспериментального исследования получены зависимости эффективности демпфирования от величины нагрузки, действующей на демпфер и от формы колебаний блока модельных лопаток. Установлено, что имеется наиболее эффективный режим работы клиновидного демпфера, осуществляющийся при силе прижатия – 47...187 Н. На этом режиме наблюдается максимальное снижение амплитуды для обеих форм колебаний.

7.4. Разработана методика и проведено экспериментальное определение коэффициентов сухого трения для пар материалов «жаропрочный сплав на никелевой основе – нержавеющая сталь» и «жаропрочный сплав на никелевой основе - жаропрочный сплав на никелевой основе», используемых в современных ГТУ. Определение коэффициентов осуществлялось в условиях высокочастотных осцилляций от 300 до 500 Гц и в диапазоне нормальных нагрузок 50...250 Н.

7.5. Разработана методика конечно-элементного моделирования нестационарного взаимодействия рабочих лопаток турбин с демпферами сухого трения в процессе вынужденных резонансных колебаний, на основе

созданной численной модели с применением редукции динамической системы на субструктуры методами Крейга – Бэмптона и Гуана. Методика реализована в программном комплексе ANSYS.

7.6. Разработанная методика моделирования позволяет снизить временные затраты при решении нестационарного взаимодействия с контактными нелинейностями на 60...80% (5...10 часов) за счет редукции динамической модели с использованием субструктур. При проведении крупномасштабной серии расчетов, предусматривающей анализ 5...6 вариантов демпфера (при 32 расчетах на каждый вариант), экономия времени составляет до 60 дней.

7.7. Установлены закономерности контактного взаимодействия лопаток турбин с подполочными демпферами сухого трения. Так, зависимость эффективности демпфирования лопаток от центробежной силы, действующей на демпфер, имеет максимум, обусловленный особенностями трения на поверхностях контакта. Установлено, что эффективность демпфирования зависит от формы колебаний системы «лопатка-демпфер» в составе рабочего колеса турбины: при колебаниях лопаток по синфазной форме эффективность демпфирования ниже, чем в случае, когда лопатки колеблются в противофазе.

7.8. Разработанная расчетно-экспериментальная методика позволяет определять диапазон центробежных нагрузок, в которых демпфер сохраняет максимальную эффективность, и на этом основании выбирать оптимальные геометрические и массовые характеристик демпфера на стадии проектирования.

7.9. Проведено исследование эффективности демпфирования натуральных лопаток первой ступени турбины ГТУ-12ПГ-2 мощностью 12 МВт П-образным демпфером сухого трения.

7.10. Предложена конструкция адаптивного демпфера сухого трения рабочих лопаток турбины, способного сохранять высокую эффективность на рабочих режимах работы ГТУ за счет компенсации части центробежных сил.

Показано, что при центробежной нагрузке 700 Н и коэффициенте трения 0,8 применение адаптивного демпфера приводит к снижению амплитуды вынужденных резонансных колебаний модельных лопаток с 1,2 до 0,6 мм для первой изгибной противофазной формы, и с 0,33 до 0,26 мм для первой изгибной синфазной формы колебаний.

#### **7.11. Перспективы дальнейшей разработки темы.**

Предусматривается теоретическое и экспериментальное исследование влияния температурного состояния рабочих лопаток и демпфера, а также состояния поверхности контакта на эффективность демпфирования.

Актуально проведение работ по экспериментальной оценке воздействия фреттинг-коррозии в месте контакта лопаток и демпферов на усталостную прочность.

Разработка оптической системы экспериментальной идентификации состояния демпфера в положении проскальзывания и залипания.

Разработка рекомендаций по производственной технологии сборки рабочего колеса турбины с учетом влияния выявленных форм колебаний системы «лопатки-демпфер» на эффективность демпфирования.

Конструкция адаптивного демпфера рекомендуется для последующих натурных исследований в составе рабочего колеса турбины газотурбинной установки.



### Список литературы

1. Отраслевой обзор «Распределенная энергетика РФ. Рынок газотурбинных установок для электростанций малой и средней мощности и ГПА», Информационное агентство INFOline, Санкт-Петербург, 2016,
2. Литвак В.В., Савостьянова Л.В., Степанов И.А., Проблемы и пути технического перевооружения тепловых электростанций, сборник трудов конференции «Теплофизические основы энергетических технологий», Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием, Томск, 24-26 июня 2010 г, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск., 352 с.
3. Урьев Е.В. Вибрационная надёжность паровых турбин и методы её повышения: Автореф. дис. докт. техн. наук. М., 1997. - 40 с.
4. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин. // М.: Машиностроение, 2000. 344 с.
5. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин. М.: Издательский дом МЭИ, 2007. 476 с.
6. Костюк А.Г., Шатохин В.Ф., Волховская О.А. Движение неуравновешенного ротора при задевании о статор//Теплоэнергетика. 2012. № 2. С. 3-11.
7. Костюк А.Г., Шатохин В.Ф., Циммерман С.Д. Численное моделирование нестационарных колебаний многоопорного ротора с задеванием о статор//Электрические станции. 2012. № 9. С. 33-41.
8. Костюк А.Г., Шатохин В.Ф., Волоховская О.А., Особенности движения ротора с задеванием о статор , Теплоэнергетика. 2013. № 9. С. 21
9. Боришанский К.Н., Повышение точности регистрации автоколебаний лопаток паровых турбин в условиях эксплуатации, Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2015. № 1 (214). С. 37-47.2

10. Боришанский К.Н., Метод контроля вибрационного состояния турбоагрегата в условиях эксплуатации, Тяжелое машиностроение. 2015. № 11-12. С. 2-6.2
11. Боришанский К.Н., Григорьев Б.Е., Григорьев С.Ю., Наумов А.В., Контроль вибрационного состояния лопаток турбин в эксплуатационных условиях как способ повышения надежности их работы, Энергетик. 2010. № 8. С. 26-29.
12. Боришанский К.Н., Анализ автоколебаний бандажированных рабочих лопаток мощных паровых турбин дискретно-фазовым методом, , Энергетические машины и установки. 2008. № 3. С. 29-36.
13. Боришанский К.Н., Григорьев Б.Е., Григорьев С.Ю., Методика непрерывного контроля вибрационного состояния рабочих лопаток турбомашин, , Теплоэнергетика. 2000. № 5. С. 46.
14. Урьев Е.В., Вибрационная надежность паровых турбин и методы её повышения, автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Москва, 1997
15. Олейников А.В., Урьев Е.В., Низкочастотная вибрация – причина нестабильной работы ГПА, Газовая промышленность. 2007. № 2. С. 52-57.
16. Кистойчев А.В., Недошивина Т.А., Урьев Е.В., О проблеме трещинообразования в низкотемпературных роторах теплофикационных турбин, Электрические станции. 2009. № 9. С. 38-41.
17. Бочкарев Е.В., Кшесинский Д.С., Хвесько А.А., Деминов А.М., Кистойчев А.В., Биялт М.А., Урьев Е.В., Разработка принципов реализации стандартного мониторинга крутильных колебаний валопроводов турбоагрегатов, Тяжелое машиностроение. 2015. № 11-12. С. 35-39.
18. Биялт М.А., Хвесько А.А., Урьев Е.В., Использование методов численного моделирования при решении задач обеспечения вибрационной надежности турбоагрегатов, Тяжелое машиностроение. 2015. № 11-12. С. 23-28.

19. Биялт М.А., Кистойчев А.В., Зонов Е.А., Урьев Е.В., Роль гибких муфт в возникновении низкочастотной вибрации, Тяжелое машиностроение. 2012. № 2. С. 40-47.
20. Биялт М.А., Плотникова А.А., Урьев Е.В., Расчетное исследование вибрационных характеристик, Молодой ученый. 2012. № 11. С. 23-26.
21. Залужский В.С., Плотников П.Н., Повышение надежности лопаток последних ступеней паровых турбин, В сборнике: Труды первой научно-технической конференции молодых ученых Уральского энергетического института Ответственный редактор А. В. Костылев. 2016. С. 107-110
22. Фичоряк О.М. Исследование и разработка способов повышения эффективности работы мощных теплофикационных турбин: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.12 - Москва, 2007 - 180 с
23. Придорожный Р.П., Шереметьев А.В., Зиньковский А.П., Якушев Ю.В. Оценка эффективности применения демпферов сухого трения для снижения вибронапряженности охлаждаемых турбинных лопаток//Авиационно-космическая техника и технология. 2008. №9. С. 92-97
24. Cigeroglu, E., An, N., Menq, C. H.: A Microslip Friction Model with Normal Load Variation induced by Normal Motion, Nonlinear Dynamics, 2007, Vol. 50(3), pp. 609-626.
25. Benjamin Robert B., Adams Betsy B. Turbine blade damper and seal. Patent US № 5,460,489. United Technologies Corporation, Oct 14, 1995. P. 4
26. Биялт М.А., Кистойчев А.В., Урьев Е.В., Проблемы обеспечения качественного и надежного сочленения роторов в валопроводе турбоагрегата, Тяжелое машиностроение. 2012. № 1. С. 27-32.
27. Бочкарев Е.В., Кшесинский Д.С., Хвесько А.А., Деминов А.М., Кистойчев А.В., Биялт М.А., Урьев Е.В., Разработка принципов реализации стационарного мониторинга крутильных колебаний

валопроводов турбоагрегатов, Тяжелое машиностроение. 2015. № 11-12. С. 35-39.

28. О ПРАВКЕ РОТОРОВ СИСТЕМАМИ БАЛАНСИРОВОЧНЫХ ГРУЗОВ, Урьев Е.В., Кистойчев А.В., Олейников А.В., Электрические станции. 2009. № 1. С. 10-15.

29. Балеевских А.В., Дегтярева Е.Ю., Кистойчев А.В., Некоторые практические аспекты, Некоторые практические аспекты целесообразности внедрения новых подходов к нормированию качества балансировки роторов, В сборнике: Труды первой научно-технической конференции молодых ученых Уральского энергетического института Ответственный редактор А. В. Костылев. 2016. С. 99-102.

30. Паровой Е.Ф., Паровой Ф.В., Гидродинамический подшипник с упругим подвесом вкладышей из материала МР, Авиационно-космическая техника и технология. 2013. № 8. С. 201-205.

31. Ермаков А.И., Лазуткин Г.В., Паровой Ф.В., Бояров К.В., Бондарчук П.В., Давыдов Д.П., Упругодемпфирующие и динамические характеристики виброизоляторов из проволочных материалов различных типов, Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2014. № 5-1 (47). С. 54-61.

32. Ермаков А.И., Лазуткин Г.В., Паровой Ф.В., Тройников А.А., Разработка виброизоляторов из МР для снижения вибрации и шума в газотурбовозе и их эквивалентные виброиспытания, Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2012. № 3-2 (34). С. 179-184.

33. Описание изобретения к патенту: UnitedStatesPatent №6171058

34. Зиньковский А. П., Токарь И. Г.. Демпфирующая способность конструктивных элементов с наноструктурированными покрытиями Вестник двигателестроения, 2009, №2, с.36-40.

35. Sun I., Kan L., Coating methods to increase material damping of compressor blades – measurement and modeling, ASME Turbo Expo GT2010-23466
36. Описание изобретения к патенту: UnitedStatesPatent №7824158
37. Описание изобретения к патенту: UnitedStatesPatent №7270517
38. Описание изобретения к патенту: UnitedStatesPatent №6796408
39. Описание изобретения к патенту: UnitedStatesPatent №5369882
40. Описание изобретения к патенту EuropeanPatent № 1249567A2
41. Описание изобретения к патенту EuropeanPatent № 1477634A2
42. Описание изобретения к патенту: UnitedStatesPatent № 6932575 B2
43. Описание изобретения к патенту: UnitedStatesPatent № 7212800 B2
44. Описание изобретения к патенту: UnitedStatesPatent № 0280068 A1
45. S.Zucca, D.Botto, M. Gola, Range of variability in the dynamics of semi-cylindrical friction dampers for turbine blades, ASME Turbo Expo 2008, GT2008-51058.
46. L.Salles, L.Blanc, F.Thouverez, A.Gouskov, Dynamic analysis of fretting wear in friction contact interfaces, ASME Turbo Expo 2008, GT2008-51112.
47. G.Weiwei, X.Zili, 3D Numerical friction contact model and its application to nonlinear blade damping, ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22292
48. Panning L., Sextro W., Popp K.. Optimization of interblade friction damper design, Proceedings of ASME Turbo Expo 2000, Munich, Germany 2000.
49. Berruti T., Gola M.M., Zucca S., De Poli G.P., 2005, Underplatform damper performance with turbine blades. Proceedings of NATO AVT-121 Symposium, Granada (ES).

50. Р.П. Придорожный, А.В. Шереметьев, А.П. Зиньковский, Ю.В. Якушев, Оценка эффективности применения демпферов сухого трения для снижения вибронапряженности охлаждаемых турбинных лопаток, УДК 629.7.036:539.4
51. Petrov E.P., Ewins D.J., Analytical formulation of friction interface elements for analysis of nonlinear multiharmonic vibrations of bladed discs. Trans. ASME, J. Turbomachinery, 2003, vol. 125, 364-371.
52. Yang B.D.; Menq C.H., Characterization of 3D contact kinematics and prediction of resonant response of structures having 3D frictional constraint, Journal of Sound and Vibration, 1998, Vol. 217 (5), pp. 909-925.
53. Cigeroglu, E., An, N., Menq, C. H.: A Microslip Friction Model with Normal Load Variation induced by Normal Motion, Nonlinear Dynamics, 2007, Vol. 50(3), pp. 609-626.
54. Panning L., Popp K., Sextro W., Groeting F., Kayser A., Asymmetrical underplatform dampers in gas turbine bladings: theory and application. Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53316
55. Firrone C.M., Botto D., Gola M.M., Modeling a friction damper: Analysis of The Experimental Data And Comparison With Numerical results, Proceedings of ESDS 2006, July 4-7, 2006, Torino, Italy.
56. Описание изобретения к патенту: RU 2417323 C2
57. Petrov E.P., D.J. Ewins, Advanced modeling of underplatform friction dampers for analysis of bladed disc vibration, Proceedings of GT2006, ASME Turbo Expo 2006, GT-2006-90146
58. Panning L., Popp K., Sextro W., Spatial dynamics of tuned and mistuned bladed disks with cylindrical and wedge-shaped friction dampers, Int. J. of Rotating Machinery, 9(3), pp.219-228, 2003
59. Yang, B.-D., Menq, C.-H., Characterization of contact kinematics and applications to design of wedge dampers in turbomachinery blading, Trans. ASME: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.119, pp.410-423, 1998

60. F.J. Marquina, A. Coro, A. Gutierrez, R. Alonso, D.J. Ewins, G. Girini, Friction damping modeling in high stress contact areas using microslip friction model, ASME Turbo Expo 2008, GT2008-50359.
61. S. Zucca, C. A. M. Gola, Coupled static/dynamic modeling of wedge dampers for turbine blades, ASME Turbo Expo 2010, GT2010-23466
62. Heylen W., Lamens S., Sas P. Modal Analyses. Theory and Testing. Leven Univ. Belgium, 2003. - 325 p.
63. C.M. Firrone, Dynamics of the underplatform damper for aeronautical turbo engines, Tesi di Dottorato, Italy, Torino 2006. p- 71-80.
64. Sanliturk, K. Y., D. J. Ewins a A. B. Stanbridge. Underplatform Dampers for Turbine Blades: Theoretical Modeling, Analysis, and Comparison With Experimental Data. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power [online]. 2001, 123(4), 919- [cit. 2016-05-15]. DOI: 10.1115/1.1385830. ISSN 07424795. Dostupné z:
65. Яковкин В.Н., Бессчетнов В.А., Расчетная оценка эффективности демпфера сухого трения для полый широкохордой лопатки вентилятора. Известия Самарского научного центра РАН. 2012, 2012[4-5], 1394-1398
66. Girihar, R. K., P. V. Ramaiah, G. Krishnaiah a S. G. Barad. Gas Turbine Blade Damper Optimization Methodology. Advances in Acoustics and Vibration [online]. 2012, 2012, 1-13 [cit. 2016-05-15]. DOI: 10.1155/2012/316761. ISSN 16876261. Dostupné z: <http://www.hindawi.com/journals/aav/2012/316761/>
67. Bruha, J., Zeman, V. Analýza vlivu parametrů třecí charakteristiky na kmitání dvojice lopatek se třecím členem. In Dynamikastrojů 2012 = Dynamics of Machines 2012. Praha: neuveden, 2012. s. 15-22. ISBN: 978-80-87012-39-0
68. Репецкий О.В., Буй М.К.. Численное исследование влияния скорости разгона и величины демпфирования на долговечность рабочей лопатки турбомшины, Вестник Байкальского союза стипендиатов DAAD (Байкальский государственный университет экономики и права). 2010. № 1. С. 37-48.

69. Losak, Petr. Optimalizace modálního tlumení lopatek vysokotlakých stupňů parních turbín. Disertační práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2011
70. Losak, P. a E. Malenovsky. Optimization of the Damping Element Dimensions. Computational Mechanics. 2008, 2008(1), 1-2. ISSN 978-80-7043-712-4.
71. Losak, P. a E. Malenovsky. Study of Damping Element Shape Influence on Natural Frequency. ENGINEERING MECHANICS. 2008, 2008(1), 144-145. ISSN 978-80-87012-11-6.
72. LS-DYNA Theoretical Manual. Livermore Software Technology Corporation, 1999.
73. LS-DYNA Keyword User's Manual. Livermore Software Technology Corporation, 2003.
74. Кривошеев В.И. Современные методы цифровой обработки сигналов (цифровой спектральный анализ). Учебно-методический материал по программе повышения квалификации «Современные системы мобильной цифровой связи, проблемы помехозащищенности и защиты информации». Нижний Новгород, 2006, -117 с.
75. Иноземцев А.А., Нихамкин М.Ш., Воронов Л.В... Отчёт о научно-исследовательской работе «Исследование вибрационных характеристик моноколес и бандажированных рабочих колес компрессоров, исследование характеристик усталостной прочности наноструктурированного титанового сплава, исследование закономерностей влияния характеристик полимерных композиционных материалов на прочность и ресурс деталей авиационных двигателей из композиционных материалов (промежуточный)», Россия, Пермь, 2010 год.
76. J.Avalos, M.Mignolet, On damping entire bladed disk through dampers on only a few blades, ASME Turbo Expo 2008, GT2008-51446.
77. ICAO Doc 9932 Доклад Десятого Специализированного совещания по статистике. Монреаль, 23-27 ноября 2009 года.



78. Лихачев В.А., Кузьмин С.Л., Каменцева З. П. Эффект памяти формы — Л.: Изд-во ЛГУ, 1987
79. Schwingshackl C. W., E. P. Petrov a D. J. Ewins. Validation of test rig measurments and prediction tools for friction interface modelling. 2010, Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air GT 2010 June 14-18, 2010, Glasgow, UK, GT2010-23274
80. Siewert Ch, Panning L, Schmidt-Fellner A., Kayser A. The estimation of the contact stiffness for directly and indirectly coupled turbine blading Proceedings Of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air May 8-11, 2006, Barcelona, Spain, GT2006-90473
81. Zucca S., Borrajo J., Gola M. Forced response of bladed disks in cyclic symmetry with underplatform dampers Proceedings Of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air May 8-11, 2006, Barcelona, Spain, GT2006-90785
82. Sever I., Petrow E., Ewins D., Experimental and Numerical Investigation of Rotating Bladed Disk Forced response Using Under-Platform Friction Dampers, ASME Turbo Expo 2007, GT2007-27307
83. Cigeroglu E., An. N, Meng C-H., Wedge Damper Modeling and Forced response Prediction of Frictionally Constrained Blades, ASME Turbo Expo 2007, GT2007-27963
84. Jean P, Gibert C., Duport C, Lombard J.-P., Test-Model Correlation of Dry-Friction Damping Phenomena in aero-engines, ASME Turbo Expo, GT2008-50891
85. Denis Laxalde, FabriceThouverez, Jean-Pierre Lombard, статья «Vibration control for integrally bladed disks using friction ring dampers», Монреаль, Канада, 2007год.
86. Denis Laxalde, Fabrice Thouverez, Claude Gibert, статья «Experimental and numerical investigations of friction rings damping of blisks», Берлин, Германия, 2006 год.

87. Heylen W., Lamens S., Sas P. Modal Analyses. Theory and Testing. Leven Univ. Belgium, 2003. - 325 p.
88. Румшинский Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента (справочное руководство). М.: Наука, 1971. – 193с.
89. Бабаков И. М. Теория колебаний: учеб.пособие. – 4-е изд., испр. – М.: Дрофа, 2004. – 591, [1]с.: 130 ил., 15 табл. – (Классики отечественной науки)
90. Нихамкин, М.А., Вибрационные процессы в газотурбинных двигателях: конспект лекций / М.А. Нихамкин. – Пермь: Изд-во Прем.нац. исслед. политехн. ун-та, 2011. – 118 с. ISBN 978-5-398-00732-9
91. ANSYS, Inc. Theory Manual, Twelfth Edition, Edited by Peter Kohne.
92. Шорр Б.Ф., Стадников А.Н., Серебряков Н.Н. Расчетно-экспериментальное определение коэффициента трения при относительном осциллирующем движении деталей – «Двигатель» №4 (76) 2011 г.
93. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А, Сандрацкий В.Л. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. Т.4 : Динамика и прочность авиационных двигателей и энергетических установок. Москва: Машиностроение, 2008. ISBN 978-5-94275-403-7.
94. QU, Zu-Qing. Model order reduction techniques: with applications in finite element analysis. NewYork: Springer, c2004. ISBN 1852338075.
95. Dostal, Z., T. Kozubek, T. Brzobohaty, A. Markopoulos a O. Vlach. Scalable TFETI with optional preconditioning by conjugate projector for transient frictionless contact problems of elasticity. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. 2012, (247–248), 37-50. DOI: 10.1016/j.cma.2012.08.003.
96. Dostal, Z., T. Kozubek, V. Vondrak, T. Brzobohaty a A. Markopoulos Scalable TFETI algorithm for the solution of multibody contact problems of elasticity. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*. 2010, **82**(11), 1384-1405. DOI: 10.1002/nme.2807.

97. Farhat, C. a F-X Roux. A method of finite element tearing and interconnecting and its parallel solution algorithm. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*. 1991, **32**(6), 1205–1227. DOI: 10.1002/nme.1620320604.
98. Farhat, C. a F-X Roux. A method of finite element tearing and interconnecting and its parallel solution algorithm. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*. 1991, **32**(6), 1205–1227. DOI: 10.1002/nme.1620320604.
99. Markopoulos, Alexandros. *Škálovateľné metodyrozložení oblasti k řešenístati c kýchúloh mechaniky*. Ostrava, 2009. Doktors kádísertačnípráce. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava.
100. Описание изобретения к патенту European Patent № 0 918 139 A2
101. Разработка отечественной энергетической газотурбинной установки среднего класса мощности с применением комплекса современных расчетно-экспериментальных методов. Лебедев А.С.: Диссертация на соискание степени доктора технических наук, г. Санкт-Петербург, 2007 г.
102. Федеральный закон Российской Федерации от 26 марта 2003 г. N 35-ФЗ «Об электроэнергетике»
103. Ольховский Г.Г. Перспективы развития российской теплоэнергетики / Г.Г. Ольховский, А.Г. Тумановский // Энергия: Экономика. Техника. Экология. – 2003. - №4 – С. 9-16
104. Ольховский Г.Г. Перспективы развития российской теплоэнергетики / Г.Г. Ольховский, А.Г. Тумановский // Энергия. Экономика. Техника. Экология. – 2003. №5. – С.2-11.
105. Ножницкий Ю.А. Обеспечение требуемых ресурса и прочностной надежности газотурбинных установок, создаваемых на базе авиационных двигателей / Ю.А. Ножницкий, В.М. Гусев, И.Н. Долгополов и др. // Газотурбинные технологии. – 2005. - №7.- С.35-40.

106. Фаворский О.Н. / Решение заседания научного совета по теме: «Современное состояние энергомашиностроительного комплекса для тепловой энергетики»/ Научный совет по комплексной проблеме «Теплофизика и теплоэнергетика». – г. Москва. - 2016
107. А. А. Иноземцев, М. Ш. Нихамкин, Н. А. Саженов., Экспериментальная оценка эффективности демпфирования лопаток турбомашин Тяжелое машиностроение. - 2014. - № 2-3. - С. 25-28., ВАК
108. М. Ш. Нихамкин, Н. А. Саженов., Методика оценки эффективности межлопаточных фрикционных демпферов в турбинах Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королёва (национального исследовательского университета). - 2012. - № 3, ч. 2. - № 3-2. С. 27-33., ВАК
109. M. S. Nikhamkin, N. A. Sazhenkov, I. V. Semenova, S. V. Semenov., The Basic Mechanisms of Turbine Dummy-Blades Assembly and Dry-Friction Dampers Interaction Experimental Investigation Advanced Engineering and Technology : Intern. Conf. on Advanced Engineering and Technology (ICAET 2014), December 19-21, 2014, Incheon, South Korea. part. 1. / Trans Tech Publications. - Durnten-Zurich : TTP, 2015. - P. 346-350. - ([Applied Mechanics and Materials ; vol. 752-753]).
110. M. S. Nikhamkin, S. V. Semenov, G. V. Mekhonoshin, I. V. Semenova, N. A. Sazhenkov Twin Shaft Rotor System Vibration Damping Experimental Investigation // Advanced Engineering and Technology : Intern. Conf. on Advanced Engineering and Technology (ICAET 2014), December 19-21, 2014, Incheon, South Korea. part. 2. / Trans Tech Publications. - Durnten-Zurich : TTP, 2015. - P. 918-921. - ([Applied Mechanics and Materials ; vol. 752-753]).
111. Н. А. Саженов, М. Ш. Нихамкин, И. П. Конев, И. В. Семенова Экспериментальное определение параметров пары сухого трения рабочая лопатка турбины-демпфер // Авиадвигатели XXI века : сб. тез.докл.

- Всерос. науч.-техн. конф., Москва, 24-27 нояб. 2015 г. / Центр. ин-т авиац. моторостроения им. П. И. Баранова. - Москва : ЦИАМ, 2015. - С. 595-597.
112. M. Nikhamkin, N. Sazhenkov, S. Semenov, I. Semenova., An experimental technique to investigate gas-turbine blades dry-friction dampers efficiency // Advanced Materials and Structural Engineering : proceedings of the international conference on advanced materials and engineering structural technology (ICAMEST 2015), 2526 apr. 2015, Qingdao, China. / Incheon Disaster Prevention Research Center (IDPRC). - Leiden : CRC Press/Balkema, 2016. - P. 71-75.
113. Н. А. Саженков., Экспериментальная оценка эффективности демпферов сухого трения для лопаток турбин// Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации : тез.докл. XIV Всерос. науч.-техн. конф., (г. Пермь, 20-21 нояб. 2013 г.). / Перм. нац. исслед. политехн. ун-т. - Пермь : Изд-во ПНИПУ, 2014. - С. 123-124.
114. М. Ш. Нихамкин, И. В. Семенова, Н. А. Саженков., Разработка методики испытаний и экспериментального определения эффективности демпфирования лопаток газовой турбины демпферами сухого трения // Научные и практические проблемы использования достижений авиадвигателестроения в наземных газотурбинных установках : тез. докл. LXI науч.-техн. сес. по проблемам газовых турбин и парогазовых установок, г. Пермь, 8-11 сент. 2014 г., посвящ. 75-летию ОАО Авиадвигатель и 65-летию Комиссии по газовым турбинам РАН. / Рос.акад. наук, Комис. РАН по газовым турбинам, Ассоц. газотурбинных технологий, АО Авиадвигатель, ОАО Всерос. теплотехн. науч.-исслед. ин-т (ОАО ВТИ). - Москва :Всерос. теплотехн. науч.-исслед. ин-т, 2014. - С. 101-105.
115. А. А. Балакирев, М. Ш. Нихамкин, А. Ю. Головкин, Б. П. Болотов, Н. А. Саженков, Л. В. Воронов, И. П. Конев Experimental evaluation of the efficiency of gas turbine engine parts damping with dry friction dampers using laser vibrometer ICAS 2014 [Electronic resource] :

proceedings 29th of the Congress The International Council of the Aeronautical Sciences, St. Petersburg, Russia, September 7-12, 2014. / International Council of the Aeronautical Sciences. - St. Petersburg : [s. n.], 2014. - 1 USB флеш накопитель (General USB Flash Disk) : 7 p. Загл. сэкрана., Scopus

116. Развитие методов декомпозиции при анализе колебаний механических систем. //Труды Научного семинара под руководством академика К.В. Фролова, М.:1998, С.113-126

117. Репецкий О.В., Фан Ван Туан, Построение математической модели для анализа влияния фрикционных демпферов на колебания лопаток газотурбинных двигателей // Известия Байкальского государственного университета. 2011. № 1. С. 200-205.

118. Репецкий О.В., Фан В.Т., Использование метода гармонического баланса во временной области для исследования колебаний систем со многими степенями свободы и сухим трением // Вестник ВСГУТУ. 2011. № 2 (33). С. 10.

119. Репецкий О.В., Фан В.Т. , О проблеме построения математических моделей для оптимизации параметров фрикционных демпферов на примере лопаток газотурбинных двигателей // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева. 2011. № 4 (37). С. 79-84.

120. Репецкий О.В., Фан В.Т., Исследование контакта между полками лопатки и трапециевидными фрикционными демпферами газотурбинных двигателей // Вестник ИрГСХА. 2012, №49, с. 99-108

121. Сулимов Д.Д., Мишенин С.Б., «Два ГВт «ОДК-Авиадвигатель» в газотурбинной распределенной генерации» // Информационно-технический бюллетень «Пермские газовые турбины», № 31, февраль 2017 года.

122. Динамика авиационных газотурбинных двигателей; [под ред. д.т.н., проф. И.А. Биргера и д.т.н., проф. Б.Ф. Шорра]. - М.: Машиностроение, 1981. - 232 с.

123. Медников А.Ф., Определение длительности инкубационного периода процесса каплеударной эрозии рабочих лопаток последних ступеней проектируемых паровых турбин большой мощности., диссертация на соискание степени кандидата технических наук, Москва, 2012
124. PW4000 engine focus. Aircraft Technology Engineering & Maintenance. August/September 2002.
125. В.В. Артамонов, В.П. Артамонов, «Диагностика причин эксплуатационного разрушения рабочих лопаток газовой турбины» // Общие вопросы неразрушающего контроля, 2013
126. Августинovich В.Г., Шмотин Ю.Н. и др., Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях: Научное издание / Августинovich В.Г., Шмотин Ю.Н., и др. – М.: Машиностроение, 2005. – 536 с.
127. Динамика авиационных газотурбинных двигателей; [под ред. д.т.н., проф. И.А. Биргера и д.т.н., проф. Б.Ф. Шорра]. - М.: Машиностроение, 1981. - 232 с.
128. Кожаринов Е.В., Темис Ю.М., Анализ влияния демпфера сухого трения на динамику конического зубчатого колеса, Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2015. №7 (664). С. 20-28.
129. Ножницкий Ю.А., Федина Ю.А., Шадрин Д.В., Исследование конструкционного демпфирования колебаний рабочих лопаток турбомашин на динамических разгонных стендах, Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2012. № 3-1 (34). С. 314-320.
130. Ножницкий Ю.А., Балувев Б.А., Федина Ю.А., Экспериментальные исследования прочностной надежности перспективных газотурбинных двигателей, Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2015. Т. 19. № 3 (69). С. 3-14.

131. Марчуков Е.Ю., Онищик И.И., Рутовский Б.В., Таран Е.М., Черкез А.Я., Испытания и обеспечение надежности авиационных двигателей и энергетических установок, Издательство МАИ, Москва, 2004 г., 336 стр.
132. Годовский Д.А., Дефекты элементов газотурбинных установок, Нефтегазовое дело., 2006, Т.4, №1., С.201-206.
133. Клебанов М.Д., Влияние эксплуатационных и конструктивных факторов на вибрационную надежность рабочих лопаток турбин, Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук, Москва, 1984 г.
134. Капралов В.М., Методология экспериментальной оценки накопления повреждений многоцикловой усталости, вибропрочности и пределов выносливости лопаток турбомашин, автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук, Санкт-Петербург, 2010 г.
135. Капралов В.М., Ресурс и надежность авиационных ГТД по переменным нагрузкам, Вестник Санкт-Петербургского университета гражданской авиации., 2010., №1(1), С. 24.
136. Ширшов А.А., Об определении коэффициента запаса по усталостной прочности при регулярном нагружении, Известия высших учебных заведений., Машиностроение., 2013., №8., С. 35-39