

На правах рукописи



МИЛОВ АЛЕКСАНДР ЕВГЕНЬЕВИЧ

**КОНТАКТНАЯ ЗАДАЧА ДИНАМИКИ СБОРНЫХ РОТОРОВ
ТУРБОМАШИН**

Специальность 01.02.06 – “Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры”

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Иркутск – 2007

Работа выполнена на кафедре самолетостроения и эксплуатации авиационной техники в ГОУ ВПО «Иркутский государственный технический университет».

Научный руководитель: доктор технических наук, доцент
Пыхалов Анатолий Александрович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Лукьянов Анатолий Валерианович

кандидат физико-математических наук, доцент
Поляков Михаил Михайлович

Ведущая организация: Иркутский научно-исследовательский и
конструкторский институт химического
и нефтяного машиностроения
ОАО «ИркутскНИИхиммаш», г. Иркутск

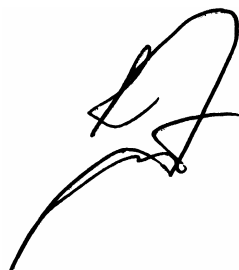
Защита состоится « 28 » июня 2007 г. в 10⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 218.004.02 в Иркутском государственном университете путей сообщения, расположенном по адресу: 664074 г. Иркутск, ул. Чернышевского, 15.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Иркутского государственного университета путей сообщения.

Отзыв на автореферат, заверенный печатью организации, просим направлять по указанному адресу.

Автореферат разослан « 28 » мая 2007 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 218.004.02,
доктор технических наук, профессор



С. К. Каргапольцев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Совершенствование современных турбомашин идет по пути дальнейшего увеличения удельных мощностей, при одновременном ужесточении требований по надежности и ресурсу. Решение этих проблем сопровождается применением принципов многокаскадности, модульности, усложнением геометрических форм и других мероприятий, предполагающих использование в конструкциях турбомашин роторов сборного типа. Конструктивно-технологический фактор сборки решает проблему компоновки турбомашин, однако ротор сборного типа имеет в значительной степени более сложные свойства жесткости по сравнению со своим гипотетическим монолитным аналогом.

В сборном роторе, наряду с конструкционной жесткостью отдельных деталей, существует жесткость контактная, под которой понимается свойство односторонней сопротивляемости стыков сборной конструкции деформированию под действием рабочих нагрузок. Величины контактных сил сопротивления зависят как от внешних воздействий, так и от дополнительных нагрузок, определяемых условиями сопряжений деталей: посадками с натягом (зазором), усилиями стягивания и другими факторами.

Проблема в том, что по экспериментальным данным, представленным в работах Э. В. Рыжова, З. М. Левиной, С. В. Пинегина и др., контактные деформации сборной конструкции могут составлять 80% и более от величин ее общих деформаций. Кроме того, контактная жесткость ротора изменяется в процессе его рабочего нагружения.

Изложенные обстоятельства отражаются на динамических характеристиках сборного ротора. Получение достаточно точной оценки этих характеристик является одной из важных и сложных задач анализа работоспособности и долговечности турбомашин.

Существующие подходы в проектировании и создании сборных роторных систем основаны на исследовании их реальных физических прототипов, где определяющее значение отводится данным натурных испытаний и последующей работе в условиях доводки опытных образцов.

Использувавшиеся до недавнего времени подходы в теоретическом анализе роторной динамики строились на концепции монолитного аналога.

В настоящее время широко используется метод модификации монолитного аналога путем установки пружин с подбираемой жесткостью в местах контактов. Применение этих пружин в местах сопряжений деталей имеет два существенных недостатка: - пружина обеспечивает двухстороннюю связь, что некорректно по отношению к стыку; - жесткости пружин подбираются на основе отдельного расчета или результатов натурных испытаний и не меняются в зависимости от эксплуатационных нагрузок, тогда как в действительности условия сопряжений деталей в процессе нагружения изменяются.

Недостатком представленных методов проектирования, наряду с высоким уровнем материальных и временных затрат, является низкий уровень информативности о работоспособности сборного ротора, в особенности на начальных стадиях его создания. С чем связан, например, риск принятия ошибочных

конструктивно-технологических решений, в особенности для таких энергоемких и сложных механических систем, как авиационный газотурбинный двигатель.

Дальнейшее повышение адекватности теоретического анализа роторной динамики возможно с применением высокоэффективных численных методов, в частности метода конечных элементов (МКЭ), и решением контактной задачи механики твердого деформируемого тела. В этом случае, наряду со сложностью конструктивных форм сборного ротора и внешнего воздействия, моделируются условия контактных сопряжений деталей, а также изменение этих условий в процессе возрастания (убывания) рабочей нагрузки.

Цель работы: реализация на основе МКЭ уточненной математической модели динамики сборных роторов турбомашин, позволяющей учесть сложные условия сопряжений деталей и изменения этих условий под внешним силовым и температурным воздействиями, за счет решения контактной задачи механики твердого деформируемого тела.

Основная идея работы: решение контактной задачи механики твердого деформируемого тела при анализе динамики сборного ротора, позволяющее моделировать любые конструкции сопряжений деталей.

Для достижения поставленной цели в работе **решаются задачи:**

1. Реализовать на основе МКЭ в полярной цилиндрической системе координат уточненную математическую модель динамического поведения сборного ротора с решением контактной задачи механики твердого деформируемого тела.
2. Провести разработку, программную реализацию и отладку алгоритмов выше представленной математической модели.
3. На основе замкнутых аналитических решений, а также имеющихся результатов натурных испытаний, исследовать достоверность численного решения МКЭ.
4. Разработать конечно-элементные (КЭ) модели реального сборного ротора авиационного газотурбинного двигателя (ГТД).
5. Провести численное исследование динамики реального ротора на трех его КЭ моделях: монолитной; монолитной, с пружинами подбираемой жесткости на сопрягаемых поверхностях; и сборной, с контактными элементами.
6. Сформулировать конструктивные рекомендации по улучшению динамических характеристик роторов сборного типа.

Методы исследования. Основные результаты работы получены с применением численного решения МКЭ. Зависимости МКЭ построены в полярной цилиндрической системе координат. Контактная задача расчета НДС сборной конструкции ротора решается с использованием модифицированного подхода в методе перемещений теории твердого деформируемого тела. Моделирование контактного взаимодействия деталей осуществляется посредством специального конечного элемента, реализующего решение вариационного неравенства методом штрафных функций. Решение уравнения динамики движения сборного ротора построено на основе шагового метода интегрирования Ньюмарка. Решение глобальной системы алгебраических уравнений осуществляется прямым методом Холецкого, адаптированным для работы с разреженными матрицами.

Для разработки программного модуля, реализующего выше представленный анализ и его составляющие, использован алгоритмический язык Fortran и

персональный компьютер на базе процессора Pentium IV. Подготовка КЭ моделей, куда входят: геометрическая и дискретная модели объекта, данные по внешним воздействиям и другие параметры; а также интерпретация и обработка результатов анализа, проведены с использованием программного комплекса MSC.Patran. Дополнительное тестирование разработанных математических моделей физических задач и реализованных для них алгоритмов, проведено с использованием программного комплекса MSC.Nastran. Эти комплексы предоставлены учебно-научным центром Иркутского государственного технического университета (ИрГТУ), лицензия ЕС 1916 от 19.08.1998 IrGTU.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1. Программно реализована, на основе МКЭ, уточненная математическая модель, позволяющая проводить анализ динамики роторов сборного типа с учетом контактного взаимодействия деталей, работающих в условиях сложного многофакторного силового и температурного воздействий.
2. Разработан способ моделирования болтовых соединений сборных роторов адекватно редуцирующий размерность динамической задачи МКЭ с повышением скорости вычислительного процесса.
3. Разработана методика подбора ускорения раскрутки ротора при моделировании переходного процесса прохождения им критической частоты вращения, реализующая возможность моделирования медлительного физического процесса раскрутки посредством шагового численного интегрирования с применением МКЭ.
4. Расчетным путем получены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) и картина движения сборного ротора при вынужденных колебаниях, с учетом сложных условий сопряжений деталей и изменением этих условий в процессе рабочего нагружения; выявлено, что расчет динамических параметров ротора сборного типа без учета его контактной жесткости может давать погрешность более **50%**.
5. На основе проведенных исследований сформулирован ряд конструктивных рекомендаций по улучшению динамических характеристик сборных роторов.

Достоверность полученных результатов обеспечена применением расчетно-аналитической базы, отвечающей современному уровню развития и совершенствования турбомашин. Достоверность численного решения доказывается высокими характеристиками сходимости с аналитически замкнутым решением, а так же относительно имеющихся результатов натурных испытаний.

Практическая значимость работы заключается в реализации уточненной математической модели в виде вычислительной программы, позволяющей проводить: - анализ динамики концептуально сборных роторов турбомашин; -численные исследования компоновочных решений, влияющих на общий уровень вибраций турбомашин.

Это дает возможность повысить надежность работы сборных роторов, увеличить их долговечность и удельную мощность, сократить временные и материальные затраты на доводку изделия. Также на основе вычисляемых динамических параметров сборного ротора возможно качественное и количественное толкование результатов натурных испытаний.

Предложенный подход к решению контактной задачи позволяет моделировать сборные конструкции роторов с неограниченным количеством независимых пар контактных поверхностей, имеющих различные условия сопряжений (посадки с натягом или зазором, усилия стягивания), а также изменения этих условий в процессе внешнего силового и температурного воздействий.

Разработанный способ моделирования сборных болтовых соединений позволяет значительно уменьшать размерность динамической задачи МКЭ (редуцировать степени свободы КЭ модели) за счет применения различных типов конечных элементов (КЭ): объемных - для моделирования деталей ротора, и балочных - для стяжных элементов. При этом повышение скорости вычислительного процесса не сопровождается ущербом для адекватности моделей.

Представленная методика подбора моделируемого ускорения раскрутки ротора позволяет определять величину этого ускорения, отвечающую требованиям приемлемого, с практической точки зрения, компьютерного времени расчета и максимальному приближению АЧХ переходного процесса к АЧХ установившихся стационарных режимов частот вращений. Реальный физический процесс раскрутки ротора является слишком медлительным для моделирования посредством шагового численного интегрирования с применением МКЭ - компьютерное время решения задачи оказывается слишком большим для ее практической реализации (может исчисляться неделями и месяцами).

Результаты, полученные в работе, использованы в процессе реального проектирования роторов ГТД и внедрены в НТЦ имени А. Люльки НПО "Сатурн", г. Москва.

На защиту выносятся следующие основные положения работы:

1. Уточненная математическая модель для анализа динамики сборных роторов турбомашин, включающая:
 - реализацию шести типов конечных элементов (объемного, контактного, балочного, невесомой пружины, сосредоточенной массы, вязкого демпфера);
 - реализацию алгоритма решения глобальной системы алгебраических уравнений равновесия, адаптированного для работы с разреженными матрицами;
 - учет граничных условий, моделирования стационарных (инерционных, температурных) и динамических (дисбалансных) нагрузок, внутренних нагрузок контактных взаимодействий деталей и условий их сопряжений (отслеживание изменений этих условий в ходе рабочего нагружения);
 - моделирование эффектов демпфирования; моделирование дополнительной жесткости ротора, прецессирующего в поле центробежных сил;
2. Результаты анализа динамических характеристик реального сборного ротора авиационного ГТД в сравнении с его модельными аналогами, выявляющие неадекватность использования монолитных моделей для анализа динамики роторов сборного типа.
3. Доказательство невозможности улучшения динамических характеристик сборного ротора по изгибным формам колебаний, относительно базовой конструкции, путем подбора упругостей опор.

Апробация работы. Основные результаты выполненных исследований и разработок представлялись и обсуждались на: традиционных научно-технических

конференциях ИрГТУ в 2003 - 2007 г.г.; выставках “Инновации для экономики и социальной сферы”, проходивших в выставочном центре “Сибэкспоцентр” г. Иркутск, 2005, 2007 г.г.; Всероссийских конкурсах Министерства Образования РФ на лучшую научную студенческую работу года (первые места в 2003, 2004 г.г. по разделам “Авиация, авиастроение, воздушный транспорт” и “Математическое моделирование”); Всероссийском конкурсе выпускных квалификационных работ Совета УМО ВУЗов РФ по образованию в области эксплуатации авиационной и космической техники (второе место в 2006 г.); VII-IX Всероссийских конференциях “Комплексные технологии виртуального моделирования и инженерного анализа”, проводимых международной корпорацией MSC.Software, г. Москва, 2004-2006 г.г. (доклады заняли первое и вторые места в конкурсном отборе докладов ведущих промышленных предприятий и научных организаций России и стран СНГ в номинации “Аэрокосмическая промышленность”); научно-практическом семинаре отдела прочности НТЦ им. А. Люльки НПО “Сатурн”, г. Москва, 2004 г.; научно-техническом семинаре НПО “Энергомаш” им. В. П. Глушко, г. Химки, 2006 г.; научно-методическом семинаре кафедры строительной механики МАДИ (ГТУ), г. Москва, 2006 г.; научно-методическом семинаре кафедры конструкции и проектирования двигателей МАИ (ГТУ), г. Москва, 2006 г.; научном семинаре НТЦ МКБ “Гранит”, г. Москва, 2006 г., расширенном заседании кафедры самолетостроения и эксплуатации авиационной техники ИрГТУ.

Личный вклад соискателя: все приводимые в работе результаты исследований получены автором лично. Отмечающиеся в тексте результаты других исследователей, а также результаты совместных исследований с соавторами, снабжены ссылками на соответствующие источники.

Публикации. Основные результаты работы освещены в 7 публикациях, в том числе: одна монография; одни тезисы доклада; 5 статей, из которых 2 опубликованы в центральных периодических изданиях. Личный вклад автора в опубликованные в соавторстве работы составляет не менее 50%.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из оглавления, списка сокращений, введения, четырех глав, заключения, библиографического списка из 156 наименований, и приложений. Объем работы - 174 страницы, включая 91 рисунок и 15 таблиц. Диссертация имеет приложение, содержащее акт внедрения результатов исследований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы исследования, определяются объект и предмет исследования, формулируется цель работы, задачи и методы их решения; приводятся выносимые на защиту положения и краткое содержание работы по главам.

В первой главе представлено состояние вопросов, связанных с решением контактной задачи механики твердого деформируемого тела при теоретическом анализе работоспособности роторных систем. Указаны основные принципы и методы проведения исследований.

Основополагающие работы по МКЭ принадлежат: О. Зенкевичу, К. Бате, Р. Галлагеру, Дж. Мак-Нилу, Е. М. Морозову, Л. Сегерлинд и другим.

В развитии подходов к решению контактной задачи деформируемого тела, с использованием МКЭ и других численных методов, известны работы исследователей: В. Я. Адлуцкого, В. М. Александрова, М. А. Алексидзе, Д. М. Барлама, М. В. Блоха, Л. В. Божковой, Ю. Е. Власенко, Б. А. Галанова, Галкиной Н. С., Ю. Б. Гнучий, Н. С. Можаровского, Е. Л. Нагиной, К. Н. Рудакова, Л. Б. Цвика, Б. А. Щеглова и других.

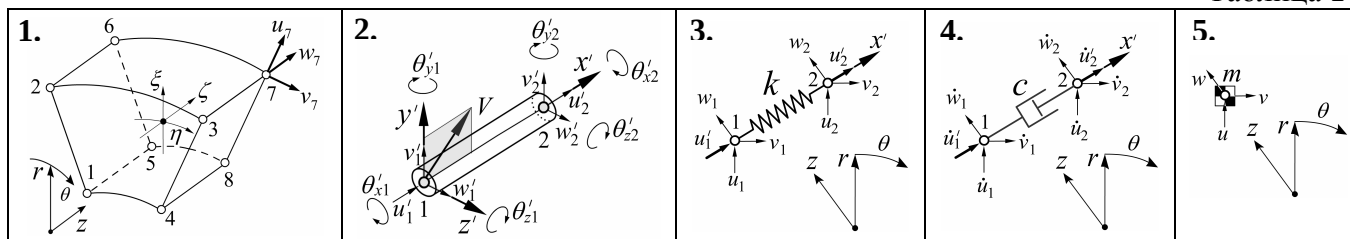
Вклад в научное направление общей теории динамики колебательных процессов в механических системах и роторной динамики в частности внесли: И. В. Ананьев, И. М. Бабаков, В. И. Бабицкий, В. Л. Бидерман, И. А. Биргер, Н. В. Григорьев, В. И. Гуляев, Дж. П. Ден-Гартог, Ф. М. Диментберг, А. С. Кельзон, М. Л. Кемпнер, А. Г. Костюк, Р. Е. Лампер, Ю. А. Митропольский, В. Я. Натанзон, Ю. И. Неймарк, Я. Г. Пановко, Г. С. Писаренко, Ю. А. Равикович, В. И. Симоновский, С. П. Тимошенко, А. Тондл, Т. Хаяси, Д. В. Хронин, Б. Ф. Шорр, Н. Г. Шульженко и другие.

Метод использования пружин в местах сопряжений при моделировании динамики сборных роторов описан в работах М. К. Леонтьева и других.

Из анализа литературных источников следует, что дальнейшее увеличение параметров работоспособности и надежности современных турбомашин невозможно без разработки эффективных методик исследования динамики роторов сборного типа с учетом сложных условий контактных сопряжений деталей и изменения этих условий под внешними эксплуатационными воздействиями.

Вторая глава посвящена математическому аппарату МКЭ, применяемому для моделирования сборного ротора и построенному на основе алгебраической сплайн аппроксимации и вариационно-энергетического принципа метода перемещений теории упругости. В главе представлены зависимости конечных элементов (КЭ), используемых в работе (табл. 1), основного - КЭ объемного НДС (1.) и вспомогательных КЭ: балочного (2.), невесомой пружины (3.), вязкого демпфера (4.), сосредоточенной массы (5.). Адаптация перечисленных конечных элементов для задачи моделирования ротора, заключается в применении полярной цилиндрической системы координат.

Таблица 1

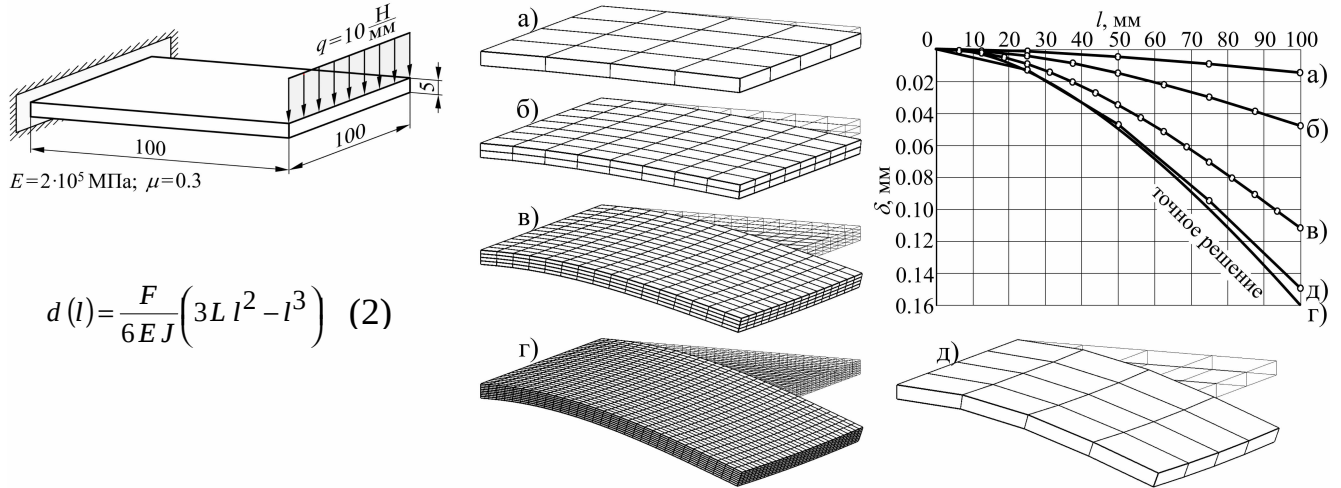


Особенностью КЭ объемного НДС является использование несовместных функций формы при аппроксимации перемещений:

$$u = \{N\}^T \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \mathbf{L} \\ u_8 \end{Bmatrix} + \{\bar{N}\}^T \begin{Bmatrix} u_9 \\ u_{10} \\ u_{11} \end{Bmatrix} ; \quad v = \{N\}^T \begin{Bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ \mathbf{L} \\ v_8 \end{Bmatrix} + \{\bar{N}\}^T \begin{Bmatrix} v_9 \\ v_{10} \\ v_{11} \end{Bmatrix} ; \quad w = \{N\}^T \begin{Bmatrix} w_1 \\ w_2 \\ \mathbf{L} \\ w_8 \end{Bmatrix} + \{\bar{N}\}^T \begin{Bmatrix} w_9 \\ w_{10} \\ w_{11} \end{Bmatrix} , \quad (1)$$

где $u_9, u_{10}, \dots, w_{11}$ - дополнительные степени свободы, определяющие более высокую степень интерполяции перемещений; $\{\bar{N}\}$ - вектор несовместных функций формы.

Несовместные функции формы повышают точность моделирования толстых пластин и оболочек данным КЭ, что позволяет сокращать число КЭ по толщине тонкостенных деталей ротора, таких как валы, полотна дисков, лопатки и др. . Анализ точности и сходимости численного решения проведен для основного КЭ объемного НДС на упругой задаче об изгибе толстых пластин, имеющей аналитическое решение, рис. 1.



$$d(l) = \frac{F}{6EJ} (3Ll^2 - l^3) \quad (2)$$

Рис. 1. Результаты расчета прогиба пластины на КЭ моделях с различной плотностью сетки:
а, б, в, г - конечный элемент с обычным набором функций формы;
д - конечный элемент с несовместными функциями формы

Также в главе рассмотрен алгоритм решения глобальной разреженной системы алгебраических уравнений равновесия.

Третья глава содержит описание математического аппарата решения контактной задачи, используемого для анализа динамики роторов сборного типа.

Решение задачи построено на основе модифицированного вариационно-энергетического подхода, реализуемого относительно невязки поля перемещений сопрягаемых поверхностей. Контактное взаимодействие деталей моделируется посредством специального двух узлового *контактного элемента сопряжения конструкции* - КЭСК (рис. 2, 3, 4).

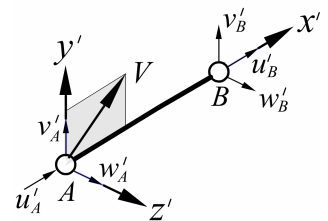


Рис. 2. КЭСК

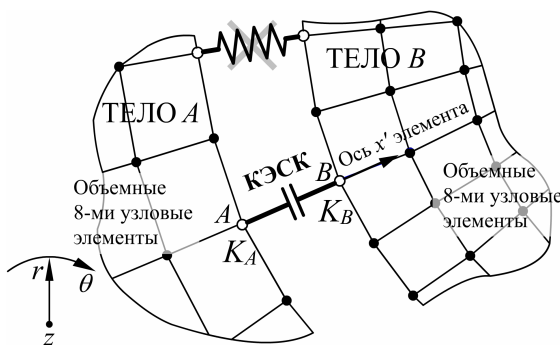


Рис. 3. Контакт двух тел

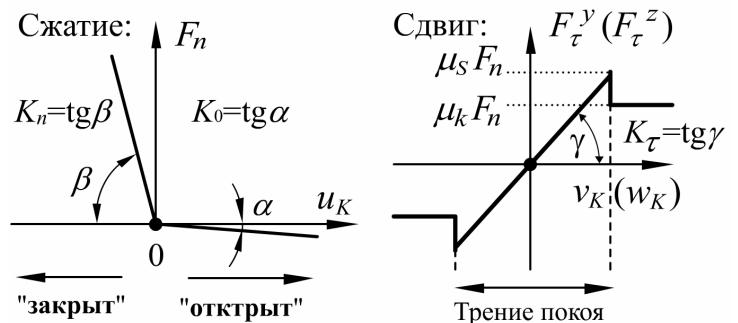


Рис. 4. Работа КЭСК в локальной системе координат

Алгоритм работы КЭСК базируется на принципе применения штрафной жесткости для его узлов, принадлежащих одновременно и сеткам контактирующих поверхностей деталей. Величина этой жесткости адаптирована соответственно фактора непроникновения деформируемых тел друг в друга,

определяемого условиями их сопряжений. Распределенные нагрузки представляются эквивалентными узловыми силами.

Энергия контактного взаимодействия:

$$A_K = \{d_K\}^T \{F_K\}, \quad (3)$$

Векторы невязок перемещений и контактных сил:

$$\{d_K\} = \begin{Bmatrix} u_K \\ v_K \\ w_K \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u'_B - u'_A + u_0 \\ v'_B - v'_A + v_0 \\ w'_B - w'_A + w_0 \end{Bmatrix}; \quad \{F_K\} = \begin{Bmatrix} F_n \\ F_t^y \\ F_t^z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_n & 0 & 0 \\ 0 & K_t^y & 0 \\ 0 & 0 & K_t^z \end{bmatrix} \{\delta_K\}, \quad (4)$$

где u_0, v_0, w_0 - начальные раскрытия контактного элемента (позволяют моделировать зазоры и натяги); K_n, K_t - величины нормальной и поперечной жесткости КЭСК.

В соответствии с невязками перемещений и контактными силами, работа КЭСК характеризуется тремя состояниями, табл. 2.

Таблица 2

“Открыт” - контактный стык расходится: $u_K > 0$	“Закрыт” с трением скольжения: $u_K \leq 0$; $\sqrt{(F_t^y)^2 + (F_t^z)^2} > F_n \sqrt{(m_s^y)^2 + (m_s^z)^2}$	“Закрыт” с трением покоя: $u_K \leq 0$; $\sqrt{(F_t^y)^2 + (F_t^z)^2} \leq F_n \sqrt{(m_s^y)^2 + (m_s^z)^2}$
$\tilde{K}' = \begin{bmatrix} K_0 & 0 & 0 \\ 0 & K_0 & 0 \\ 0 & 0 & K_0 \end{bmatrix}$	$\tilde{K}' = \begin{bmatrix} K_n & 0 & 0 \\ 0 & K_0 & 0 \\ 0 & 0 & K_0 \end{bmatrix}$	$\tilde{K}' = \begin{bmatrix} K_n & 0 & 0 \\ 0 & K_t^y & 0 \\ 0 & 0 & K_t^z \end{bmatrix}$
$\tilde{F}' = \begin{Bmatrix} F'_x \\ F'_y \\ F'_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$	$\tilde{F}' = \begin{Bmatrix} F'_x \\ F'_y \\ F'_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_0 K_n \\ -\text{sign}(\dot{v}_K) F_n \mu_k^y \\ -\text{sign}(\dot{w}_K) F_n \mu_k^z \end{Bmatrix}$	$\tilde{F}' = \begin{Bmatrix} F'_x \\ F'_y \\ F'_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_0 K_n \\ v_0 K_t^y \\ w_0 K_t^z \end{Bmatrix}$

где K_0 - малая величина жесткости, необходимая и достаточная для положительной определенности глобальной матрицы; m_s - коэффициент трения покоя; μ_k - коэффициент трения скольжения; K_n - величина большой (штрафной) жесткости в нормальном направлении; K_t - величина штрафной жесткости в поперечном направлении.

Общая схема модификации глобальной системы алгебраических уравнений контактным элементом имеет вид:

$$[K] + [K_K(d)] = \begin{bmatrix} \mathbf{L} & \mathbf{L} & \mathbf{L} & \mathbf{L} & \mathbf{L} \\ \mathbf{L} & +\tilde{K} & \mathbf{L} & -\tilde{K} & \mathbf{L} \\ \mathbf{L} & \mathbf{L} & \mathbf{L} & \mathbf{L} & \mathbf{L} \\ \mathbf{L} & -\tilde{K} & \mathbf{L} & +\tilde{K} & \mathbf{L} \\ \mathbf{L} & \mathbf{L} & \mathbf{L} & \mathbf{L} & \mathbf{L} \end{bmatrix}; \quad \{F\} + \{F_K(d, \mathbf{d})\} = \begin{Bmatrix} \mathbf{L} \\ \pm \tilde{F} \\ \mathbf{L} \\ \mathbf{m} \tilde{F} \\ \mathbf{L} \end{Bmatrix}, \quad (5)$$

где $\tilde{K}, \tilde{F}$ - матрицы узловых жесткостей и сил контактного элемента (табл. 2);

знаки “+” и “-” в (5) означают аддитивность (противоположность направлений) векторов контактных сил в КЭСК; многоточиями обозначены элементы матриц отдельных деталей.

Уравнение движения сборного ротора в матричной форме МКЭ имеет вид:

$$[M] \{\ddot{\mathbf{d}}\} + [C] \{\dot{\mathbf{d}}\} + \{F_H(d)\} + ([K] + [K_\Omega(n)] + [K_K(d)]) \{d\} = \{F_\Omega(n, t)\} + \{F_K(d, \mathbf{d})\}, \quad (6)$$

где $[M], [C], [K]$ - глобальные матрицы масс, вязкого демпфирования и жесткости (получаются прямым суммированием из матриц отдельных конечных элементов); $\{\ddot{\mathbf{d}}\}, \{\dot{\mathbf{d}}\}, \{d\}$ - глобальные векторы узловых ускорений, скоростей и перемещений; $[K_K(d)], \{F_K(d, \mathbf{d})\}$ - слагаемые, описывающие контактное взаимодействие деталей ротора; n - частота вращения ротора; $[K_\Omega(n)]$ - матрица дополнительной жесткости, обусловленной прецессионным движением ротора в поле центробежных сил; $\{F_H(d)\}$ - вектор сил внутреннего неупругого сопротивления движению (внутреннего демпфирования материалов деталей); $\{F_\Omega(n, t)\}$ - вектор внешних сил, зависящих от n и времени t (включает: центробежные силы инерции, динамические силы

неуравновешенных вращающихся масс, эквивалентные силы тепловых расширений от температурной нагрузки, эквивалентные силы давлений в полостях и на поверхностях ротора, динамические лопаточные нагрузки от неравномерностей газового потока, гидрогазодинамические нагрузки уплотнений и опор, и т. д.).

В такой постановке нелинейное уравнение движения сборного ротора (6) является нелинейным и не имеет аналитического решения. Решение представленного уравнения осуществляется одношаговым методом прямого численного интегрирования Ньюмарка.

Основной источник колебаний ротора это неуравновешенные силы инерции вращающихся масс (рис. 5). Степень неуравновешенности характеризуется радиальными e и угловыми χ эксцентриситетами. Задание эксцентриситетов в модели ротора производится посредством специального экстраполирующего элемента (рис. 6).

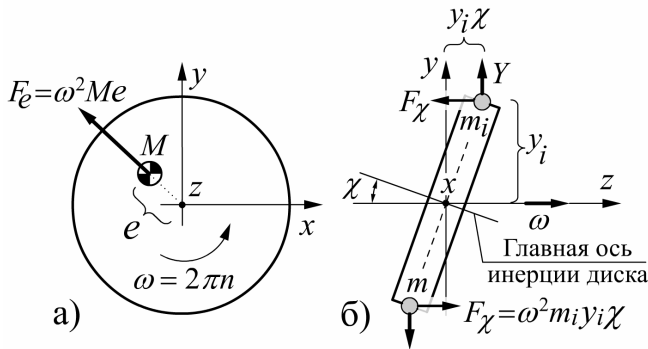


Рис. 5. Статический - а и динамический - б дисбалансы на примере диска

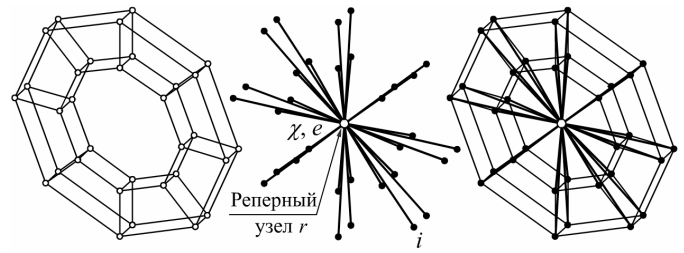


Рис. 6. Пример экстраполяции эксцентриситетов в КЭ модели диска

Вращающемуся ротору свойственно присутствие дополнительной неконструктивной жесткости, обусловленной прецессионным движением в поле центробежных сил (слагаемое $[K_{\Omega}(n)]$ в (6)). Результирующий момент от центробежной и Кориолисовой сил инерции, действующий на отдельный движущийся узел КЭ сетки, моделируется эквивалентным моментом осевой силы упругости. Матрица $[K_{\Omega}]$ для всей конечно-элементной области:

$$[K_{\Omega}] = \begin{bmatrix} \ddots & & & 0 \\ & 0 & & 0 \\ & & 0 & \\ 0 & & \Omega_i m_i (2\omega - \Omega_i) & \\ & & & \ddots \end{bmatrix}, \quad (7)$$

где Ω_i - угловая скорость прецессии i -го узла сетки (в случае, когда различные фрагменты ротора прецессируют с различными скоростями, угловая скорость Ω_i принимает индивидуальные значения для отдельных узлов КЭ сетки); m_i - масса i -го узла сетки; ω - угловая скорость вращения ротора.

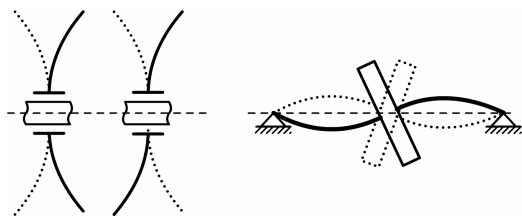


Рис. 7. Примеры динамических перемещений элементов ротора

Центробежная нагрузка и температурное воздействие вносят в картину деформирования движущегося ротора статические перемещения. Неконструктивная жесткость $[K_{\Omega}]$ должна оказывать влияние только на динамические, то есть носящие периодический характер, перемещения элементов ротора (рис. 7).

Для исключения влияния на статические перемещения дополнительной жесткости, используется известный прием модификации глобального вектора нагрузок силами, пропорциональными компенсируемым перемещениям (8):

$$([K] + [K_{\Omega}])\{d\} = \{F\} + \{F_{\Omega}\} + [K_{\Omega}]\{d_{\Omega}\}, \quad (8)$$

где жесткость $[K_{\Omega}]$ оказывает дополнительное влияние только на компоненты перемещений $\{d\}$ от нагрузок $\{F\}$. Компоненты перемещений $\{d\}$ от нагрузок $\{F_{\Omega}\}$ являются зависимыми только от жесткости $[K]$. Множитель $\{d_{\Omega}\}$ находится решением системы: $[K]\{d_{\Omega}\} = \{F_{\Omega}\}$.

Диссипативные силы, действующие на ротор при его движении, моделируются следующими основными видами демпфирования: местными эффектами вязкости упруго-демпферных опор (слагаемое $[C]\{\dot{d}\}$ в (6)), сухим трением в контактных элементах (табл. 2) и внутренними потерями материалов деталей (рис. 8).

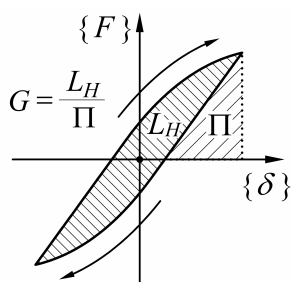


Рис. 8. Диаграмма внутренних потерь

Демпфирующие свойства материала оцениваются коэффициентом поглощения G . Внутренняя сила неупругого сопротивления вычисляется по формуле Е. С. Сорокина:

$$\{F_H(d)\} = \frac{G}{2p} [\Psi][K]\{d\}, \quad (9)$$

где $[\Psi]$ — матрица поворота на угол $p/2$.

Сборной конструкции ротора также может быть свойственен эффект рассеивания энергии в процессе соударений контактных поверхностей стыков деталей, испытывающих циклическое раскрытие и схлопывание. Последнее обстоятельство возможно при несинхронных и обратных прецессиях ротора (или при горизонтальном расположении, в поле сил тяжести).

Поскольку период действия динамических сил неуравновешенности равен периоду вращения ротора, естественно задавать шаг интегрирования Δt пропорциональным частоте вращения ротора.

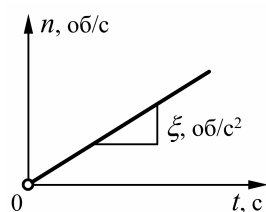


Рис. 9. Диаграмма раскрутки ротора

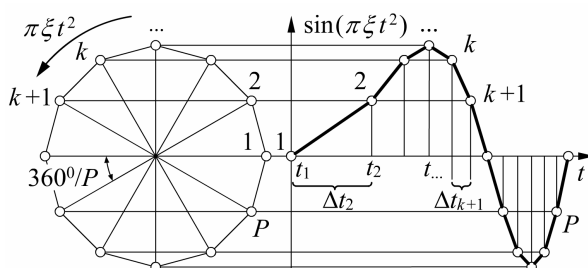


Рис. 10. Адаптация временного шага интегрирования

Охват интересующего диапазона частот вращения достигается равномерной раскруткой ротора с ускорением χ от состояния покоя (рис. 9). При заданном числе положений P полного оборота ротора, шаг

интегрирования из (10) соответствует повороту на одно положение (рис. 10).

$$\Delta t_{k+1} = \frac{1}{\chi} \left(\sqrt{n_k^2 + \frac{2\chi}{P}} - n_k \right), \quad t_{k+1} = t_k + \Delta t_{k+1}. \quad (10)$$

В главе представлена методика выбора исходных численных параметров для успешного решения задачи роторной динамики. В частности методика подбора ускорения раскрутки ротора χ (рис. 9). Доказывается достоверность численного решения, сравнением с аналитическими решениями для простейших виброударных систем и однодискового ротора на анизотропных опорах.

В четвертой главе последовательно описано численное исследование роторной динамики с решением контактной задачи на примере анализа реального сборного ротора авиационного ГТД (рис. 11).

Известно, что решение задачи динамики требует значительных вычислительных ресурсов. Точность результатов обеспечивается точностью аппроксимации жесткости и массы. Благодаря чему в динамических КЭ моделях допускается значительная идеализация геометрии.

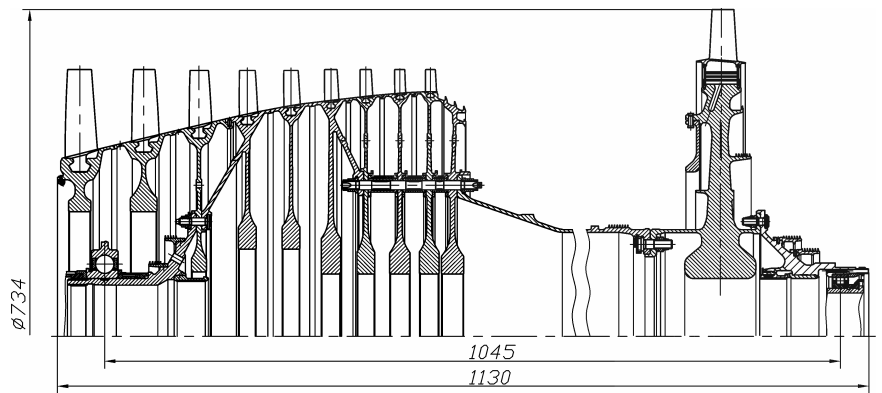


Рис. 11. Сборный ротор авиационного ГТД

На рис. 12 представлена динамическая КЭ модель сборного ротора.

Все детали ротора построены с использованием по толщине одного КЭ объемного НДС. Сетки сопрягаемых поверхностей деталей выполнены одинаковыми, с эквидистантным отстоянием друг от друга на величину 0.01 мм, что необходимо для расстановки и правильной ориентации КЭСК. Лопаточные венцы смоделированы эквивалентными системами, состоящими из невесомых стержней и точечных масс.

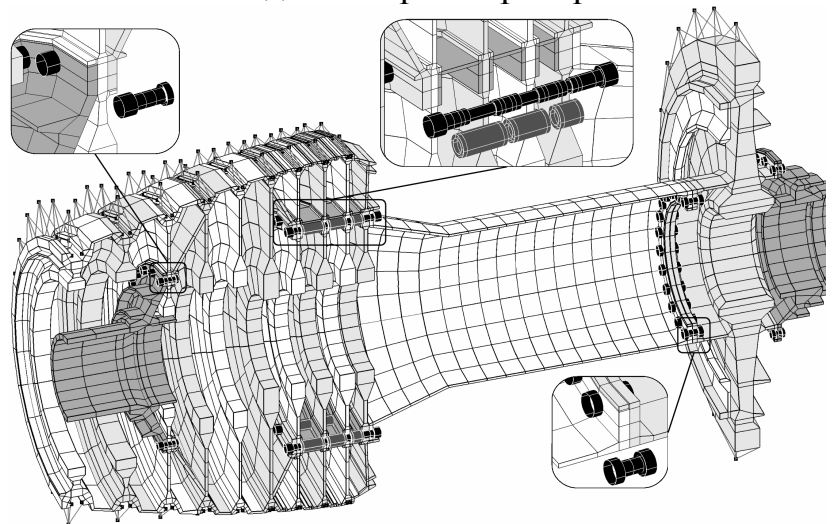


Рис. 12. Динамическая КЭ модель (половина) сборного ротора авиационного ГТД (56 598 степеней свободы, 1 968 контактных элементов, 31 контактная поверхность)

Особенностью представляемой модели ротора является использование балочных КЭ в болтовых соединениях. Пример моделирования фланцевого соединения (рис. 13) наглядно объясняет использование балочных элементов.

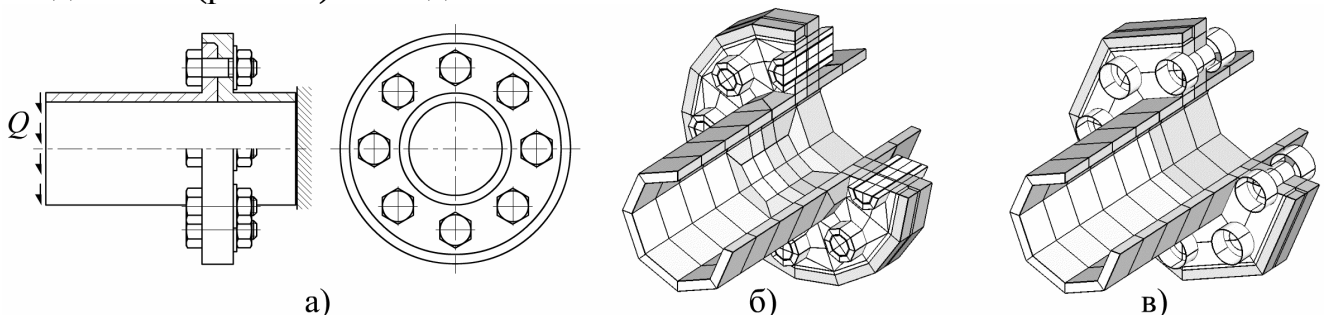


Рис. 13. Пример моделирования фланцевого соединения: а - общий вид; б - подробная нерегулярная сетка; в - редуцированная регулярная сетка с использованием балочных КЭ

Замкнутая окружность разбита по числу болтов таким образом, что ребра и узлы объемных КЭ в соответствующих местах совпадают с осями отверстий. Узел шляпки болта “сшит” по трем поступательным степеням свободы с совпадающим узлом на фланце, при этом вращательные компоненты балочного КЭ свободны. Остальные совпадающие узлы болта и фланцев “сшиты” в окружном и радиальном направлениях, в них свободны осевая-поступательная и вращатель-

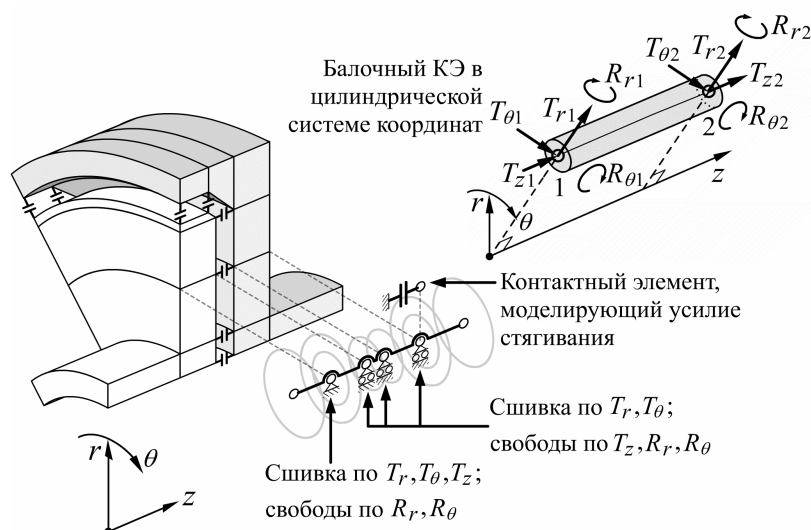


Рис. 14. Схема моделирования болтового соединения с использованием балочных КЭ

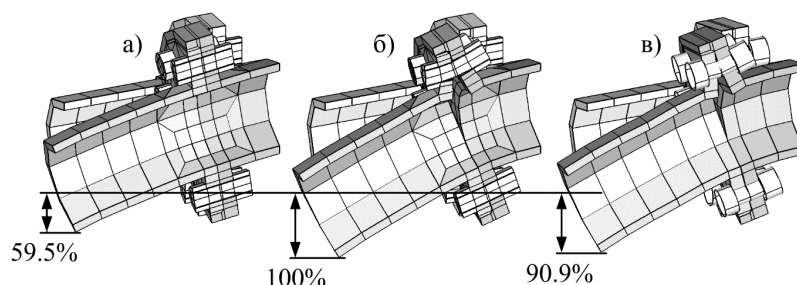


Рис. 15. Сравнение подходов к моделированию болтовых соединений: а - монолитная модель; б - сборная модель; в - сборная модель с балочными КЭ

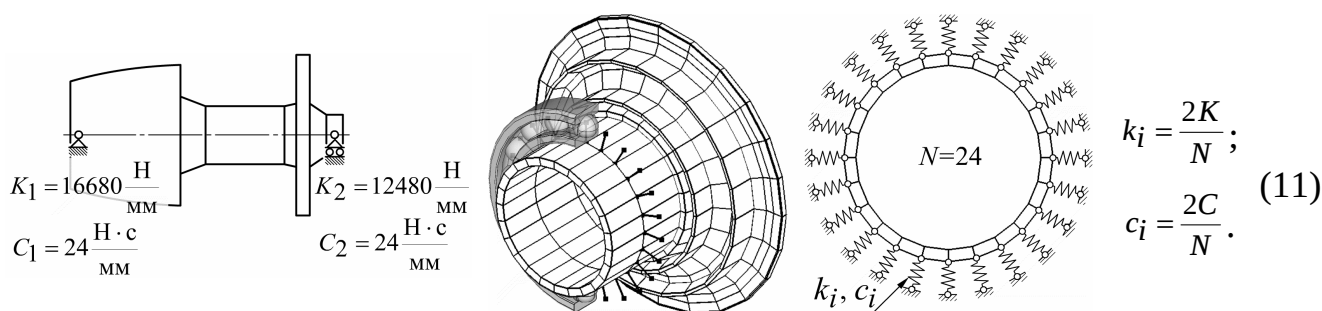


Рис. 16. Моделирование упруго-демпферных опор ротора

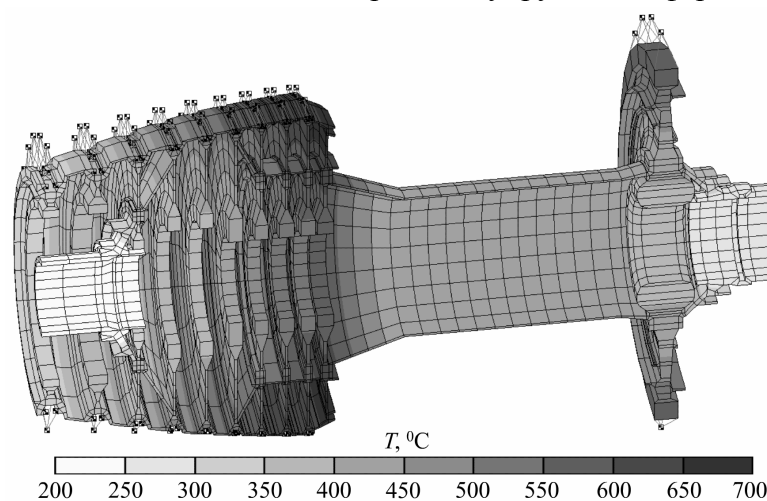


Рис. 17. Температурное воздействие

ные компоненты. Материалу балок, проходящих через фланцы, задана нулевая плотность. Усилие стягивания моделируется КЭСК-ом с отрицательным начальным раскрытием, установленным в месте контакта гайки и фланца (рис. 14).

По результатам расчета перемещений (рис. 15) видно, что модель с балочными КЭ несколько жестче подробной модели, поскольку не учитывает радиальной податливости болтовых отверстий, но при этом на порядок сокращается время счета.

Опоры ротора смоделированы эквивалентными системами вязко-упругих элементов, расположенными в плоскостях установки подшипников (рис. 16).

$$\begin{aligned} k_i &= \frac{2K}{N}; \\ c_i &= \frac{2C}{N}. \end{aligned} \quad (11)$$

Основным физико-механическим свойствам материалов деталей ротора заданы зависимости от температуры.

Температурное воздействие в динамическом анализе принято стационарным и смоделировано по экспериментальным данным максимального рабочего режима ГТД (рис. 17).

При проектировании роторных машин, отстояния критических частот вращения ротора

от рабочего диапазона, чаще всего добиваются подбором жесткостей опор.

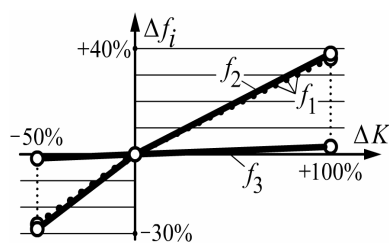


Рис. 18.

На основе решения задачи о собственных частотах колебаний, в главе доказывается невозможность улучшения динамических характеристик ротора по изгибным формам колебаний, относительно базовой конструкции, путем подбора жесткостей опор. На рис. 18 показано влияние изменения ΔK исходных жесткостей опор (рис. 16) на изменения трех первых собственных частот недемпфированных поперечных колебаний невращающегося ротора Δf_i .

Жесткости опор исследуемого ротора подобраны так, что его рабочий диапазон расположен между второй и третьей критическими частотами. Первая и вторая

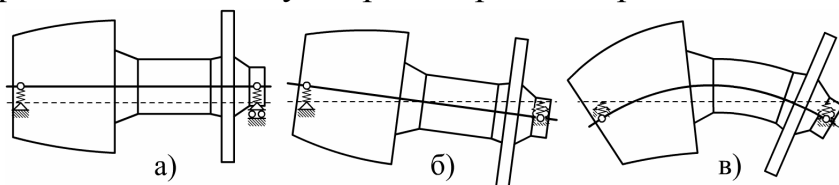


Рис. 19. Формы движения ротора, соответствующие критическим частотам вращения:
а - первой; б - второй; в - третьей

формы движения соответствуют цилиндрической и конической прецессиям, являющимся следствиями деформаций опор. Ротор ведет себя как абсолютно жесткое тело (рис. 19, а, б).

Наибольший интерес для исследования представляет третья форма (рис. 19, в), поскольку зависит от изгибной жесткости самого сборного ротора.

Возбуждение третьей формы осуществляется динамическими дисбалансами двух первых дисков компрессора и диска турбины (рис. 20).

Угловые эксцентриситеты χ_1, χ_2 вращаются в противофазе, обуславливая прямое синхронное прецессионное движение ротора. Они равны по величине и взяты из предположения осевого биения дисков $\pm 0.1\text{ мм}$ на радиусе 300 мм :

$$c_1 = -c_2 = \frac{0.1}{300} = 3.3 \cdot 10^{-4} \text{ рад}$$

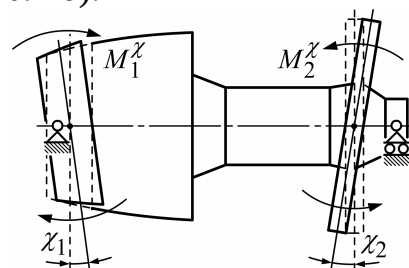


Рис. 20. Динамическое возбуждение

На рис. 21 представлена вычисленная форма движения сборного ротора в области третьей критической частоты вращения.

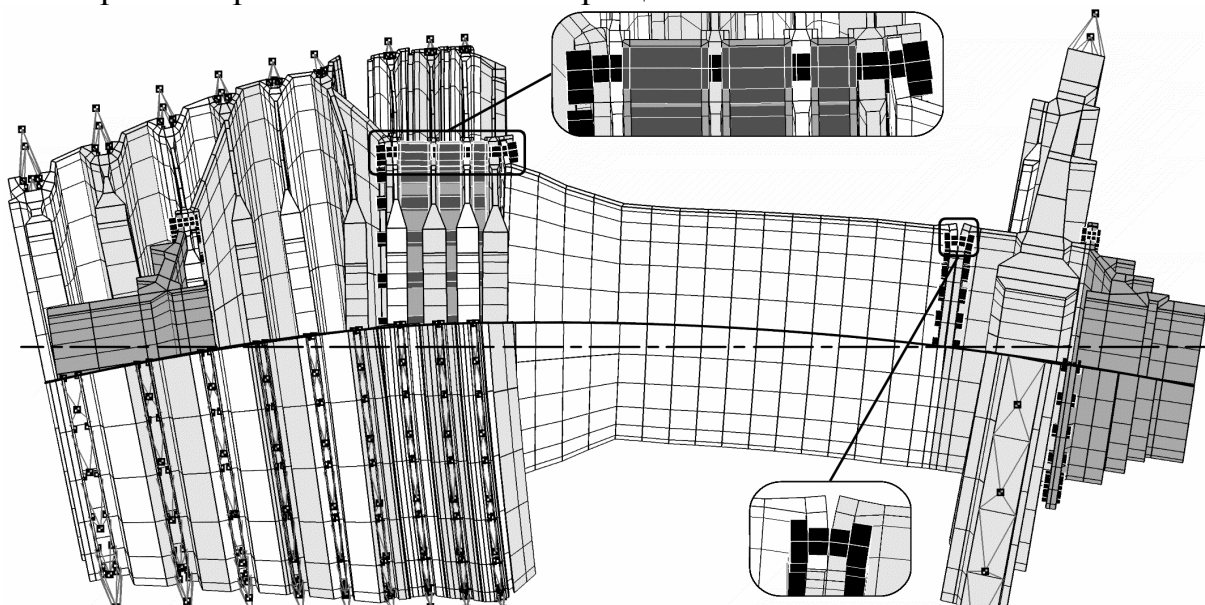


Рис. 21. Форма движения сборного ротора в области третьей критической частоты вращения

Исследование дисбалансного динамического поведения реального сборного ротора включило анализ трех его конечно-элементных моделей:

- 1) монолитной модели;
- 2) “сборной” модели с пружинами в местах контактов (табл. 1, поз. 3.);
- 3) сборной модели с контактными элементами - КЭСК-ами (рис. 12).

Сравнение трех результатов расчетов дает информацию о том, каким образом соотносятся АЧХ сборного ротора с АЧХ своих модельных аналогов. Главным изучаемым аспектом здесь является ответ на вопрос, в какой степени моделирование условий контактного сопряжения сборных узлов, уточняет вычисляемые динамические характеристики. Тем самым, обосновывается правомерность применения контактной задачи при анализе динамики сборных конструкций роторов турбомашин.

Первая (монолитная) модель получена из сборной (рис. 12) путем “сшивки” совпадающих узлов на контактируемых поверхностях, и не содержит КЭСК.

Вторая модель ротора, вместо КЭСК, содержит пружины. Жесткости пружин в ней подобраны так, что ее изгибная жесткость максимально приближена к жесткости сборной модели, содержащей КЭСК (рис. 22).

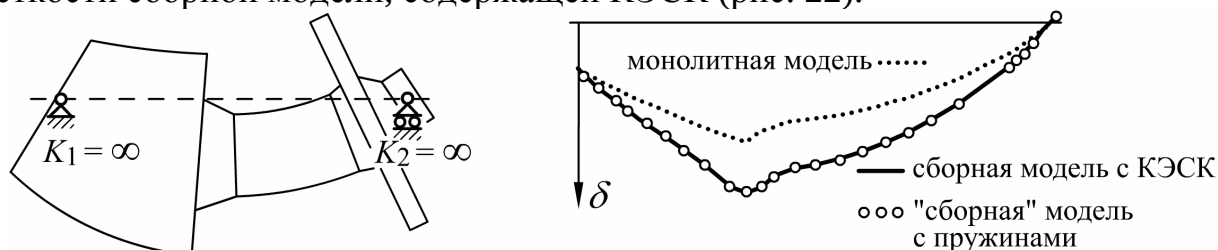


Рис. 22. Деформирование различных моделей ротора под действием сил тяжести

Естественно, что в модели с пружинами невозможно моделирование условий сопряжений (натягов и зазоров, усилий затяжек и т. д.) и их изменений.

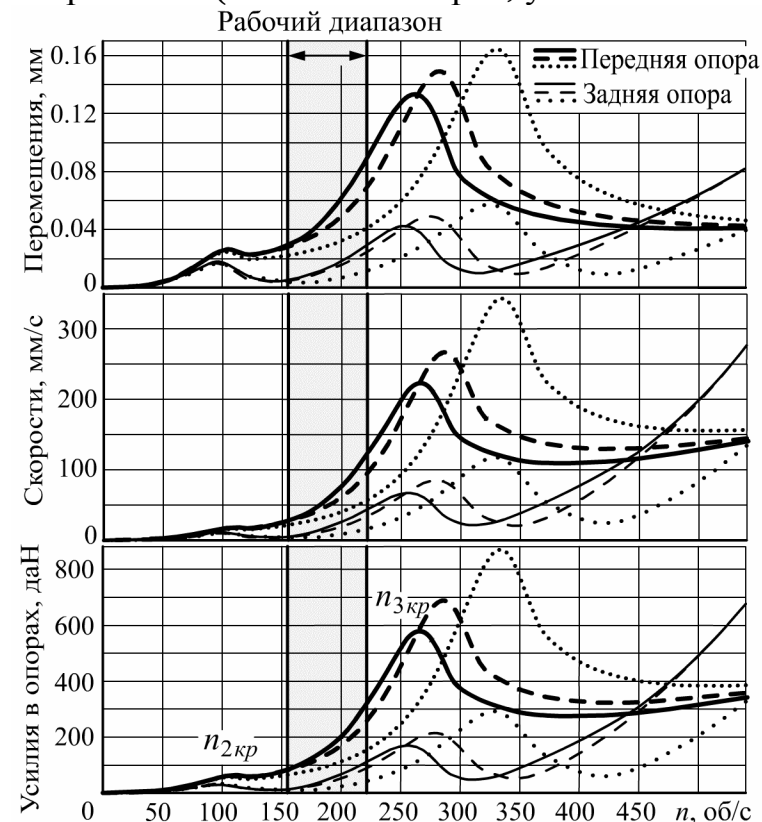


Рис. 23. АЧХ моделей ротора в плоскостях опор

На рис. 23 представлены АЧХ моделей ротора в плоскостях опор, где: точечные кривые соответствуют монолитной модели; сплошные кривые - сборной модели с контактными элементами; пунктирные - “сборной” модели с пружинами).

Усилия, передаваемые на силовой корпус турбомашин, определяются жесткостью опор и возникающим в них трением:

$$\{F\} = K\{d\} + C\{\dot{d}\}. \quad (12)$$

где K , C - коэффициенты жесткости и вязкого демпфирования опоры; $\{d\}$, $\{\dot{d}\}$ - векторы виброперемещений и виброскоростей.

Анализ АЧХ (рис. 23) изложен следующими положениями:

- АЧХ, в исследованном диапа-

зоне частот, содержат два резонансных пика, соответствующие второй и третьей критическим частотам вращения;

- отсутствие на диаграммах резонансного пика первой критической частоты объясняется тремя причинами: малостью сил дисбаланса в ее области (силы дисбаланса пропорциональны квадрату угловой скорости), большим моделируемым ускорением прохождения резонансного режима ξ (рис. 9) и большим демпфированием опор (данной частоты - околорезонансным);
- АЧХ монолитной и сборной моделей совпадают до второй критической частоты включительно; при дальнейшем увеличении частоты вращения разница АЧХ становится существенной (увеличивается влияние свойств жесткости самого ротора);
- меньшая жесткость сборного ротора, по сравнению с монолитным аналогом, обуславливает смещение резонансных пиков третьей критической частоты вращения влево;
- разница резонансных амплитуд $n_{зкр}$ монолитной и сборной моделей обуславливается разницей сил дисбаланса и запасов по критическому демпфированию;
- величина $n_{зкр}$ сборного ротора отличается от $n_{зкр}$ монолитного ротора на 20% и по-прежнему лежит вне рабочего диапазона; при этом вибрационные усилия в опорах на максимальной рабочей частоте вращения в сборном роторе больше более чем в два раза, что представлено в табл. 3

Таблица 3

Вибрационные усилия в опорах ротора на максимальной рабочей частоте вращения

Опора	Сборная модель, содержащая КЭС	Модель с пружинами	Монолитная модель
Передняя	332 даН	255.7 даН (-23%)	152.4 даН (-54%)
Задняя	107.8 даН	88 даН (-18%)	41 даН (-62%)

- на основании представленных результатов можно утверждать, что расчеты динамических параметров сборного ротора без учета его контактной жесткости, могут давать погрешность, превышающую 50%;
- характеристики сборной модели ротора с контактными элементами являются однозначными, то есть с изменением частоты вращения, изменяется и жесткость модели; вычисляемые динамические параметры в таком случае (например, критическая частота вращения) близки к действительным;
- характеристики “сборной” модели ротора с подбираемыми пружинами многозначны, и их оценка невозможна без обращения к достоверным данным (натурному эксперименту или результатам решения контактной задачи); на больших частотах вращений подобранная жесткость может давать ошибочные значения вычисляемых динамических параметров.

Уровни нарастания вибрационных амплитуд при увеличении частоты вращения ротора с режима малого газа до режима максимальной частоты вращения, вычисленные теоретически с использованием сборной КЭ модели ротора (рис. 22, затененные области), подтверждены натурными испытаниями, проведенными в НТЦ имени А. Люльки НПО “Сатурн” г. Москва (расхождение теории с практикой не превышает 5%).

При детальном рассмотрении деформированного стояния сборного ротора,

представленного на рис. 21, отчетливо прослеживаются контактные податливости стыков соединений его деталей. Изучение формы движения ротора, в этом случае, позволяет выявлять слабые места конструкции, и, уделяя им особое внимание при доводке изделия, находить пути снижения вибраций воспринимаемых опорами.

Приемлемого уровня дисбалансных вибраций ротора, с конструкторской точки зрения, можно добиться снижением возбуждающих сил, то есть повышением точности балансировки. Однако в процессе технической эксплуатации турбомашин, дисбаланс ротора неуклонно увеличивается. К тому же при работе ГТД возникают аэродинамический и тепловой дисбалансы, трудно поддающиеся устранению при балансировке. Также не исключается возникновение нерасчетного режима работы ротора обусловленного обрывом лопатки.

Увеличение коэффициентов демпфирования опор снижает амплитуды виброперемещений, -скоростей и -ускорений на резонансных режимах, но в до- и закритической областях уровни амплитуд перечисленных величин остаются неизменными. При этом для указанных областей (области рабочего диапазона) возрастают вибрационные усилия, воспринимаемые опорами и передаваемые на корпус. Представленное явление описывается увеличением коэффициент C в выражении (12) при неизменных остальных величинах.

Таким образом, единственный способ уменьшения вибраций, в рассматриваемом случае, заключается в увеличении запаса ротора по третьей критической частоте вращения $n_{зкр}$. Из рис. 23 видно, что “подножия” резонансных пиков $n_{зкр}$ лежащих правее (т. е. АЧХ монолитной модели ротора), являются более пологими. Перемещения третьей критической частоты в правую сторону можно добиться только изменением (увеличением) свойств жесткости самого сборного ротора.

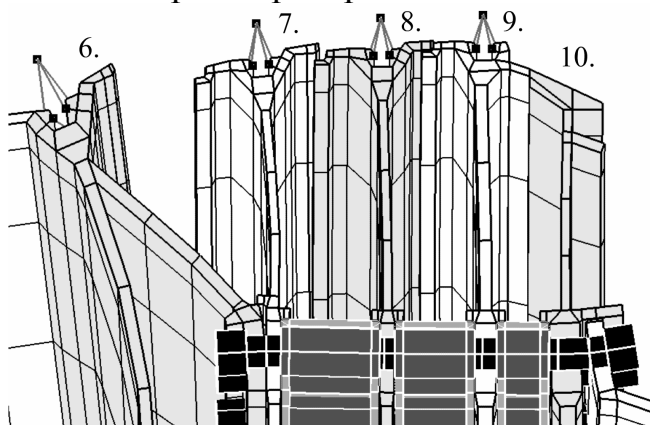


Рис. 24. Контактная податливость ободных частей дисков последних ступеней компрессора

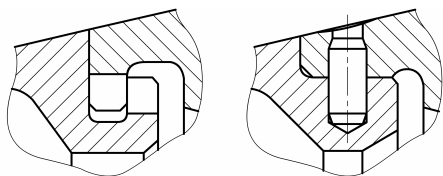


Рис. 25. Примеры соединений обладающих двухсторонней осевой жесткостью

На рис. 24 представлен фрагмент ротора с наибольшей контактной податливостью при деформировании по третьей форме.

Очевидным конструктивным решением, повышающим общую жесткость ротора, является организация соединений ободных частей дисков № 6-7-8-9-10 (рис. 24) компрессора с двухсторонней осевой жесткостью. На практике такие соединения могут быть выполнены, например, пазовыми или радиальными штифтами (рис. 25).

Соединения деталей в КЭ модели получаются “сшивкой” соответствующих узлов контактирующих поверхностей. Сшивая те или иные контактные стыки, можно проводить оценку их влияния на общую жесткость ротора. Интересно отметить, что если сшить только диски № 6-7 (рис. 24), не сшивая другие, происходит раскрытие контактного стыка между дисками № 7-8 и т. д. .

Диаграммы АЧХ вибрационных усилий в опорах сборного ротора с двухсторонним жестким соединением дисков компрессора № 6-7-8-9-10 представлены сплошными кривыми на рис. 26.

При увеличении количества “сшивок”, характеристики сборной модели будут приближаться к характеристикам монолитной модели, являющимся граничными (пунктирные кривые).

Из табл. 4 видно, что при прочих равных условиях, организация дополнительных соединений, обладающих двухсторонней осевой жесткостью, ободных частей дисков компрессора № 6-7-8-9-10, дает снижение амплитуд вибрационных усилий в передней опоре на **34%**, в задней - на **21%**.

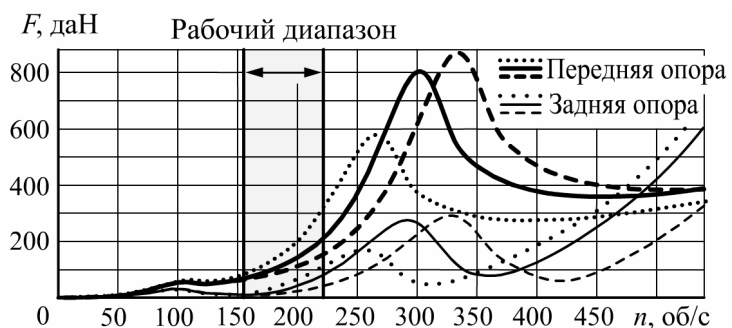


Рис. 26. Влияние изменения контактной жесткости ротора на АЧХ вибрационных усилий

Таблица 4

Вибрационные усилия в опорах ротора повышенной жесткости на n_{max}		
Опора	Исходная сборная модель	Модель повышенной жесткости
Передняя	332 даН	218.2 даН (–34%)
Задняя	107.8 даН	85.1 даН (–21%)

Показанная модификация не считается единственно возможной для данного ротора и приведена в качестве примера использования описанной математической модели в процессе проектирования и доводки изделия.

В конце главы на основе результатов, полученных в работе, сформулирован ряд конструктивных рекомендаций по улучшению динамических характеристик роторов сборного типа. Качественная сторона приводимых рекомендаций общеизвестна. Но при учете большинства рабочих факторов и требований, предъявляемых к проектируемой турбомашине, конструктору нередко приходится прибегать к компромиссному нарушению указанных рекомендаций. Представленная математическая модель динамики роторов сборного типа позволяет проводить количественную оценку правомерности таких нарушений.

Заключение содержит общую характеристику диссертационной работы и основные выводы по результатам. Представленная в работе модель может использоваться в исследованиях по следующим направлениям:

- динамика отдельных сборных элементов ротора (например, лопаток с контактными эффектами в замковых соединениях);
- многовальные сборные роторные системы;
- сборные системы ротор-статор (нелинейные эффекты соединительных элементов - подшипников, учет циркуляционных и гидродинамических сил уплотнений, контакт вращающегося ротора со статором и т. п.);
- автоколебания сборного ротора вследствие сухого трения между контактирующими поверхностями;
- виброударное движение сборного ротора при несинхронных и обратных прецессиях (или в поле сил тяжести, при горизонтальном расположении);
- параметрические колебания горизонтального сборного ротора в поле сил тяжести вследствие неравномерности протяжки болтов фланцевых соединений.

Основные выводы и результаты работы

1. На основе МКЭ реализована уточненная математическая модель динамики сборных роторов турбомашин, позволяющая учесть сложные контактные условия сопряжений деталей и изменение этих условий под многофакторными эксплуатационными воздействиями.
2. Установлено, что погрешность теоретического анализа динамики сборного ротора без учета его контактной жесткости, может превышать **50%**. Выявлено, что использование метода аппроксимации контактной податливости сборного ротора с помощью подбираемых пружин, может приводить к многозначным результатам. Показана неэффективность метода подбора жесткостей опор для улучшения, относительно базовой конструкции, динамических характеристик сборного ротора по изгибным формам колебаний.
3. Достоверность теоретических результатов доказывается сравнением с известными аналитическими решениями и результатами натурных испытаний, расхождение теории с практикой при этом не превышает **5%**.
4. Для исследованного в работе реального сборного ротора показано конструктивное решение, снижающее уровни вибрационных усилий в его опорах: в передней - на **34%**; в задней - на **21%** (на максимальной частоте вращения).

Основные результаты, полученные в диссертации, отражены в **публикациях**:

1. Пыхалов А. А., **Милов А. Е.** Контактная задача метода конечных элементов в математическом моделировании динамического поведения сборных роторов турбомашин. // Вестник ИрГТУ. - № 3, 2005 - с. 86-95.
2. Пыхалов А. А., **Милов А. Е.** Контактная задача статического и динамического анализа сборных роторов турбомашин: Монография. - Иркутск: ИрГТУ, 2006. - 192 с.
3. Пыхалов А. А., **Милов А. Е.** Математическое моделирование динамического поведения сборных роторов турбомашин. // Компрессорная техника и пневматика. - № 3, 2006. - с. 17-25.
4. Пыхалов А. А., Рожков С. Ю., **Милов А. Е.** Алгоритм математического моделирования сломанной кости для обеспечения оптимальных условий регенерации костной ткани. // Проблемы Земной цивилизации. - Вып. 16 часть 2. - Иркутск: ИрГТУ, 2006. - с 34-37.
5. **Милов А. Е.** Анализ деформированного состояния ступельной оснастки с применением компьютерных технологий инженерных расчетов. // Материалы молодежной научно-практической конференции "Современные информационные технологии в науке и образовании". - Иркутск: ИрГТУ, 2004. - с. 148-151.
6. **Милов А. Е.** Использование одномерных конечных элементов при математическом моделировании динамики роторных систем авиационных двигателей. // Проблемы Земной цивилизации. - Вып. 14 часть 1. - Иркутск: ИрГТУ, 2006. - с 191-197.
7. **Милов А. Е.** Решение глобальной системы уравнений равновесия ансамбля конечных элементов. // Материалы Всероссийской научно-практической конференции, посвященной 75-летию ИрГТУ. - Иркутск: ИрГТУ, 2005. - с. 62-72.