

На правах рукописи



Нгуен Ван Винь

**РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ, МЕТОДИК И
ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДЛЯ СОЗДАНИЯ
ТУРБОМАШИН ПОВЫШЕННОГО РЕСУРСА
С ПОМОЩЬЮ ПРЕДНАМЕРЕННОЙ РАССТРОЙКИ**

Специальность 1.2.2. Математическое моделирование,
численные методы и комплексы программ

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Иркутск - 2023

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Иркутский государственный аграрный университет имени А.А. Ежевского»

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Репецкий Олег Владимирович

Официальные оппоненты: **Тятюшкин Александр Иванович**
доктор технических наук, профессор, Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт динамики систем и теории управления имени В.М. Матросова Сибирского отделения Российской академии наук, лаборатория оптимального управления, ведущий научный сотрудник

Левин Анатолий Алексеевич
кандидат технических наук, Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева Сибирского отделения Российской академии наук, отдел теплосиловых систем, ведущий научный сотрудник

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Иркутский государственный университет путей сообщения», г. Иркутск

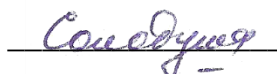
Защита состоится « 28 » июня 2023 г. в 9:00 на заседании диссертационного совета 24.1.118.01, созданного на базе Федерального государственного бюджетного учреждения науки Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева Сибирского отделения Российской академии наук (ИСЭМ СО РАН) по адресу: 664033, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 130, каб. 355.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ИСЭМ СО РАН по адресу: 664033, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 130, каб. 407, и на сайте: <https://isem.irk.ru/dissert2/case/DIS-2023-1/>.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписью составителя, заверенные печатью организации, просим направлять по адресу: 664033, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 130, на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан « ____ » _____ 2023 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета 24.1.118.01,
доктор технических наук, доцент



**Солодуша
Светлана Витальевна**

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. В настоящее время ставится задача доведения ресурса газотурбинных двигателей (ГТД) до показателя, равного нескольким десяткам тысяч часов. Особую актуальность эта проблема приобретает в связи с широким использованием ГТД в качестве приводных агрегатов газоперекачивающих станций и энергетических установок. При изменении нагрузки от нуля оборотов до максимума и при работе на промежуточных режимах лопаточные конструкции испытывают упругие колебания, приводящие к резонансам и усталостному разрушению. В ГТД около 70% отказов связано с вибрацией и переменными нагрузками. В значительной мере это вызвано отсутствием методов расчетной оценки динамических напряжений и недостаточным использованием алгоритмов прогнозирования повреждений. Для отстройки от резонансных явлений и повышения долговечности необходимы данные о чувствительности напряжений и частот колебаний к геометрическим характеристикам лопаток. Уточненный анализ таких проблем возможен с использованием двух- и трехмерных расчетных схем на основе метода конечных элементов (МКЭ). В этой связи разработка математических моделей для анализа динамических напряжений и прогнозирования ресурса лопаточных венцов на стадии проектирования для стационарных и переходных режимов нагружения является актуальной проблемой современного двигателестроения.

Для повышения технического уровня энергетических турбомашин в современном турбинном машиностроении требуется высокая прочность и долговечность роторных элементов при проектировании, изготовлении и эксплуатации турбомашин. Прочность и долговечность турбомашин определяется прочностью и ресурсом наиболее нагруженных элементов конструкции - рабочих колес роторов. Детали рабочих колес турбомашин (лопатки и диски) работают в условиях высоких статических нагрузок от действия центробежных сил, давления и неравномерного нагрева, а также они испытывают переменные циклические нагрузки при вынужденных колебаниях от действия газовых сил. В реальных рабочих колесах любое изменение геометрии, массы или свойств материала отдельного сектора или всего рабочего колеса турбомашин приводит к расстройке соответствующих параметров. Причины расстройки бывают разные: небольшие, в пределах допусков, отличия геометрии секторов колеса или лопаток, неоднородность материала, условия закрепления лопаток на дисках, условия контакта бандажных полок и др.

Расстройка может быть как случайным, так и преднамеренным явлением. Преднамеренная расстройка является новым подходом для ослабления негативного влияния существующей случайной расстройки на вынужденную реакцию ротора турбомашин. В последнее время, особый интерес в мире вызывают исследования в области введения так называемой преднамеренной расстройки, которая заключается в специальном намеренном нарушении параметров идеальной циклически симметричной конструкции, в том числе по определенным законам расположения лопаток на диске турбомашин. Преднамеренная расстройка может значительно уменьшить усиление вибрации из-за потенциальной случайной расстройки и снизить высокую чувствительность отклика ротора к случайной расстройке.

Введение преднамеренной расстройки осуществляется на стадиях проектирования и доводки конструкций, когда получены первые результаты ресурсных характеристик турбомашин с идентичными лопатками либо на стадии продления эксплуатационного ресурса. В этих случаях анализируется применение различных блочных моделей расположения лопаток по ободу диска, а в качестве вида преднамеренной расстройки могут вводиться изменения геометрических, механических, массовых и др. параметров. Данные изменения параметров достаточно малы, чтобы не привести к дисбалансу и не

нарушать аэродинамические характеристики конструкции. При этом, основная задача диссертационной работы заключается в исследовании эффекта преднамеренной расстройки, которая может быть реализована в номинальном проекте на допустимом уровне вводимых изменений и сделать исследуемую конструкцию менее чувствительной к случайной расстройке, а следовательно увеличить ее долговечность и оптимизировать ресурс.

Разработка математических моделей для исследования статических и динамических характеристик и долговечности рабочих колес, а также для увеличения надежности энергетических и транспортных установок с преднамеренной расстройкой геометрических, жесткостных, массовых и др. параметров является актуальной научной задачей.

Целью диссертационной работы является разработка и развитие математических моделей, численно-экспериментальных методов и программного обеспечения на основе МКЭ для исследования воздействия расстройки геометрических, жесткостных, массовых и др. параметров на долговечность рабочих колес энергетических и транспортных турбомашин и оптимизации их ресурсных характеристик с учетом анализа чувствительности.

Для достижения этой цели необходимо решить следующие задачи:

1. Развитие основных алгоритмов МКЭ для численного анализа статических, динамических и ресурсных характеристик высоконагруженных деталей турбомашин.

2. Разработка математических моделей, численных методов и программного обеспечения с учетом эксплуатационных нагрузок и расстройки параметров и экспериментальная верификация численных результатов.

3. Развитие численных методов, алгоритмов и их реализация в виде программных комплексов для расчета влияния различных видов расстройки на долговечность академических и реальных рабочих колес турбомашин. Увеличение долговечности энергетических турбомашин путем введения блочной преднамеренной расстройки и разработка рекомендаций по повышению проектной и эксплуатационной надежности.

Объектом исследований являются облопаченные диски энергетических турбомашин с учетом расстройки параметров под воздействием эксплуатационных нагрузок.

Предметом исследований является воздействие расстройки параметров, вызванной несовершенством технологического изготовления, геометрией и (или) другими изменениями на динамические характеристики и долговечность рабочих колес энергетических и транспортных турбомашин.

Методы исследования. Для исследования статических характеристик, собственных и вынужденных колебаний, а также долговечности рабочих колес турбомашин используется МКЭ. В настоящей работе применены: теория упругости, теория колебаний, численные методы механики деформируемого твердого тела.

Достоверность результатов. Достоверность численных результатов подтверждена результатами расчетов в программных комплексах (ABAQUS, ANSYS и BLADIS+) и также данными эксперимента, выполненного в Бранденбургском техническом университете (БТУ) в рамках гранта Германской службы академических обменов.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1. Разработаны и развиты численные алгоритмы и методики введения блочной расстройки рабочих колес с учетом небольших геометрических изменений в лопатке. Систематизировано и исследовано введение различных вариантов преднамеренной расстройки параметров лопаточных дисков турбомашин при их проектировании, доводке и эксплуатации.

2. Предложены новые и развиты существующие математические модели рабочих колес турбомашин для расчета и анализа их динамических характеристик, а также чувствительности и долговечности. Развита математическая модель динамического возбуждения лопатки от парциальности подвода пара или газа. Впервые, созданы и верифицированы математические модели чувствительности собственных колебаний высоконагруженных элементов турбомашин от изменения массы. Впервые, разработана, верифицирована и применена оригинальная математическая модель оптимизации ресурсных характеристик путем введения преднамеренной расстройки (геометрии, механических свойств материала и др. параметров).

3. Развита и оттестирована численный метод анализа для расчета колебаний и долговечности рабочих колес энергетических турбомашин на основе МКЭ, отличающийся от известных подходов возможностью моделирования всех видов геометрической и эксплуатационной расстройки на резонансных режимах и позволяющий учитывать блочную преднамеренную расстройку по геометрическим и механическим изменениям лопаток для численного анализа и предсказания ресурса рабочих колес энергетических турбин на основе известного и разработанного автором программного обеспечения.

4. Создан комплекс проблемно-ориентированных программ (BLISK_SENLIFE и др.) для расчета чувствительности колебаний и долговечности рабочих колес турбомашин без учета и с учетом блочной расстройки параметров с государственной регистрацией программ для ЭВМ.

5. Впервые предложены оригинальные варианты введения блочной преднамеренной расстройки и выполнены комплексные исследования по увеличению надежности наиболее нагруженных элементов турбомашин и оптимизации их ресурса. Разработаны рекомендации по увеличению или продлению ресурсных характеристик энергетических турбомашин на стадии проектирования новых изделий или их эксплуатации.

Соответствие паспорту специальности. Содержание диссертационной работы соответствует паспорту научной специальности 1.2.2. Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ:

п. 2. Разработка, обоснование и тестирование эффективных вычислительных методов с применением современных компьютерных технологий (пп. 1, 2, 3 новизны).

п. 3. Реализация эффективных численных методов и алгоритмов в виде комплексов проблемно-ориентированных программ для проведения вычислительного эксперимента (пп. 3, 4 новизны).

п. 8. Комплексные исследования научных и технических проблем с применением современной технологии математического моделирования и вычислительного эксперимента (п. 5 новизны).

Научные положения, выносимые на защиту.

1. Математические модели, алгоритмы и методики для численного моделирования лопаток с различными видами расстройки параметров по геометрическим и механическим изменениям лопаток.

2. Программный комплекс, предназначенный для анализа чувствительности колебаний, вычисления статических и динамических характеристик рабочих колес турбомашин с расстройкой параметров и прогнозирования их ресурса.

3. Результаты численно-экспериментального анализа влияния различных видов расстройки лопаток на свободные и вынужденные колебания, а также долговечность рабочих колес энергетических и транспортных турбомашин.

Теоретическая значимость работы.

Теоретическая значимость работы заключается в разработке математических моделей и численных методик для анализа чувствительности собственных колебаний рабочих колес и оптимизации введения преднамеренной расстройки с целью получения конструкций повышенной долговечности при проектировании и доводке лопаточных структур энергетических и транспортных турбин.

Практическая значимость работы.

1. Определена закономерность влияния расстройки параметров на долговечность рабочих лопаток турбомашин для оптимального проектирования деталей турбомашин повышенной прочности.

2. Создан программный комплекс для исследования динамических характеристик и долговечности рабочих колес турбомашин без и с расстройкой параметров на стадиях проектирования, изготовления и эксплуатации циклически симметричных конструкций турбомашин на предприятиях авиационного, транспортного, нефте-химического или энергетического машиностроения.

3. Выполнена оценка долговечности рабочих колес с расстройкой параметров для проектирования и изготовления турбомашин повышенной надежности, позволяющая сократить временные и материальные затраты на доводку изделий при проектировании новых конструкций турбомашин или продления эксплуатационного ресурса.

Реализация результатов работы. Материалы и результаты диссертации внедрены и используются в учебном процессе и выполнении научных исследований на кафедрах «Технический сервис и инженерные дисциплины» и «Энергооборудование и физика» инженерного и энергетического факультетов Иркутского ГАУ, в институте авиационного машиностроения и транспорта ИРНТУ, что подтверждается соответствующими актами внедрения.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на международных и всероссийских научно-практических конференциях, таких как «Международная научно-практическая конференция "Актуальные вопросы аграрной науки"» (г. Иркутск, Иркутский ГАУ, 2018 г.); «Международная научно-практическая конференция молодых ученых "Научные исследования и разработки к внедрению в АПК"» (г. Иркутск, Иркутский ГАУ, 2019 и 2020 г.); Международная научно-практическая конференция Иркутского ГАУ "Климат, экология, сельское хозяйство Евразии"» (2019-2022 гг.); «Международная мультидисциплинарная конференция по промышленному инжинирингу и современным технологиям "Far East Con"» (г. Владивосток, ДВФУ, 2019-2021 гг.); «Международная научно-техническая конференция "Пром-Инжиниринг"» (г. Сочи, 2020 и 2021 г.); «Российско-Вьетнамский молодежный форум» (г. Санкт-Петербург, 2021 г.); «10th International Conference on Wave Mechanics and Vibrations» (г. Лиссабон, 2022 г.); «Всероссийская научно-практическая конференция посвященная Дню Российской науки» (г. Иркутск, Иркутский ГАУ, 2023). Диссертация прошла апробацию на семинарах кафедры электрооборудования и физики Иркутского государственного аграрного университета имени А.А. Ежевского (г. Иркутск, 2020-2022 гг.), а также на научном семинаре институтов «Информационные технологии и анализ данных» и «Авиационное машиностроение и транспорт» (г. Иркутск, ИРНТУ, 2023 г.). Автор получил диплом II степени международной научно-практической конференции молодых ученых «Научные исследования и разработки к внедрению в АПК» и стипендию Губернатора Иркутской области (г. Иркутск, 2019, 2020 гг.).

Сведения о публикациях. Основные результаты по теме диссертации опубликованы в 32 научных работах, в том числе: 9 публикаций в изданиях из списка ВАК, из

них 2 публикации по специальности 1.2.2; 7 публикаций в изданиях, индексируемых в базах Web of Science и Scopus; 2 свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ.

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, 5 глав, заключения, списка литературы из 129 наименований и приложения. Общий объем диссертации составляет 176 страниц, включая 108 рисунков, 30 таблиц.

Личный вклад автора. Результаты, составляющие новизну и выносимые на защиту, получены лично автором.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы исследования, определены объект и предмет исследования, цели исследования, задачи и методы их решения, представлена научная новизна и практическая значимость работы, приведены основные положения, выносимые на защиту, а также краткое содержание диссертации по главам.

В первой главе описаны основы теории надежности рабочих колес турбомашин и воздействие расстройки параметров на долговечность рабочих колес. Приведены основные результаты численных и экспериментальных исследований динамических характеристик и долговечности облопаченных дисков турбомашин с расстройкой параметров на основе анализа чувствительности. В настоящее время существуют исследования многих авторов для улучшения прочностных характеристик облопаченных дисков турбомашин с расстройкой геометрических и массовых параметров, в том числе путем введения преднамеренной расстройки. Наиболее известны из них: Иванов В.П., Репецкий О. В., Crawley E. F., Hall K. C., Castanier M. P., Pierre C., Ottarsson G., Kenyon J. A., Griffin J. H., Jones K., O'Hara R., Lim S. H., Beirow B., Kühhorn A., Choi B. K., Lentz J., Rivas-Guerra A. J., Mignolet M. P., Whitehead D.S. и другие. Многие исследования влияния расстройки на динамические характеристики и ресурс рабочих колес турбомашин показали, что распределение динамических характеристик лопаток зависит от расстройки геометрических, жесткостных, массовых или других параметров лопаток. Значения расстройки параметров лопаток определяются в виде:

$$\Delta f_i = \frac{f_{j,i} - \bar{f}_j}{\bar{f}_j}, \quad (1)$$

где \bar{f}_j - среднее арифметическое значение основных частот; $f_{j,i}$ - значение частоты j -ой формы колебания лопаток, $i = 1, \dots, N$ (N - число лопаток). Максимальный коэффициент увеличения амплитуды колебаний лопаточных структур определяется по формуле

$$\gamma_{\max} = \frac{\delta_{\text{mistuned}}}{\delta_{\text{tuned}}}, \quad (2)$$

где δ_{mistuned} - максимальное перемещение лопатки с расстройкой, δ_{tuned} - максимальное перемещение лопатки без расстройки.

Во второй главе дается краткий анализ преимуществ и недостатков численных методов, которые могут быть использованы для решения вышеперечисленных задач. По результатам выполненной работы выбран, развит и верифицирован метод конечных элементов (МКЭ) для стыковки оригинальных авторских программ по динамическому нагружению, анализу чувствительности и ресурсной оптимизации рабочих колес турбомашин с известными и доступными программами на основе МКЭ для CAD/CAE анализа (ANSYS, NASTRAN, ABAQUS и др.). Данная глава содержит описание базовых конечных элементов (КЭ), их тестирование и варианты применения МКЭ для целей диссертационной работы. Также представлены известные и развиты оригинальные математические подходы на основе МКЭ для решения задач статического и динамического со-

стояния высоконагруженных деталей турбомашин с расстройкой параметров под воздействием эксплуатационной нагрузки. Для математического моделирования дисков с лопатками (Рисунок 1) и прогнозирование их ресурса необходимо решение следующих задач:

- Разработка или развитие математических моделей, численных методов и программного обеспечения с учетом действующих нагрузок и их верификация;
- Компьютерный анализ статических и динамических характеристик, расчет долговечности и разработка рекомендаций по ее повышению.

Статическое напряженно-деформированное состояние определяется по формуле:

$$([K_E] + [K_G] + [K_R]) \cdot \{\delta\} = \{F_\Omega\} + \{F_T\} + \{F_G\}. \quad (3)$$

Собственные частоты и формы колебаний вычисляются из уравнений:

$$[M] \{\ddot{\delta}\} + [C] \{\dot{\delta}\} + ([K_E] + [K_G] + [K_R]) \{\delta\} = 0. \quad (4)$$

Динамический отклик конструкции можно получить в виде:

$$[M] \{\ddot{\delta}\} + [C] \{\dot{\delta}\} + [K] \{\delta\} = \{F(t)\}, \quad (5)$$

где $\{\delta\}$ - вектор перемещений, $[K_E]$ и $[M]$ - матрицы упругой жесткости и массы, соответственно, $[K_G]$ - матрица геометрической жесткости, зависящая от скорости и температуры, $[K_R]$ - дополнительная матрица жесткости, возникающая в результате вращения, $\{F_\Omega\}$, $\{F_T\}$, $\{F_G\}$ - векторы, соответствующие силам от вращения, температуры и давления газа соответственно, $[C]$ - матрица демпфирования, $\{F(t)\}$ - вектор сил возбуждения от газовой или паровой нагрузки.

Для решения системы данных матричных уравнений применяются следующие основные численные методы: метод исключения Гаусса (статическое НДС); метод Якоби (расчет собственных колебаний); метод суперпозиции мод (расчет вынужденных колебаний) и другие методы. Граничные условия задачи зависят от геометрии конструкции и заключаются в подавлении или свободе перемещений в узлах применяемых конечных элементов, например конструкция на Рисунке 1 жестко закреплена по ободу диска.

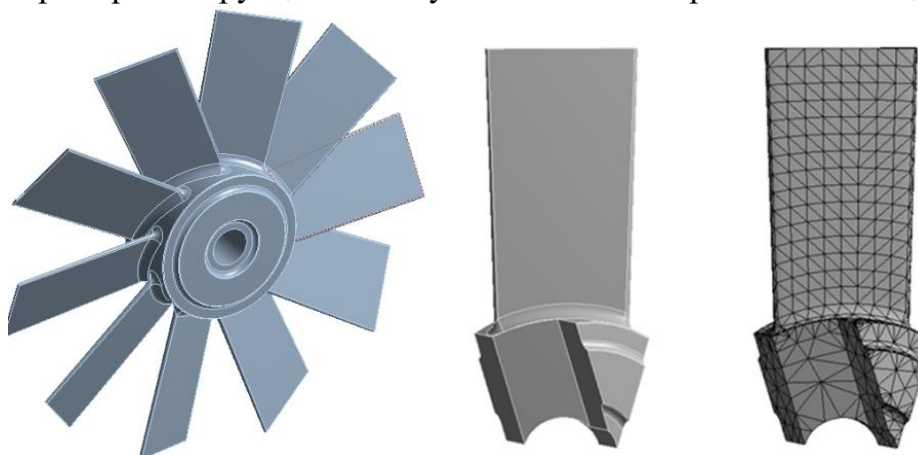


Рисунок 1 – Академическое рабочее колесо с 10-ю лопатками

Облопаченный диск (Рисунок 1) вращается с переменным угловым ускорением и каждая лопатка по длине пера возбуждается в зависимости от времени сопловой решеткой статора через число z сопел. При проходе каждого сопла рабочая лопатка подвержена силам потока внутри μ -й части сопла шириной s пока $(s-\mu)$ -я часть свободна от нагрузки (Рисунок 2а). В данной диссертационной работе лопатка академического рабочего колеса подвергается нагружению через 10 сопловых лопаток (Рисунок 2б) по длине пера.

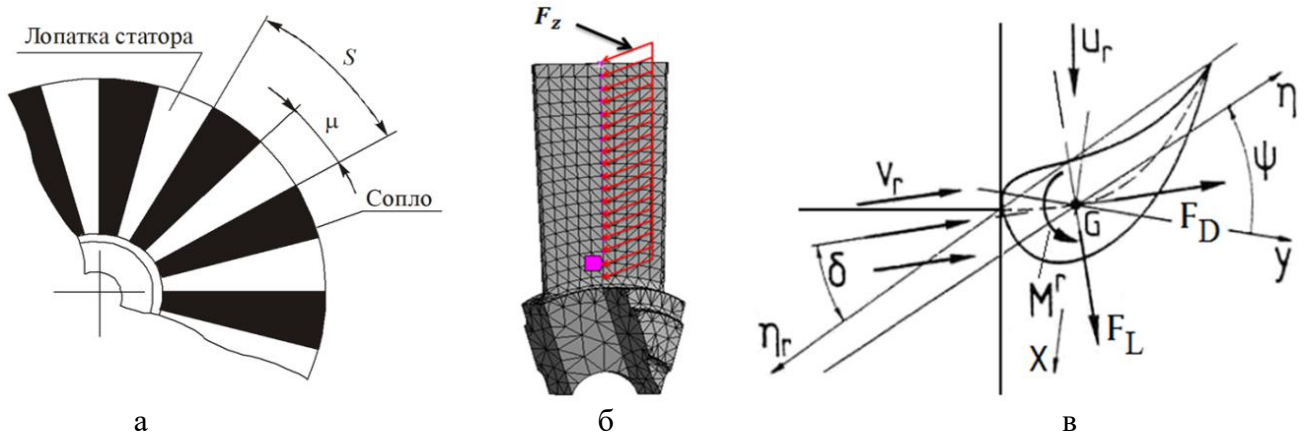


Рисунок 2 – Модель возбуждения лопатки рабочего колеса под воздействием газа или пара

Для предложенного и развитого в диссертации варианта прямоугольной нагрузки рабочей лопатки спектр ν -й гармоники возбуждения отличается от известных простотой и оригинальностью интерпретации и возможностью выполнения расчетов в режиме онлайн, что позволяет оперативно проанализировать большое количество исследуемых вариантов и предложить оптимальный. При этом возбуждающая нагрузка имеет вид:

$$F(t) \approx \frac{2F_z}{\pi} \cdot \frac{\sin \nu \cdot \mu \cdot \pi}{\nu}, \quad (6)$$

$$F_z = F_L \sin(\psi_r - \delta_r - \alpha) - F_D \cos(\psi_r - \delta_r - \alpha), \quad (7)$$

где F_L - подъемная сила, F_D - сила сопротивления, α - угол закрутки лопатки, ψ_r - угол установки лопатки по радиусу относительно корня и δ_r - угол между направлением скорости течения v_r и хордой η_r , который предполагается параллельным с главной осью лопатки η (Рисунок 2б и 2в).

В этой главе, впервые разработана новая математическая модель для анализа чувствительности собственных колебаний от изменения сосредоточенных масс. Исследуя явление чувствительности, можно определить области самого большого влияния на собственные частоты и перемещения при резонансах. Для определения максимального и минимального расположения чувствительности лопатки рабочего колеса от изменения массы предложена математическая зависимость вида:

$$\Delta f_k^{\max} = \frac{f_k^{\max} - f_0}{f_0} \quad \text{и} \quad \Delta f_k^{\min} = \frac{f_k^{\min} - f_0}{f_0}, \quad (8)$$

где Δf_k^{\min} и Δf_k^{\max} - минимальное и максимальное значение чувствительности собственной частоты от внесения массы; f_0, f_k - значение собственных частот колебаний лопатки без учета и с учетом дополнительной массы в каждом k -ом узле конечного элемента.

Дополнительно, во 2-й главе впервые представлена новая математическая модель для оптимизации введения преднамеренной расстройки с целью получения конструкций с повышенной долговечностью. Отношение между отклонением частоты собственных колебаний Δf_i i -й лопатки и модуля Юнга ΔE_i при оптимизации введения расстройки определяется по формуле

$$\Delta E_i = E_0 \cdot \left(\frac{f_0 + \Delta f_i}{f_0} \right)^2 \approx 2\Delta f_i, \quad (9)$$

где E_0 и f_0 - номинальное значение модуля Юнга и частоты собственных колебаний в идеальной конструкции. Значение преднамеренной расстройки Δf_{np}^{on} при оптимизации прочностных параметров получается из экспериментальных отклонений частот собственных колебаний и определяется по формуле

$$\Delta f_{np}^{on} = \frac{\sum_{i=1}^N \Delta f_i^{exc}}{N}, \quad (10)$$

где Δf_i^{exc} - экспериментальное отклонение частот собственных колебаний лопатки академического рабочего колеса, N - количество лопаток.

С использованием вышеприведенного математического аппарата поставлены и решены задачи исследования статического напряженно-деформированного состояния (НДС), собственных и вынужденных колебаний рабочих колес турбомашин с учетом анализа чувствительности. Дополнительно приведены основные алгоритмы для прогнозирования долговечности элементов турбомашин. Описаны методы исследования собственных колебаний циклически-симметрических систем, обеспечивающие сходимость решения и снижение затрат времени расчета на ЭВМ.

В третьей главе представлены основные алгоритмы для определения матриц жесткости и масс используемых конечных элементов. Кроме того, проанализировано применение МКЭ при решении задачи исследования динамических характеристик колебаний и анализе ресурса облопаченного диска с расстройкой параметров деталей турбомашин. Разработана общая схема комплекса программ (Рисунок 3) для определения значения расстройки параметров лопаток рабочих колес турбомашин и исследования влияния расстройки параметров на статическое НДС, динамические характеристики и долговечность рабочих колес турбомашин с учетом анализа чувствительности. В комплексе программ представлены и реализованы основные уравнения, в которых моделируется расстройка при расчете.

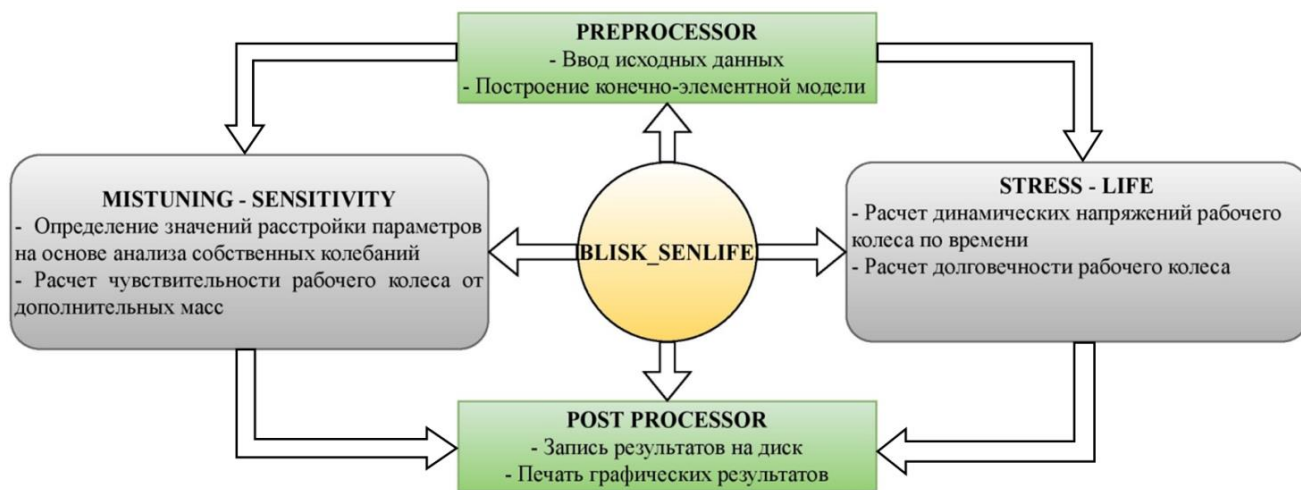


Рисунок 3 – Общая схема разработанного комплекса программ

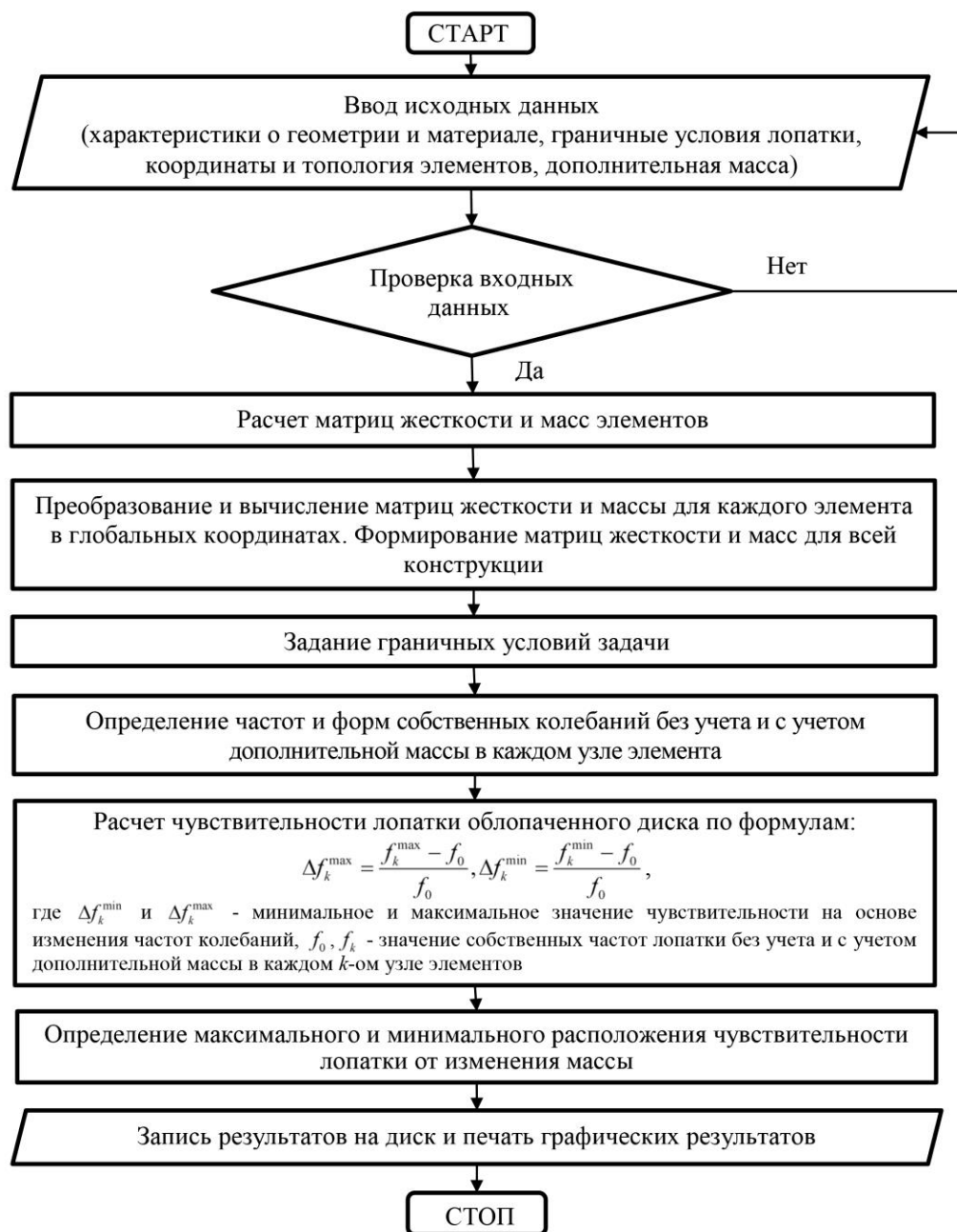


Рисунок 4 – Блок-схема алгоритма для расчета чувствительности от дополнительных масс

Основные требования к работе созданного на языке программирования MATLAB оригинального комплекса программ BLISK_SENLIFE: 32 или 64 разрядная операционная система Microsoft Windows 2000/2003/Vista/XP/7/8/10 на базе процессоров Intel Pentium D, Core 2 Duo/i3/i5/i7/i9; минимальная оперативная память 1 Гбайт. В данной главе дано описание разработанной программы для определения чувствительности лопаток рабочих колес от влияния дополнительных масс на основе МКЭ. Блок-схема алгоритма для расчета чувствительности от влияния дополнительных масс показана на Рисунке 4. Для решения задачи прогнозирования ресурса рабочих колес турбомашин, разработанные алгоритмы были реализованы в виде оригинального комплекса программ и состыкованы с блоком программы ANSYS для анализа многоциклового усталости роторных элементов с учетом анализа чувствительности и расстройки. Блок-схема алгоритма для расчета многоциклового усталостной долговечности облопаченных дисков турбомашин, вошедшая в комплекс программ, разработанный диссертантом, представлена на Рисунке 5.



Рисунок 5 – Блок-схема алгоритма для расчета многоциклового усталостной долговечности

В четвертой главе выполнен комплексный численный анализ чувствительности колебаний рабочих лопаток энергетических турбомашин и академических лопаточных структур с расстройкой на основе пакетов программ ANSYS и BLISK_SENLIFE. В качестве объекта исследования выбрано академическое рабочее колесо с 10-ю лопатками. Основные механические характеристики имеют вид: материал рабочего колеса – сталь, модуль Юнга – $2,1 \cdot 10^5$ Н/мм², плотность - 7850 кг/м³, коэффициент Пуассона – 0,3. Общий вид академического колеса представлен на Рисунке 1. Конструкция была жестко закреплена по ободу диска. В КЭМ в данной главе применяется конечный элемент ТЕТ10 с тремя степенями свободы в узле и с общим количеством конечных элементов в КЭМ одного сектора – 2925 и 5741 узловыми точками. Количество степеней свободы составляет 17233. Рисунок 6 иллюстрирует виды низших форм колебаний (форма 2, крутильная) и более сложные изгибно-крутильные формы колебаний (формы 5, 7, 8, 10) лопатки академического рабочего колеса.

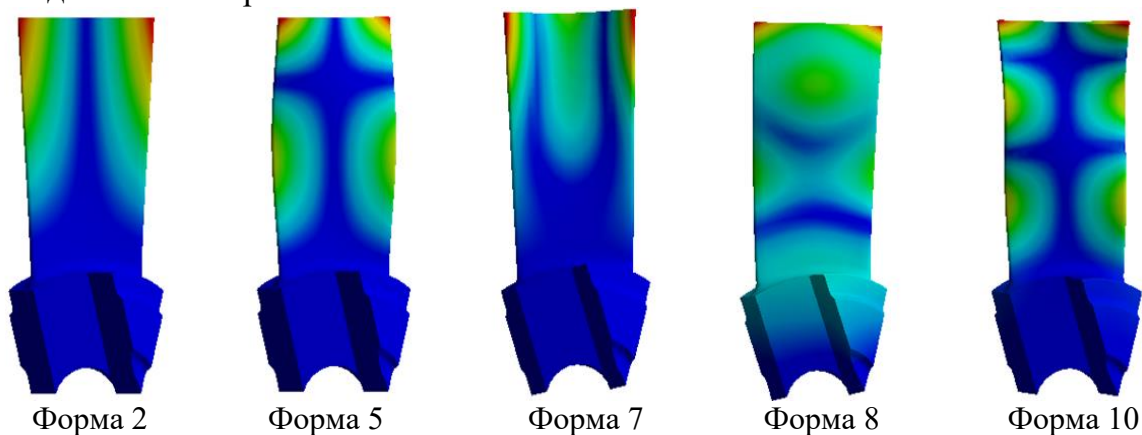


Рисунок 6 – Формы колебаний академического рабочего колеса



Рисунок 7 – Экспериментальное исследование расстройки параметров академического колеса

Таблица 1 показывает, что численные результаты расчета частот колебаний хорошо согласуются с данными эксперимента, выполненного автором в БТУ. Система экспериментального измерения, предложенная автором в БТУ, для анализа колебаний облопаченного диска (лазерный сканирующий виброметр и др.) представлена на Рисунке 7 и применена для верификации разработанных автором математических моделей.

Таблица 1 – Численно-экспериментальный анализ частот колебаний рабочего колеса (Гц)

Номер лопатки	Форма 2		Форма 5		Форма 7		Форма 8		Форма 10	
	МКЭ	Эксп.	МКЭ	Эксп.	МКЭ	Эксп.	МКЭ	Эксп.	МКЭ	Эксп.
1	905,4	919,69	2748,0	2752,50	4510,5	4489,84	4915,2	5319,30	7036,2	6914,84
2	905,5	920,08	2748,0	2756,72	4510,5	4498,98	4915,3	5324,61	7038,2	6923,83
3	905,7	921,48	2748,1	2757,34	4510,6	4501,02	4915,4	5328,91	7039,4	6930,23
4	906,1	920,08	2748,2	2753,98	4510,6	4491,88	4915,4	5322,27	7043,7	6918,83
5	906,1	920,63	2749,0	2757,50	4512,0	4499,84	4918,2	5327,11	7043,9	6924,22
6	906,2	921,33	2749,3	2756,41	4512,1	4494,30	4918,7	5326,48	7044,2	6924,38
7	906,4	922,58	2749,4	2758,44	4512,5	4502,50	4919,8	5329,69	7048,2	6934,53
8	907,2	922,03	2749,2	2758,52	4514,5	4500,55	4919,9	5330,00	7049,2	6927,11
9	907,4	922,34	2750,0	2759,14	4514,7	4503,98	4920,2	5332,97	7049,4	6933,91
10	907,5	921,17	2750,5	2757,27	4515,2	4497,57	4920,4	5328,35	7049,6	6925,03

Применение функций чувствительности исследовано для управления и повышения эффективности ввода расстройки. Анализ чувствительности лопатки может помочь определению расположения зон расстройки и быть полезен для проектирования лопаток повышенной надежности и нового дизайна конструкций. Рисунок 8 показывает расчет чувствительности лопаток академического рабочего колеса турбомшины. Анализ распределения функций чувствительности демонстрирует, что изолинии чувствительности свободных колебаний от дополнительных масс концентрируются на узловых линиях форм колебаний и приводят, как правило, к увеличению частоты (красные точки). А зоны с дополнительными массами, уменьшающими колебания, находятся за пределами узловых линий.

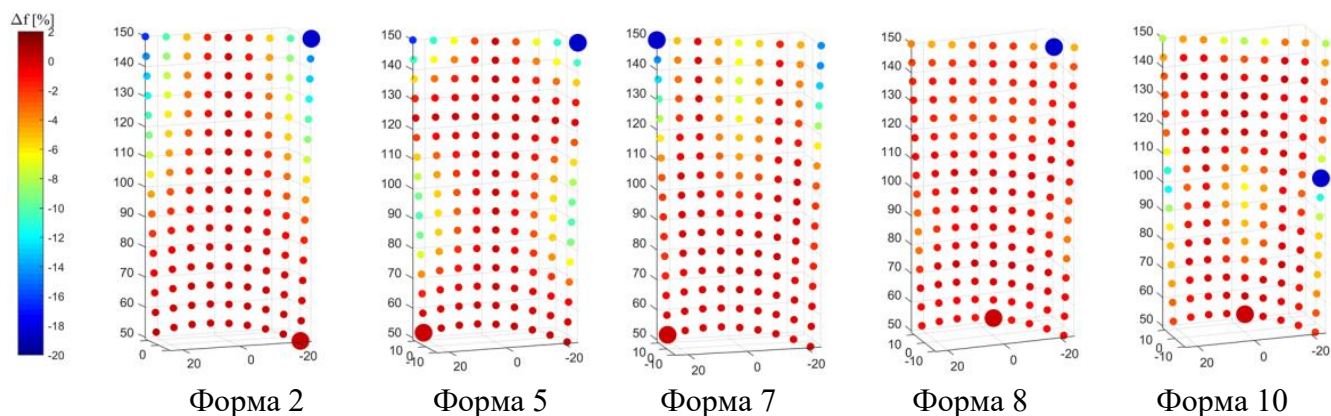


Рисунок 8 – Анализ чувствительности лопаток академического рабочего колеса

На следующем этапе исследования проанализированы три варианта влияния распределения массы лопаток по ободу рабочего колеса на их долговечность. Первый и второй виды исследования (Рисунок 9а, 9б) показывают результаты с дополнительными массами, которые расположены на правой и левой периферии лопатки в синей точке с одинаковым значением 5,0 г (Рисунок 8, формы 5 и 7). Третий вид (Рисунок 9в) с дополнительными массами 5,0 г в красной точке закругления нижнего левого края лопатки (Рисунок 8, форма 5).

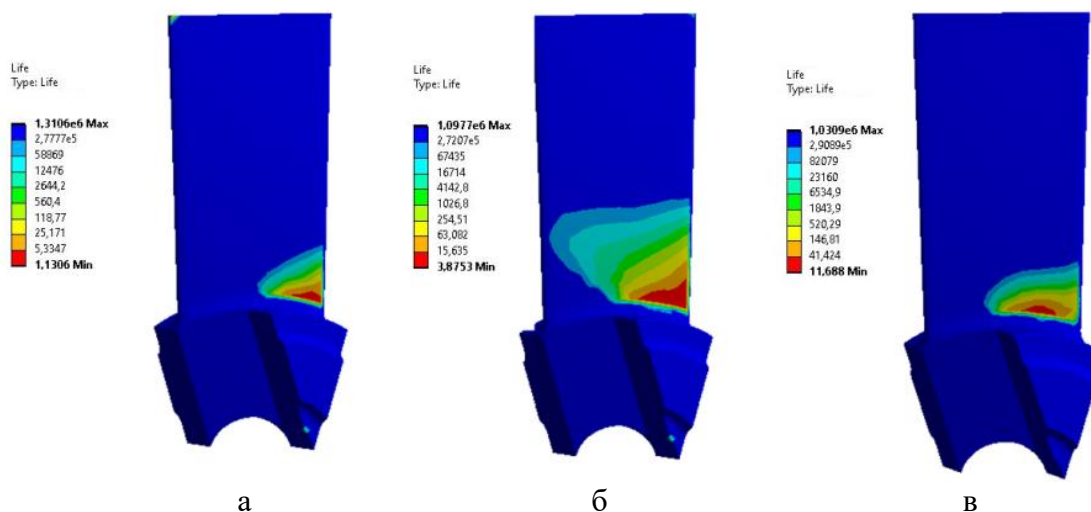


Рисунок 9 – Расчет долговечности академического колеса

Рисунок 9 показывает результаты расчета долговечности от возмущающей динамической нагрузки академического рабочего колеса с дополнительными массами при разных распределениях массы на лопатке. Лопатка нагружалась от соплового возбуждения при числе сопл $z=10$ и нагрузке 100 Н. Рассмотрен режим разгона лопатки с угловой скоростью вращения 100 (1/с) в течение 5 с. При расчете долговечности применены: метод схематизации нагружений Rain-Flow (метод «дождя») и гипотеза накопления усталостных повреждений Palmgren-Miner. Таблица 2 показывает результаты расчета долговечности в циклах работы с расстройкой параметров, вызванной разной массой лопаток в сравнении с выполненным автором экспериментом. Из результатов видно, что наибольшей долговечностью обладает колесо с присоединением дополнительных масс к периферии лопаток в синей точке (вид 1). При изменении расположения дополнительной массы 5,0 г, приводящее к максимальной расстройке лопаток, получаем наименьшее значение долговечности лопаток рабочих колес (вид 3). Вид 2 с массами на периферии лопатки слева (Рисунок 8, форма 7) дает среднее значение долговечности.

Таблица 2 – Расчет долговечности лопаток с учетом анализа чувствительности (в циклах)

Форма колебаний	Вид 1		Вид 2		Вид 3	
	Собственные частоты (Гц)					
	МКЭ	Эксп.	МКЭ	Эксп.	МКЭ	Эксп.
1	235,05	-	235,03	-	261,78	-
2	755,95	803,98	756,12	799,61	902,75	-
3	1331,4	-	1330,7	-	1419,5	-
4	2262,2	2470,55	2262,0	2257,5	2728,1	-
Долговечность	$1,3106 \cdot 10^6$		$1,0977 \cdot 10^6$		$1,0309 \cdot 10^6$	

В пятой главе представлены оригинальные результаты численного комплексного анализа эффектов блочной преднамеренной расстройки с целью уменьшения максимального коэффициента амплитуды лопаток облопаченных дисков турбомашин. Преднамеренная расстройка получена путем оптимизации алгоритмов и реализована при небольших геометрических изменениях в лопатке. Впервые проанализированы варианты расстройки, исходя из реальной конструкции рабочего колеса и фактически без нарушения аэродинамических свойств конструкции, что может быть использовано при проектировании и доводке реальных деталей турбомашин.

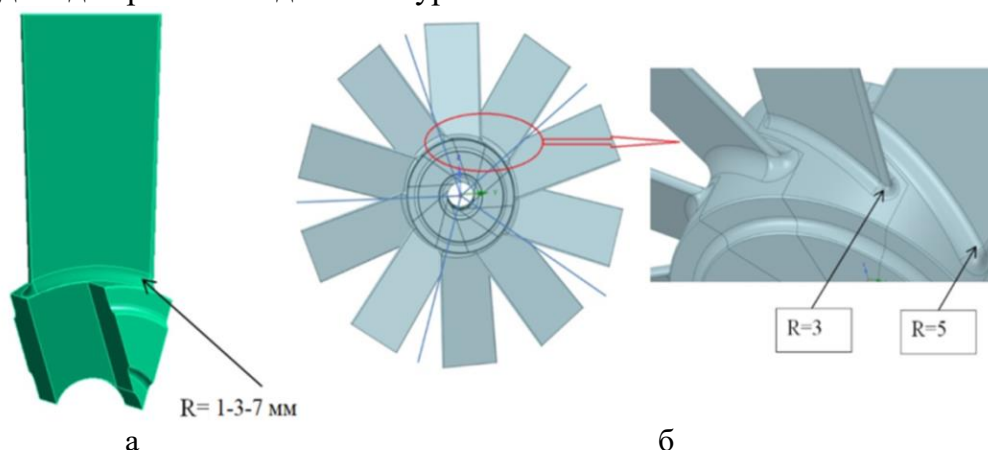


Рисунок 10 – а, Варианты изменения радиуса; б, Первая блочная модель с двумя лопатками в блоке (R5-R3)

В качестве такого вида расстройки рассмотрено изменение радиуса закругления перехода лопатки в обод диска (Рисунок 10а). Вариант радиуса R=5 мм является исходным вариантом рабочего колеса. Рисунок 10 показывает три варианта изменения радиуса перехода лопатки в обод диска и первую блочную модель расстройки для случая R5-R3, когда к лопатке с исходным радиусом R=5мм добавляется лопатка с радиусом R=3мм и далее по ободу диска в таком же чередующемся порядке.

Таблица 3 – Расчет частот колебаний (f) по изменению радиуса нижнего края лопатки (Гц) для сектора

Форма колебаний	R=5 мм	R=7 мм		R=3 мм		R=1 мм	
	f	f	Δf (%)	f	Δf (%)	f	Δf (%)
1	261,67	267,05	2,05	255,22	-2,46	250,16	-4,39
2	902,68	910,87	0,90	891,58	-1,22	882,22	-2,26
3	1418,8	1447,8	2,04	1382,4	-2,56	1354,4	-4,53
4	2727,9	2759,0	1,14	2686,6	-1,51	2651,4	-2,80

Таблица 3 демонстрирует значения собственных частот колебаний рабочей лопатки с различными радиусами перехода от лопатки в диск (закреплена жестко по нижней кромке перехода). Видно, что уменьшение радиуса перехода, как правило, существенно уменьшает частоту собственных колебаний.

На первом этапе исследования рассмотрены блочные модели расстройки лопаток с изменением радиуса закругления нижнего края лопатки $R=1, 3$ и 7 мм. В диссертационной работе проанализированы несколько блочных моделей расстройки, которые дают эффективные результаты для максимального коэффициента увеличения амплитуд лопаток. При изменении радиуса перехода лопатки в диск для $R=1$ мм и $R=3$ мм исследована вторая блочная модель (варианты 1 и 2), в которой имеется 3 блока с 3-мя одинаковыми лопатками в блоке и одна единичная лопатка. Дополнительно рассмотрена третья блочная модель (вариант 3), в которой находятся 2 группы лопаток: 5 лопаток с исходным радиусом $R=5$ мм и 5 лопаток с новым радиусом $R=7$ мм. Расчет долговечности академического колеса при изменении радиуса перехода лопатки в диск для выше описанных вариантов представлен на Рисунке 11.

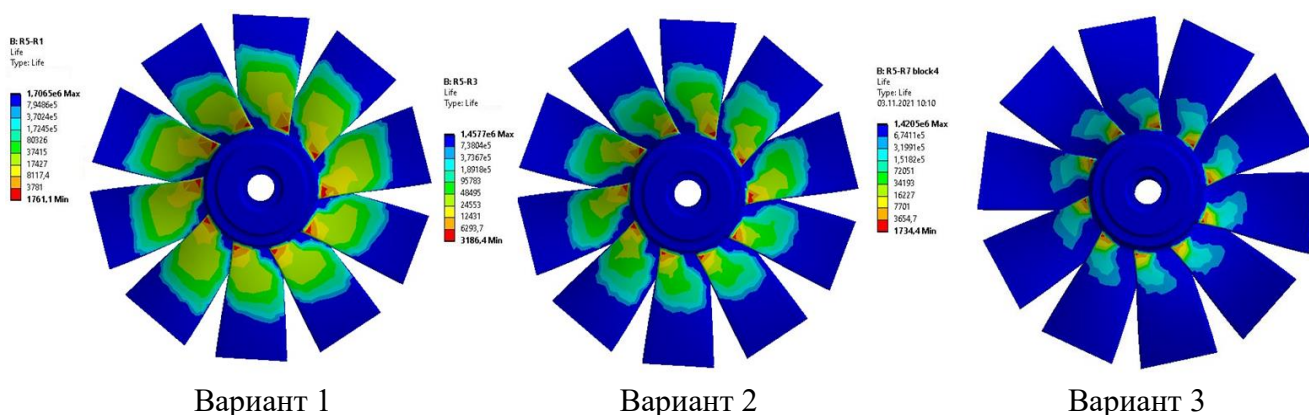


Рисунок 11 – Расчет долговечности колеса при изменении радиуса перехода лопатки в диск

На следующем этапе исследования проанализирована точность прогноза изменения собственных частот колебаний и рассмотрена первая блочная модель расстройки лопаток при утолщении лопатки на 10% (вариант 4), когда к лопатке с исходной толщиной H_0 добавляется лопатка с толщиной H_1 (Рисунок 12). При утонении на 10% по всей лопатке рассмотрена вторая блочная модель (вариант 5), в которой имеется 3 блока с 3-мя одинаковыми лопатками в блоке и одна единичная лопатка. Рисунок 13 показывает расчет долговечности при разных толщинах лопатки.

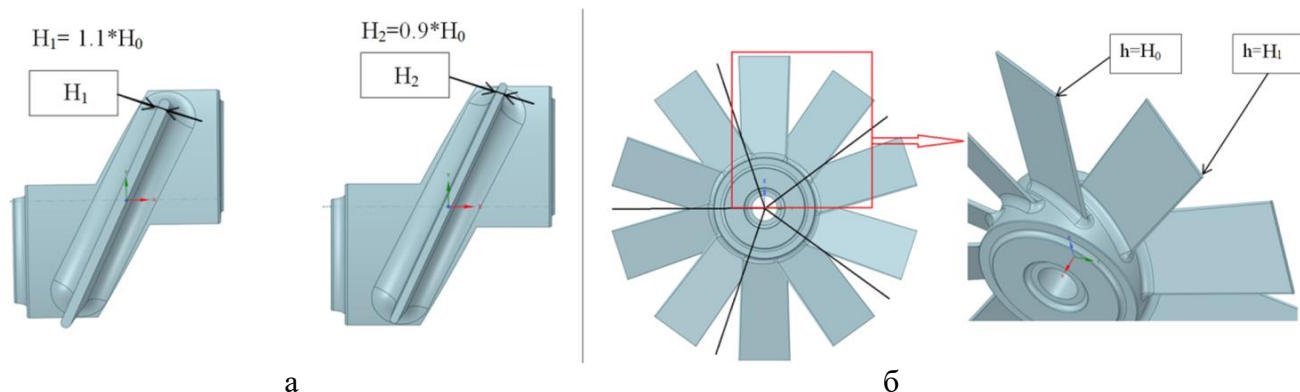


Рисунок 12 – а, Варианты изменения толщины; б, Первая блочная модель при утолщении лопатки на 10%

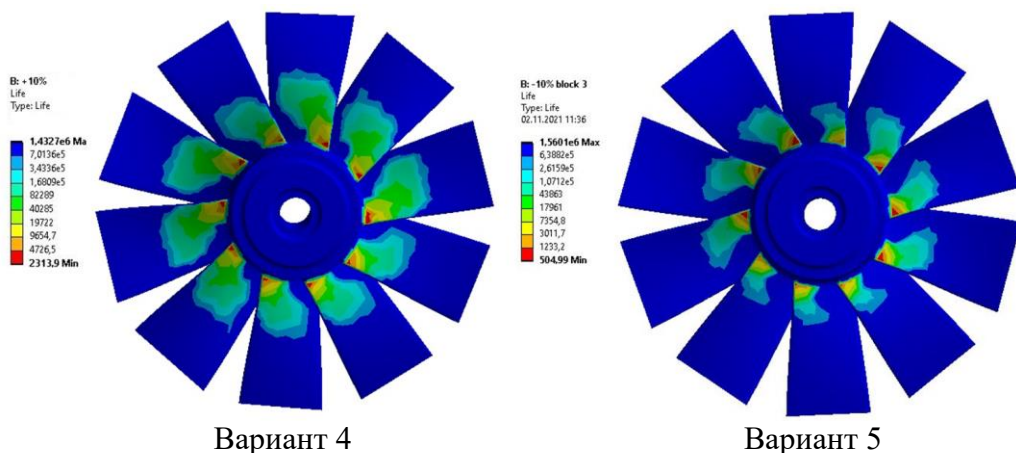


Рисунок 13 – Расчет долговечности колеса при разных толщинах лопатки

В качестве следующего вида преднамеренной расстройки рассмотрено изменение скоса верхней кромки лопатки (Рисунок 14). Для разных изменений скоса верхней кромки лопатки рассмотрена первая блочная модель расстройки для случая среза $t=30\text{мм}$, $\alpha = 8^\circ$ (вариант 6) и вторая блочная модель для случая среза $t=15\text{мм}$, $\alpha = 60^\circ$ (вариант 7). Рисунок 15 показывает расчет долговечности академического колеса при разных вариантах скоса верхней кромки лопатки.

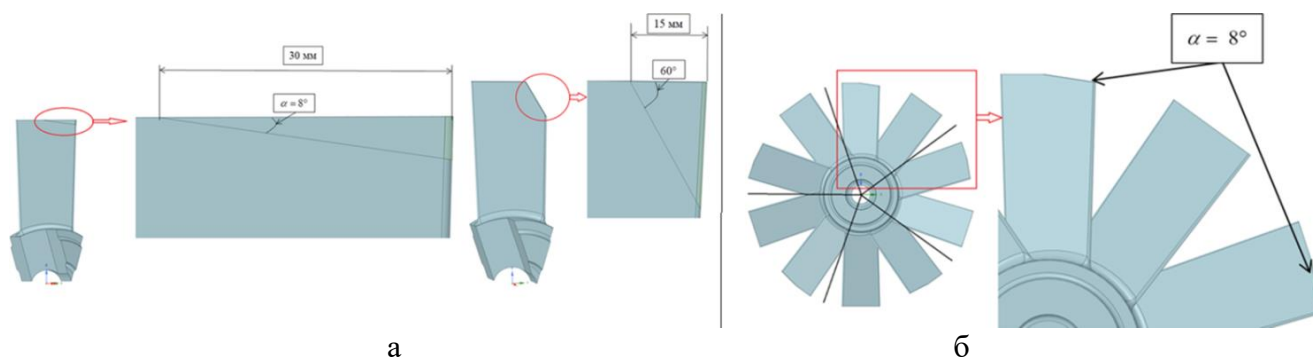


Рисунок 14 – а, Варианты изменения скоса верхней кромки лопатки; б, Первая блочная модель при варианте с углом среза 8 градусов и длиной среза 30 мм

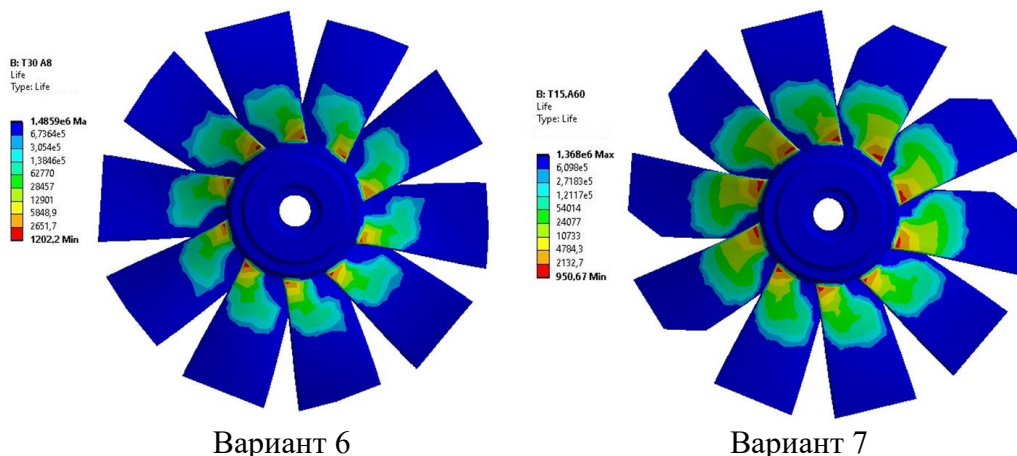


Рисунок 15 – Расчет долговечности колеса при разных вариантах скоса верхней кромки лопатки

Следующим этапом исследования стал численный анализ преднамеренной расстройки при сверлении отверстий в лопатках (Рисунок 16). Для случая отверстий с левой стороны пера лопатки рассмотрена первая блочная модель (вариант 8), когда к лопатке без отверстий добавляется лопатка с отверстиями.

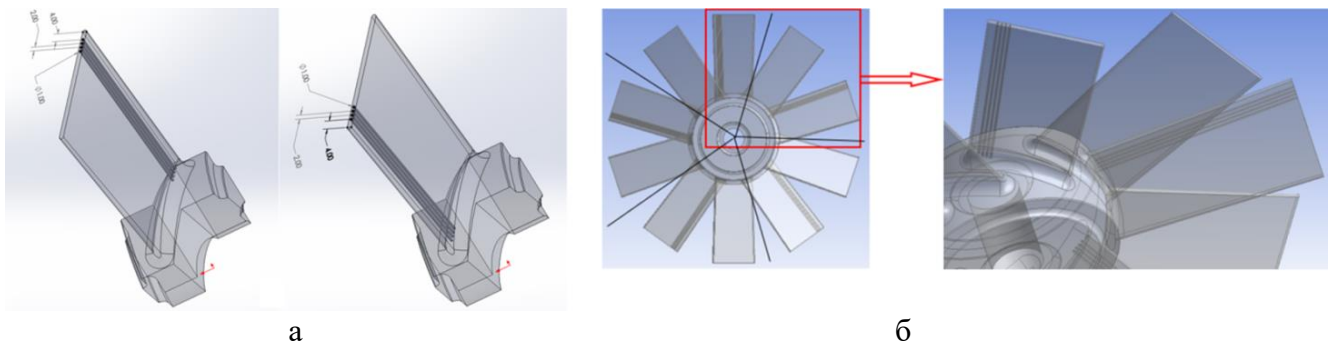


Рисунок 16 – а, Варианты расположения отверстий на верхней кромке лопатки; б, Первая блочная модель при расположении отверстий на левой стороне
 Далее рассмотрена третья блочная модель для случая отверстий с правой стороны пера лопатки (вариант 9), в которой находятся 2 группы лопаток: 5 лопаток без отверстий и 5 лопаток с отверстиями. На Рисунке 17 представлены результаты расчета двух вариантов внесения преднамеренной расстройки при использовании блочных моделей для сверления отверстий в лопатках.

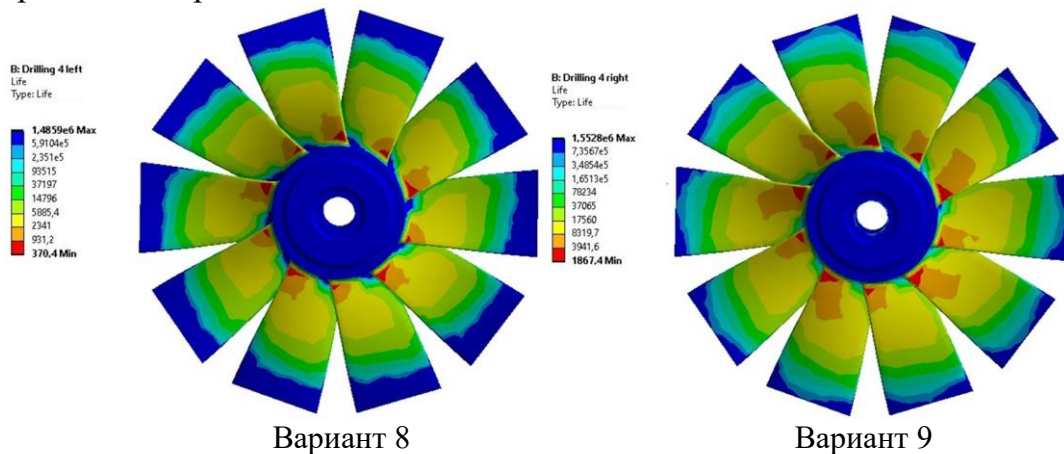


Рисунок 17 – Расчет долговечности колеса при сверлении отверстий в лопатках
 Далее рассмотрен следующий вид преднамеренной расстройки при небольших механических изменениях в лопатках. Рисунок 18 показывает три блочных модели при различных материалах лопатки академического колеса. В случае механического изменения лопатки рассмотрена первая блочная модель (Рисунок 18а), когда к лопатке с исходным материалом из стали добавляется лопатка с материалом из титана (вариант 10).

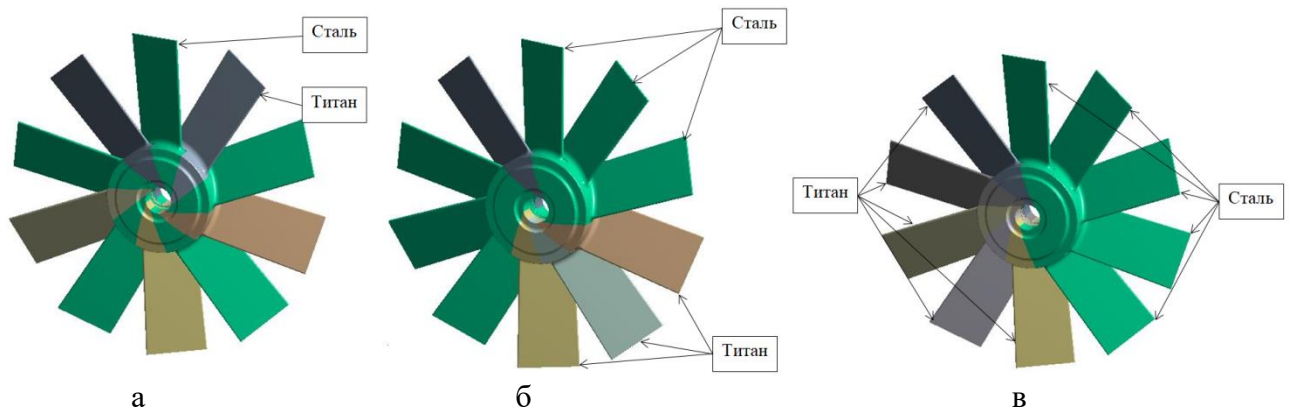


Рисунок 18 – Блочные модели при различных материалах лопатки
 (а, первая модель, где материалы чередуются по лопаткам; б, вторая модель - 3 блока с 3-мя одинаковыми лопатками в блоке и одна единичная лопатка; в, третья модель - 2 блока по 5 лопаткам)

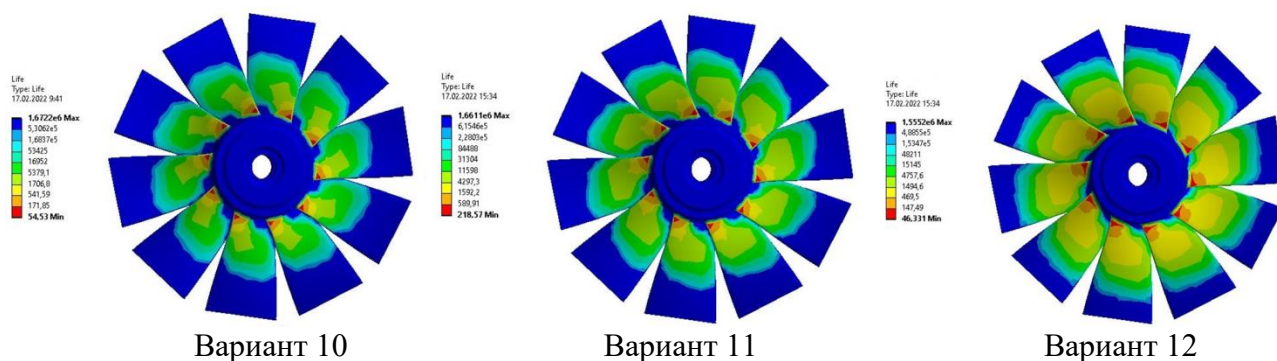


Рисунок 19 – Расчет долговечности колеса при изменении материала лопатки

Дополнительно исследована вторая блочная модель, в которой имеется 3 блока с 3-мя одинаковыми лопатками в блоке и одна единичная лопатка (вариант 11) и третья блочная модель (вариант 12), в которой находятся 2 группы лопаток: 5 лопаток с исходным материалом (сталь) и 5 лопаток с новым материалом (титан). Рисунок 19 показывает расчет долговечности академического колеса при изменении материала лопатки.

Анализ вышеприведенных результатов исследования показывает, что при изменении радиуса перехода лопатки в диск для $R=1$ мм (вариант 1) долговечность академического колеса с преднамеренной расстройкой увеличивается на +19,4%. В случае среза выходной кромки лопатки для $t=15$ мм и $\alpha = 60^\circ$ (вариант 7) получаем уменьшение долговечности академического колеса в сравнении с исходным вариантом на -4,2%. На основе результатов расчета долговечности академического колеса с преднамеренной расстройкой разработаны рекомендации с целью повышения долговечности. Для получения конструкций роторных элементов турбомашин с повышенным ресурсом получен наиболее оптимальный вид расстройки с изменением радиуса закругления нижнего края лопатки $R=1$ мм (вторая блочная модель с 3-мя лопатками в блоке). Использование данных результатов диссертационной работы позволяет повысить эффективность и надежность новых конструкций на стадии проектирования и доводки элементов рабочих колес турбомашин.

На следующем этапе исследования приведен результат численного исследования ресурса академического рабочего колеса в случае оптимизации преднамеренной расстройки по различным значениям модуля Юнга. Результат оптимизации преднамеренной расстройки получен на основе экспериментальных исследований частот колебаний академического рабочего колеса, путем определения отклонения частот собственных колебаний лопаток на основе анализа среднего отклонения экспериментальных частот колебаний по формуле (11) и корректировки исходного варианта расстройки.

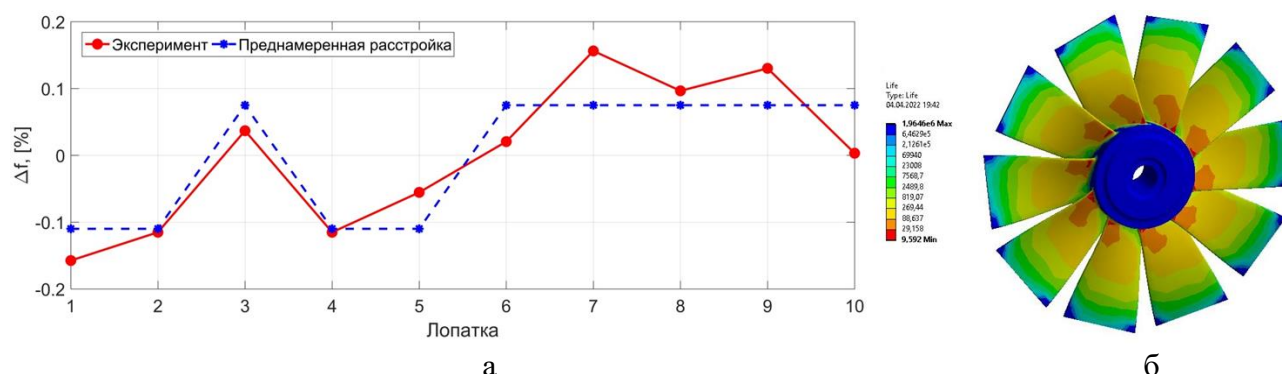


Рисунок 20 – Оптимизация долговечности от введения преднамеренной расстройки академического рабочего колеса

Рисунок 20а показывает значение расстройки лопаток колеса для второй формы колебаний, полученный в эксперименте для оптимизации преднамеренной расстройки.

Расчет долговечности академического колеса с учетом преднамеренной расстройки параметров, вносимой в систему путем оптимизации изменения механических характеристик (Рисунок 20а) лопаток показан на Рисунке 20б. Анализ представленного результата исследования показывает, что при оптимизации преднамеренной расстройки по изменению модули Юнга долговечность академического рабочего колеса увеличивается на +37,52% в сравнении с результатом долговечности без преднамеренной расстройки ($N = 1,4286 \cdot 10^6$). Данный результат оказался возможным благодаря новому типу блочной расстройки, представленному на Рисунке 20а и предложенному соискателем.

Вышеописанное изменение жесткости конструкции достаточно сложно применить на практике. Поэтому самый простой способ для регулировки собственной частоты лопатки является изменение ее геометрии. Так, при изменении толщины лопатки на $\pm 10\%$, собственная частота для второй формы колебаний была увеличена на 10,6% при утолщении и уменьшена на 10,56% при утонении лопатки в сравнении с исходным вариантом. Поэтому для оптимизации преднамеренной расстройки по изменению геометрии лопатки академического рабочего колеса, показанного на Рисунке 20а, был исследован первый вариант – уменьшение толщины лопатки с номерами в рабочем колесе (1, 2, 4, 5) на 0,1% (для получения $\Delta f_{np}^{on} = -0,11\%$) и увеличение толщины лопатки с номерами (3, 6-10) на 0,07% (для получения $\Delta f_{np}^{on} = 0,075\%$, см. (11)).

При уменьшении радиуса закругления перехода лопатки в обод диска на 2 мм (с $R=5$ мм до $R=3$ мм), собственная частота для второй формы колебаний уменьшается на 1,23%. Наоборот, при увеличении этого радиуса на 2 мм (с $R=5$ мм до $R=7$ мм), собственная частота увеличивается на 0,91%. Таким образом, второй вариант оптимизации преднамеренной расстройки выполняется путем уменьшения радиуса закругления лопатки (1, 2, 4, 5) на 0,18 мм и увеличения радиуса закругления лопатки (3, 6-10) на 0,16 мм. Кроме этого, был исследован третий вариант оптимизации, а именно – изменение скоса верхней кромки лопатки (1, 2, 4, 5) с $t=7$ мм, $\alpha=8^\circ$ и с $t=3$ мм, $\alpha=60^\circ$ для лопаток с номерами (3, 6-10), определенный на основе расчета собственных частот колебаний при изменении скоса верхней кромки лопатки с длиной среза t и углом среза α (Рисунок 14).

Таблица 4 – Результаты оптимизации долговечности по геометрическим изменениям пера лопатки

Вариант	Случай геометрического изменения	Долговечность (в циклах)	$\Delta \bar{N}$ (%)
0	Без изменения	$1,4286 \cdot 10^6$	0
1	Толщина лопатки (-0,1% и +0,07%)	$1,8657 \cdot 10^6$	+30,6
2	Радиус перехода пера лопатки в обод диска (-0,18 мм и +0,16 мм)	$1,8215 \cdot 10^6$	+27,5
3	Скос верхней кромки лопатки ($t=7$ мм, $\alpha=8^\circ$ и $t=3$ мм, $\alpha=60^\circ$)	$1,7780 \cdot 10^6$	+24,5

Таблица 4 представляет численный анализ введения преднамеренной расстройки и влияние ее на долговечность данной конструкции с учетом оптимизации по геометрическим изменениям лопатки. Анализ таблицы показывает, что долговечность академического колеса увеличивается на 27,5 % при оптимизации преднамеренной расстройки с учетом изменения радиуса перехода лопатки в обод диска и на 24,5 % с учетом изменения скоса верхней кромки лопатки. Вариант оптимизации преднамеренной расстройки по изменению толщины лопатки дает максимальное увеличение долговечности академического колеса в сравнении с исходным колесом на 30,6%.

Выполненная верификация математических моделей, методик и программ на академическом рабочем колесе, позволили диссертанту распространить их на реальную конструкцию турбины. В данной главе представлены результаты численно-экспериментальных исследований влияния расстройки параметров реальных рабочих колес турбомашин с учетом анализа чувствительности. В качестве объекта исследования выбрано рабочее колесо компрессора высокого давления типа ЕЗЕ с 29-ю лопатками фирмы Rolls-Royce. При проектировании данного колеса возникали проблемы с разрушениями лопаток на эксплуатационных оборотах ротора. В этой связи, автором сделан анализ чувствительности частот колебаний и предложен вариант воздействия на резонансные частоты, позволивший уйти от опасных режимов работы. Общий вид рабочего колеса и одного сектора и КЭМ сектора представлены на Рисунке 21. Основные механические характеристики диска с лопатками имеют вид: материал роторного колеса - титан, модуль Юнга – $1,201 \cdot 10^5$ Н/мм², плотность – 4637 кг/м³, коэффициент Пуассона – 0,26.

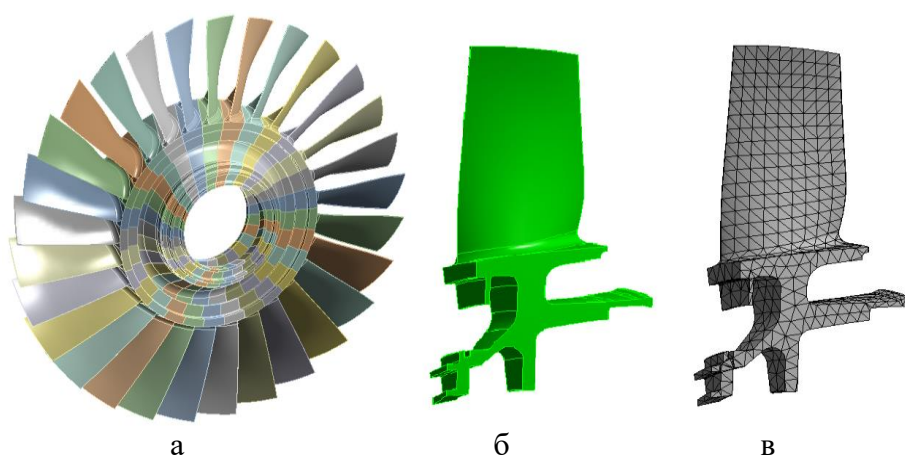


Рисунок 21 – Рабочее колесо фирмы Rolls-Royce

(а, общий вид; б, вид одного сектора; в, конечноэлементная модель сектора)

Исследование чувствительности реального рабочего колеса позволяет определить области самого большого влияния изменения массы лопаток на собственные частоты колебаний при резонансах. Рисунок 22 показывает точки минимальной (синяя точка) и максимальной (красная точка) чувствительности влияния частоты колебаний от места расположения массы. Для первой и второй формы колебаний минимальная чувствительность частоты к изменению массы лопатки находятся на периферии пера лопатки в зоне входной кромки. В случае дополнительной массы в корне лопатки получим максимальное значение чувствительности собственной частоты всех форм колебаний.

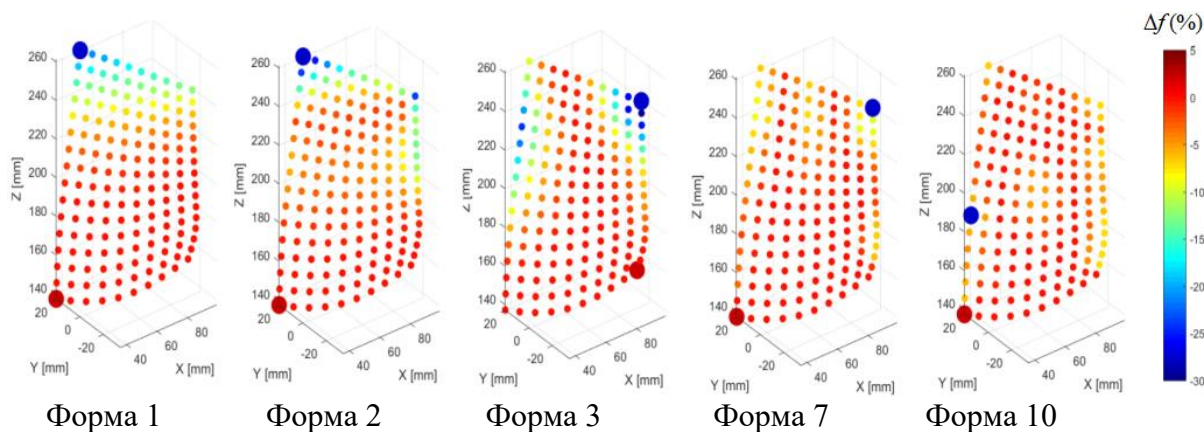


Рисунок 22 – Расчет анализа чувствительности на изменение массы лопатки Rolls – Royce

На следующем этапе исследования проанализированы два типа распределения массы лопаток по ободу рабочего колеса. Первый, с одинаковым значением дополнительных масс 2,11 г присоединенных на левой периферии лопаток в синей точке, второй, с дополнительной массой 5,0 г также на левой периферии пера (Рисунок 22, форма 1). Таблица 5 показывает результаты расчета долговечности колеса с расстройкой параметров, вызванной разной массой лопаток в сравнении с экспериментом, выполненным лично автором во время стажировки в БТУ. Данная конструкция рабочего колеса нагружалась распределенной единичной нагрузкой при числе сопел $z=29$. Рассмотрен режим разгона лопатки с угловой скоростью вращения 100 (1/с) в течение 5 с. Рисунок 23 показывает расчет долговечности облопаченного диска компрессора Rolls-Royce с разными дополнительными массами от возмущающей динамической нагрузки. Из результатов видно, что наибольшей долговечностью обладает колесо, у которого дополнительные массы по 2,11 г присоединены ко всем лопаткам (тип 1). В случае с дополнительной массой 5,0 г, приводящей к максимальной расстройке лопаток, получаем снижение долговечности (тип 2).

Таблица 5 – Результаты расчета долговечности с расстройкой параметров (в циклах)

Форма колебаний	Тип 1		Тип 2	
	Собственные частоты (Гц)			
	МКЭ	Эксп.	МКЭ	Эксп.
1	387,55	399,44	353,24	354,71
2	1141,2	1247,8	983,70	1001,9
3	1735,9	1697,2	1678,8	1487,3
7	4230,2	4380,5	4163,1	3466,5
10	6237,0	6380,0	6189,3	6046,9
Долговечность	$1,6694 \cdot 10^6$		$1,3532 \cdot 10^6$	

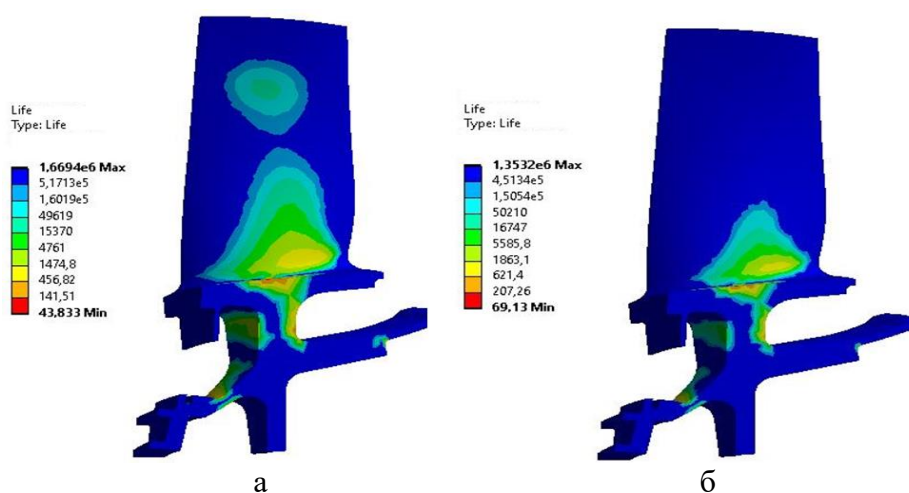


Рисунок 23 – Расчет долговечности рабочего колеса Rolls-Royce с разными массами (а, тип 1; б, тип 2)

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

1. Разработан комплекс математических моделей и методик численно-экспериментального анализа для прогнозирования усталостной долговечности основных роторных деталей, включающий в себя решение задач статики, собственных и вынужденных колебаний, чувствительности и ресурсных характеристик.

2. Создан специализированный комплекс оригинальных программ, ориентированный на персональные ЭВМ и прошедший широкую апробацию на роторных деталях академических и реальных рабочих колес роторов.

3. Выполнен численный анализ: статического НДС, свободных и вынужденных колебаний, чувствительности и усталостной долговечности лопаток и рабочих колес турбин на эксплуатационных режимах работы, для которых решение на уровне классических подходов невозможно или проблематично.

4. Проведены расчетные и экспериментальные исследования влияния преднамеренной расстройки на статические, динамические характеристики и долговечность рабочих колес турбомашин, выполнена оценка долговечности роторных деталей турбомашин от варьирования геометрических характеристик с учетом преднамеренной блочной расстройки.

5. Разработана, предложена и верифицирована математическая модель оптимизация введения преднамеренной расстройки для получения конструкций роторных элементов турбомашин с повышенным ресурсом.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в рецензируемых научных изданиях, рекомендованных ВАК по научной специальности 1.2.2 (технические науки)

1. **Нгуен, В.В.** Математическое моделирование и его применение в преднамеренной расстройке параметров и оптимизации ресурсных характеристик турбомашин / В.В. Нгуен, О.В. Репецкий // Информационные и математические технологии в науке и управлении. - 2022. - № 2(26). - С. 24-30.

2. **Нгуен, В.В.** Прогнозирование и оптимизация усталостной долговечности осевого облопаченного диска с преднамеренной расстройкой / В.В. Нгуен, О.В. Репецкий // Информационные и математические технологии в науке и управлении. - 2022. - № 3(27). - С. 204-212.

Статьи в изданиях, рекомендованных ВАК по прочим специальностям

3. **Нгуен, В.В.** Численный анализ прочностных характеристик машиностроительных конструкций с расстройкой параметров / О.В. Репецкий, В.В. Нгуен // Вестник НГИЭИ. - 2019. - № 7 (98). - С. 27-38.

4. **Нгуен, В.В.** Анализ динамических характеристик элементов турбомашин / О.В. Репецкий, В.В. Нгуен // Вестник НГИЭИ. - 2020. - № 2 (105). - С. 5-17.

5. **Нгуен, В.В.** Анализ динамических характеристик облопаченных дисков турбомашин с преднамеренной расстройкой / О.В. Репецкий, В.В. Нгуен // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. - 2020. - № 62. - С. 61-70.

6. **Нгуен, В.В.** Исследования влияния расстройки параметров на долговечность рабочих колес турбомашин с учетом анализа чувствительности / О.В. Репецкий, В.В. Нгуен // Вестник НГИЭИ. - 2020. - № 10 (113). - С. 5-16.

7. **Нгуен, В.В.** Численное исследование преднамеренной расстройки при вариациях толщины лопаток энергетических турбомашин / О.В. Репецкий, В.В. Нгуен // Вестник НГИЭИ. - 2021. - № 8 (123). - С. 44-56.

8. **Нгуен, В.В.** Численное исследование преднамеренной расстройки параметров при сверлении отверстий в лопатках энергетических турбомашин / О.В. Репецкий, Д.К. Хоанг, В.В. Нгуен // Вестник НГИЭИ. - 2021. - № 12 (127). - С. 17-34.

9. **Нгуен, В.В.** Численный анализ динамики и долговечности элементов ротора газотурбинного двигателя / И.Н. Рыжиков, О.В. Репецкий, В.В. Нгуен // iPolytech Journal. - 2022. - Т. 26. - № 2. - С. 173-183.

Статьи в изданиях, индексируемых в Web of Science и Scopus

10. **Nguyen, V.V.** Development of mathematical models for the numerical analysis of durability and increase the reliability elements of turbomachines with various types of mistuning on bladed disks / O.V. Repetckii, V.V. Nguyen, I.N. Ryzhikov // Proceedings of the International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies (FarEastCon). - 2020. - P. 9271298.

11. **Nguyen, V.V.** Numerical research of vibrational characteristics for compressor bladed disks of an energy turbomachine with intentional mistuning of blades / O.V. Repetckii, V.V. Nguyen // Proceedings of the International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies (FarEastCon). - 2020. - P. 9271298.

12. **Nguyen, V.V.** Dynamics of turbomachine impellers using sensitivity functions / O.V. Repetckii, V.V. Nguyen // Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020). - 2020. - P. 581-588.

13. **Nguyen, V.V.** Effect of intentional mistuning on dynamic characteristics of an energy turbomachine bladed disk / O.V. Repetckii, V.V. Nguyen // Journal of Physics: Conference Series. International Conference on Automatics and Energy (ICAE 2021). - 2021. - P. 012012.

14. **Nguyen, V.V.** Numerical analysis of dynamics and fatigue life of the turbomachine impeller with mistuning / I.N. Ryzhikov, O.V. Repetckii, V.V. Nguyen // Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021). - 2021. - P. 682-689.

15. **Nguyen, V.V.** Numerical and experimental research of intentional mistuning of an academic bladed disk using sensitivity analysis / O.V. Repetckii, V.V. Nguyen, B. Beirow // Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021). - 2021. - P. 663-671.

16. **Nguyen, V.V.** Sensitivity analysis regarding the impact of intentional mistuning on blisk vibrations / O.V. Repetckii, V.V. Nguyen, B. Beirow // Proceedings of the International Conference on Wave Mechanics and Vibrations (WMVC 2022). - 2022. - P. 408-415.

Статьи в других научных изданиях

17. **Нгуен, В.В.** Обзор по исследованию расстройки (mistuning) и анализу вибрационных характеристик дисков с лопатками (blisk) / О.В. Репецкий, В.В. Нгуен // Байкальский Вестник DAAD. - 2018. - № 1. - С. 40-56.

18. **Нгуен, В.В.** Математическое моделирование ресурсных характеристик турбомашин с использованием численных методов и комплекса программ / О.В. Репецкий, В.В. Нгуен // Журнал “Актуальные вопросы аграрной науки”. ИрГАУ. - 2018. - №.28. - С. 56-63.

19. **Нгуен, В.В.** Исследование методов внесения специальной расстройки в лопатках энергетических и транспортных турбомашин для снижения динамических напряжений и увеличения ресурса / О.В. Репецкий, В.В. Нгуен, Б. Байроу // В сборнике: Климат, экология, сельское хозяйство Евразии Материалы VIII международной научно-практической конференции. - 2019. - С. 57-64.

20. **Нгуен, В.В.** Анализ силового реагирования облопаченных дисков энергетических и транспортных турбин от расстройки параметров / О.В. Репецкий, В.В. Нгуен, Б. Байроу // В сборнике: Климат, экология, сельское хозяйство Евразии Материалы VIII международной научно-практической конференции. - 2019. - С. 43-51.

21. **Нгуен, В.В.** Разработка математических моделей и развитие численно-экспериментальных методов исследования влияния расстройки параметров рабочих колес турбомашин с помощью анализа чувствительности / О.В. Репецкий, В.В. Нгуен // Байкальский Вестник DAAD. - 2019. - № 1. - С. 108-123.

22. **Нгуен, В.В.** Обзор исследования преднамеренной расстройки в прочном анализе роторов турбомашин / О.В. Репецкий, В.В. Нгуен // Байкальский Вестник DAAD. - 2020. - № 1. - С. 87-97.

23. **Нгуен, В.В.** Расчетно-экспериментальный анализ прочностных характеристик роторов турбомашин с учетом аэродинамического влияния / О.В. Репецкий, В.В. Нгуен, Д.К. Хоанг, В.Б. Чан // Байкальский Вестник DAAD. - 2020. - № 1. - С. 9-18.

24. **Нгуен, В.В.** Численно-экспериментальное исследование колебаний лопаток турбомашин с учетом анализа чувствительности / В.В. Нгуен, О.В. Репецкий // В сборнике: Научные исследования и разработки к внедрению в АПК. Материалы международной научно-практической конференции молодых ученых «Научные исследования и разработки к внедрению в АПК», ИрГАУ. - 2020. - С. 337-344.

25. **Нгуен, В.В.** Компьютерное моделирование динамических характеристик и чувствительности роторов энергетических и транспортных турбомашин / О.В. Репецкий, В.В. Нгуен // Актуальные вопросы аграрной науки. ИрГАУ. - 2020. - № 36. - С. 67-73.

26. **Нгуен, В.В.** Обзор численно-экспериментального исследования прочностных характеристик высоконагруженных элементов радиальных роторов энергетических и транспортных турбомашин / О.В. Репецкий, В.В. Нгуен, Д.К. Хоанг // Байкальский Вестник DAAD. - 2021. - № 1. - С. 5-28.

27. **Нгуен, В.В.** Результаты численного исследования преднамеренной расстройки при разных вариантах скоса верхней кромки лопаток энергетических турбомашин / О.В. Репецкий, В.В. Нгуен // В сборнике: Актуальные вопросы инженерно-технического и технологического обеспечения АПК. - 2021. - С. 125-134.

28. **Нгуен, В.В.** Анализ вынужденного отклика облопаченных дисков турбомашин с учетом преднамеренной расстройки / О.В. Репецкий, В.В. Нгуен // Байкальский Вестник DAAD. - 2021. - № 1. - С. 47-80.

29. **Нгуен, В.В.** Оптимизация долговечности осевых рабочих колес турбомашин с учетом преднамеренной расстройки при геометрических изменениях лопаток / О.В. Репецкий, В.В. Нгуен // Материалы Всероссийской научно-практической конференции «Проблемы и перспективы устойчивого развития агропромышленного комплекса». ИрГАУ. - 2022. - С. 101-108.

30. **Нгуен, В.В.** Исследование ресурсных характеристик механических систем на примере реального рабочего колеса турбомашин с учетом чувствительности / В.В. Нгуен // Сборник научных тезисов очно-заочной научно-практической конференции посвященной Дню Российской науки. Молодежный: Изд-во Иркутский ГАУ. - 2023. - Т. 1. - С. 53-54.

Свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ

31. Репецкий, О.В., **Нгуен, В.В.** Программа для расчета чувствительности колебаний лопаток рабочего колеса турбомашин. Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № 2020615564 от 26.05.2020.

32. Репецкий, О.В., **Нгуен, В.В.** Программа для анализа многоциклового усталости и расчета долговечности роторных элементов с учетом чувствительности и расстройки от изменения масс (BLISK_SENLIFE). Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № 2021612208 от 12.02.2021.