

Насонов Дмитрий Александрович

**МЕТОДОЛОГИЯ РАСЧЕТА И ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ
ТУРБОЗУБЧАТЫХ АГРЕГАТОВ ГЛАВНОГО ПРИВОДА СУДОВЫХ
ГРЕБНЫХ ВИНТОВ**

Специальность 01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Работа выполнена в лаборатории волновой механики Федерального государственного бюджетного учреждения науки Института машиноведения им. А.А.Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН).

Научный консультант: **Косарев Олег Иванович**
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Савин Леонид Александрович**
доктор технических наук, профессор, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Государственный университет — учебно-научно-производственный комплекс», заведующий кафедрой «Мехатроника и международный инжиниринг»

Куменко Александр Иванович
доктор технических наук, доцент, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ», главный научный сотрудник кафедры «Динамика и прочность машин»

Темис Юрий Моисеевич
доктор технических наук, профессор, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана», профессор кафедры Прикладной математики.

Ведущая организация: Открытое акционерное общество «КАЛУЖСКИЙ
ТУРБИННЫЙ ЗАВОД»

Защита состоится 18 декабря 2014 года в 14:00 на заседании диссертационного совета Д 002.059.04 при Федеральном государственном бюджетном учреждении науки Институте машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН) по адресу: г. Москва, 119334, ул. Бардина, д. 4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ИМАШ РАН по адресу: 119334, г. Москва, ул. Бардина, д. 4, www.imash.ru

Автореферат разослан 18 ноября 2014 года.

Ученый секретарь диссертационного совета
кандидат технических наук



Г.Н. Гранова

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ.

Актуальность темы. В работе решается задача снижения уровня вибрации в главных турбозубчатых агрегатах (ГТЗА). Главным называется агрегат, предназначенный для привода гребного винта. Динамическими характеристиками ГТЗА в значительной мере определяются ***виброшумовые параметры кораблей и подводных лодок***, на которых данные агрегаты устанавливаются. Данный факт определяет важность и актуальность затрагиваемой тематики.

Турбозубчатый агрегат, – это важный компонент судовой силовой или энергетической установки, представляющий собой турбину и редуктор, которые связаны системой валопроводов и установлены на общей раме. Все три составляющие (турбина, редуктор, валопроводы) являются источниками вибрации.

С точки зрения обеспечения виброшумовых характеристик наиболее проблематичным является редуктор. Это основной источник вибрации, передаваемой на винт и распространяющейся в окружающую среду.

В настоящее время в конструкциях корабельных турбозубчатых агрегатов получили распространение планетарные схемы редукторов, которые выгодно отличаются от переборных (рядовых) своими массо-габаритными характеристиками. Вместе с тем многократная статическая неопределимость данных систем приводит к необходимости обеспечения равномерного распределения мощности по параллельным потокам и по зубчатым зацеплениям. Это одно из важнейших условий снижения уровня вибрации. Для решения этой и других подобных задач под руководством Э.Л. Айрапетова в ИМАШ РАН было создано новое научное направление «строительная механика редукторных систем».

Однако используемые математические модели, созданные на базе методов строительной механики, исчерпали свои возможности, а уровни вибрации мощных планетарных редукторов современных корабельных установок не соответствуют предъявляемым к ним требованиям. Необходимы дополнительные научные изыскания и численные эксперименты, для исследования динамических характеристик редукторов и выбора наилучших конструктивных решений на стадии проектирования. Следовательно, ***необходима разработка методик***

построения новых, более совершенных математических моделей редукторов и ГТЗА, адекватно отражающих их динамические свойства, а так же методов их расчета.

Проблемы, связанные с вибрацией в турбоагрегатах, на сегодняшний день успешно решаются благодаря большому количеству теоретических и экспериментальных работ, посвященных этим вопросам. Тем не менее, при разработке новых конструкций рабочих колес турбоагрегатов и поиске оптимальных конструктивных решений достаточно остро встают задачи достоверного определения частот и форм их собственных колебаний на стадии проектирования. Поэтому **разработка специализированного отечественного программного обеспечения** для расчета собственных колебаний рабочих колес турбомашин тоже остается актуальной задачей.

На сегодняшний день наиболее эффективным и универсальным методом решения задач динамики и прочности сложных механических систем является метод конечных элементов (МКЭ). Существенным недостатком метода является высокая ресурсоемкость. Мощность современных ЭВМ и специальные алгоритмы частично снимают данную проблему, по крайней мере, в отношении количества требуемой памяти, но с ростом объема вычислений начинают играть роль ошибки округления и погрешности самого метода, что может оказаться причиной снижения точности расчетов. Поэтому всегда будет оставаться актуальной затрагиваемая в данной работе задача ***оценки точности моделирования.***

Таким образом, формулируя **цель работы** как «снижение уровня вибрации при проектировании малозумных ГТЗА» можно определить **основные задачи**, которые необходимо решить для достижения поставленной цели:

1. Построение математических моделей колебаний турбозубчатого агрегата в сборе и его отдельных компонентов.
2. Разработка алгоритмического и программного инструментария для исследования напряженно-деформированного состояния и динамики конструктивных элементов турбозубчатых агрегатов.

3. Разработка методик моделирования турбозубчатых агрегатов и их конструктивных элементов.
4. Оценка адекватности построенных моделей.
5. Исследование динамических характеристик ГТЗА и разработка предложений по улучшению конструкций судовых редукторов на примере двухступенчатого планетарного редуктора РП18, производства Калужского турбинного завода.

Направление исследований. Первая (основная) часть работы (гл. 2,3,4) посвящена методологии конечноэлементного моделирования и исследованию динамики ГТЗА и входящих в него компонентов. Рассматриваются методики построения математических моделей планетарных редукторов, дисковых муфт, роторов турбоагрегатов. Исследуется динамика планетарного редуктора в составе ГТЗА. Рассматривается влияние некоторых конструктивных параметров на уровень вибрации ГТЗА. Исследования проводятся с помощью программного комплекса (ПК) ANSYS.

Во второй части (гл.5) внимание уделяется разработке отечественного импортозамещающего программного обеспечения. Рассматривается разработка узкоспециализированного конечноэлементного программного комплекса для расчета собственных колебаний рабочих колес турбоагрегатов.

Разработка собственного программного обеспечения позволила автору применить свои и модифицировать существующие алгоритмы расчета, апробировать разработанные конечные элементы (КЭ) высшего порядка, показать их достоинства и недостатки, сформулировать некоторые критерии корректности математических моделей.

Методы исследований. В работе используются методы идеализации и формализации механических систем. Для математического моделирования используется метод конечных элементов, для определения некоторых параметров моделей – метод идентификации. При оценке адекватности модели используется метод сравнения с экспериментальными данными и результатами других авторов. При планировании численных исследований и анализе полученных результатов использовались методы дедукции, абстрагирования и обобщения.

Достоверность полученных результатов, научных положений, выводов и рекомендаций обоснована:

- Строгим использованием классических положений механики и математического аппарата.
- Проверкой разработанного программного комплекса и построенных моделей на большом числе тестовых задач.
- Соответствием полученных результатов экспериментальным данным и результатам, полученным другими авторами.

Научная новизна работы заключается в следующем: .

- Предложен комбинированный подход к моделированию турбозубчатого агрегата, при котором часть конструкции моделируется методом конечных элементов, а часть на основе аналитических или эмпирических зависимостей, полученных ранее.
- Результаты исследований ГТЗА также обладают признаками научной новизны. Получены ответы на вопросы о влиянии податливости отдельных элементов конструкции на динамику системы. Вскрыто влияние податливости водила на формирование осевых колебаний в планетарных редукторах с шевронным зацеплением.
- Сформулированы критерии корректности использования свойств ЦС в расчетах форм резонансных колебаний, что позволяет оценивать достоверность расчетных форм колебаний.

На защиту выносятся основные результаты, сформулированные в перечисленных ниже пунктах.

- Методики, алгоритмы и программные реализации моделирования динамики турбозубчатого агрегата и его компонентов:
 - рабочих колес и роторов турбоагрегатов;
 - дисковых муфт;
 - планетарных редукторов.
- Конечноэлементная модель двухступенчатого планетарного редуктора.
- Критерии корректности использования в расчетах свойств циклической симметрии.

– Рекомендации по улучшению конструкции редуктора РП18.

Практическая ценность работы.

Разработан специализированный программный комплекс для расчета собственных колебаний рабочих колес турбоагрегатов.

Разработана нового поколения математическая модель планетарного редуктора. Это открывает новые возможности для исследования динамики турбозубчатых агрегатов. Модель позволяет исследовать влияние большинства конструктивных параметров на динамику системы и находить оптимальные решения.

Сформулированы и подтверждены численными экспериментами рекомендации, направленные на снижение уровня вибрации (на 6-10 дБ) и уровня контактных напряжений в зацеплениях (на 5-8%) редуктора РП18 производства ОАО КТЗ.

Реализация указанных предложений способствует повышению обороноспособности ВМФ. Данные рекомендации вошли в перечень правил конструирования малошумных редукторов для лодок 4-го поколения.

Кроме того, все разработанные методики, алгоритмы и программное обеспечение применимы не только к судовым и корабельным, но и к авиационным турбозубчатым агрегатам.

Внедрение. Разработанный программный комплекс, адаптированный для расчета рабочих колес турбин, используется на Калужском турбинном заводе и Калужском моторостроительном заводе. Часть программных модулей передана в Калужский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана на кафедры «САПР» и «Детали машин и подъемно-транспортные механизмы».

Апробация работы. За период 1998 – 2012г.г. результаты работы докладывались и обсуждались на 17 общероссийских и международных конференциях, рассматривались на научных семинарах кафедр «Сопrotивление материалов», «Программное обеспечение ЭВМ, информационные технологии и прикладная математика», «Системы автоматизированного проектирования», «Детали машин и подъемно- транспортные механизмы» Калужского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана, на кафедре «Теоретическая механика» Московского

энергетического института (ТУ), на Ученом совете ОАО «КТЗ», на НТС отдела виброакустики машин ИМАШ РАН.

Основные результаты данной работы опубликованы в работах [1–52].

Личный вклад автора

В диссертации изложены результаты исследований, полученные автором самостоятельно и в совместных работах. Лично автору принадлежат постановка задач, разработка программного обеспечения и методологии исследований, разработка и построение математических моделей, обработка и обобщение результатов математического моделирования, разработка методик конечноэлементного моделирования ГТЗА и его компонентов. Автор принимал участие при внедрении разработанного программного обеспечения на промышленных предприятиях.

Автор выражает глубокую благодарность д.т.н. Косареву О.И., как научному консультанту, д.т.н. Карпенко А.П. и д.т.н. Гаврюшину С.С., за консультации по динамике нелинейных систем, к.т.н., Леонтьеву М.Ю. за организацию, обработку и обобщение результатов экспериментальных исследований.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из 5 глав, заключения, списка литературы и приложений. Текст изложен на 273 страницах, включая рисунки и таблицы. Список литературы содержит 298 наименований. В приложениях на 16 страницах приведены основные соотношения МКЭ и теории упругости, а также наиболее значимые фрагменты разработанных программ.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В **первой главе** обосновывается актуальность выбранной темы, определяются объект и предмет исследования, цель работы и основные результаты, выносимые на защиту. Определяются основные источники вибрации в турбозубчатых агрегатах и способы борьбы с ними. Дается обзор и анализ отечественных и зарубежных работ, посвященных исследованию динамики основных узлов турбозубчатых агрегатов. Вскрываются основные проблемы, связанные со снижением уровня вибрации.

В современных силовых установках широкое применение нашли многосателлитные планетарные передачи, а их конструкции не лишены недостат-

ков. Фундаментальные исследования их кинематики, представленные в работах Н.Ф. Руденко и В.Н. Кудрявцева, показали возможность достижения высоких значений КПД и преимущества по массогабаритным характеристикам по сравнению с переборными передачами.

Основная проблема планетарных редукторов большой мощности – это неравномерность распределения нагрузки по сателлитам. Одним из путей решения этой проблемы является реализация плавающих подвесок у одного или нескольких звеньев данного механизма согласно предложению Stoacicht'a. Значительную роль в развитии этого направления сыграли исследования, проведенные в ИМАШ РАН по заказу Калужского турбинного завода. Работы В.Н. Кудрявцева, Э.Л. Айрапетова, Ю.А. Державца посвященные исследованиям статического нагружения планетарных механизмов, позволили обосновать целесообразность комбинации плавающей центральной шестерни и эпицикла с податливыми ободьями. Такая конструкция двухступенчатого планетарного редуктора используется в настоящее время на Калужском турбинном заводе.

В эволюции математических моделей, разработанных в ИМАШ РАН, для исследования динамики планетарных механизмов можно выделить три этапа. Модели первого поколения (разработки Л.В. Сухорукова) учитывали только крутильные колебания. На втором этапе исследовались плоские модели, учитывающие не только крутильные, но и поперечные колебания в плоскости, перпендикулярной оси редуктора (О.И. Косарев). Модели третьего поколения (П.И. Зинюков, И.А. Бедный), построенные на основе метода строительной механики, учитывают пространственную структуру редуктора.

Исследования физических процессов возникновения динамических сил и особенности их суммирования на элементах планетарного механизма выявили возможности снижения вибрации за счет взаимной компенсации возмущающих факторов. Используемые в настоящее время математические модели третьего поколения подтверждают такую возможность, но в силу своего несовершенства не позволяют оценить эффективность данного подхода.

Попытки снизить уровень вибрации редукторов за счет повышения точности изготовления венцов зубчатых колес, а также продольной и поперечной

модификации зубьев на определенном этапе исчерпали себя, и дальнейшие мероприятия в этом направлении перестали давать желаемый результат. Это говорит о многофакторности причин вибровозбуждения на частоте пересопряжения зубьев.

Процессы вибровозбуждения в зубчатых зацеплениях и определение динамических возмущений при пересопряжении зубьев рассмотрены в работах О. И. Косарева.

На режимах малых нагрузок, когда передаваемые усилия не достаточны для «всплытия» центральных колес значительную роль начинают играть весовые нагрузки от самих элементов редуктора. Этим вопросам посвящен ряд работ М.Ю. Леонтьева и И.А. Бедного.

В настоящей работе, в качестве примера рассматривается двухступенчатый планетарный редуктор производства Калужского турбинного завода, конструкция которого была усовершенствована после многочисленных экспериментальных исследований и доводки опытных образцов. Приемлемая на данном этапе конструкция, тем не менее, нуждается в теоретических и численных исследованиях с целью использования потенциальных резервов для ее совершенствования. Одно из таких направлений – технология сборочных работ и чистовая обработка некоторых деталей с учетом накопленных погрешностей изготовления. Серьезной проблемой на этом пути является оценка погрешностей изготовления водила по результатам косвенных измерений. Некоторые результаты совместных работ М.Ю. Леонтьева с автором представляемой диссертации над указанной проблемой отражены в [6, 11, 18, 49].

Анализ работ, посвященных динамике планетарных редукторов большой мощности, позволяет сделать вывод об имеющемся отставании теоретических исследований от экспериментальных. Вместе с тем, мощности современных ЭВМ и имеющееся программное обеспечение позволяют не только сократить это отставание, но и поднять на качественно новый уровень анализ динамики подобных механизмов.

Вторым важным конструктивным компонентом ГТЗА является паровая (реже газовая) турбина. Здесь на первый план выходят задачи динамики, свя-

занные с проблемами прочности. В первую очередь это касается работы рабочих колес и лопаточного аппарата на резонансных режимах.

Первые основополагающие расчеты колебаний вращающихся колес принадлежат А. Стодоле. Далее, по мере совершенствования методов расчета, уточнялись математические модели исследуемых объектов. В работах С.М. Гринберга, В.С. Воробьева, Б.Ф. Шорра и др. развивается и уточняется теория стержней. Применение теории пластин в работах Ф.С. Бедчер и И.И. Меерович позволяет исследовать более высокие формы колебаний лопаток, чем в стержневых моделях.

Как отмечалось выше, наиболее эффективным методом расчета динамики механических систем сегодня является МКЭ. Весомый вклад в его развитие был внесен С.А. Бубновым, О. Зенкевичем, Е. Вильсоном, А.С. Вольмиром и др.

При создании математических моделей лопаток турбин рассматривались несколько подходов. При первом использовались плоские треугольные элементы с изгибно-мембранной жесткостью. С помощью таких элементов легко рассчитать несложные по форме объекты с изломом срединной поверхности.

При втором подходе использовались различные оболочечные элементы. Недостатком таких элементов является то, что они не обеспечивают непрерывности функций перемещений и их производных вдоль границ КЭ. При попытках устранить эти недостатки сами элементы чрезмерно усложняются. Поэтому они не нашли широкого применения.

Третьим подходом можно считать расчеты на базе трехмерных КЭ, что позволяет рассчитывать сложные по форме объекты, хотя для достижения высокой точности требуются КЭ высших порядков. Использование таких КЭ позволяет отказаться от комбинирования различных по типу элементов при моделировании одного объекта.

Работы О.Ф. Борискина, В. Виссера, М. Лаланнэ посвящены исследованию КЭ со смешанной аппроксимацией перемещений. Следует отметить, что, несмотря на указанную эффективность использования КЭ со смешанной ап-

проксимацией перемещений, эти элементы отсутствуют в широко известных коммерческих конечноэлементных программных комплексах.

Впервые при расчете таких связанных систем, как рабочие колеса с лопатками, МКЭ применили Ж. Кирхгоф и Г.П. Вильсон. При рассмотрении диска колеса и рабочих лопаток как единого упругого целого были выявлены качественно новые явления. Исследования связанности колебаний отдельных лопаток в таких системах привели к развитию методов расчета колебаний, учитывающих свойства циклической симметрии и позволяющих существенно сократить требования к вычислительным ресурсам. Теоретические основы подобных методик подробно описаны В.П. Ивановым. Однако имеются и критические замечания по поводу использования свойств циклической симметрии, основанные на анализе результатов численных исследований, поэтому вопрос о корректности использования свойств циклической симметрии остается открытым.

Существенное влияние на вибрационные характеристики турбозубчатого агрегата оказывает компоновка турбины и редуктора на общей раме, а также рациональная схема соединительных валопроводов.

Важность проблем, связанных с колебаниями валопроводов, отмечается в работах А.И. Куменко – одного из разработчиков программно-аппаратного комплекса, предназначенного для центровки и балансировки валопроводов силовых и энергетических установок в процессе их обслуживания.

Благодаря работам И.Д. Ямпольского, В.Ю. Ильичева, посвященным экспериментальным и численным исследованиям соединительных муфт, используемых на ОАО КТЗ, появилась возможность достаточно точно оценить адекватность моделирования этих устройств и принимать решения о возможности использования их упрощенных моделей.

Проведенный анализ работ в указанных областях позволил сформулировать основные задачи, обусловленные целью и тематикой диссертации.

Вторая глава посвящена методологии моделирования и расчета динамических характеристик планетарных редукторов, входящих в состав турбозубчатых агрегатов. На примере типовой конструкции двухступенчатого планетарного редуктора производства Калужского турбинного завода рассматриваются

различные подходы и методы построения отдельных компонентов редуктора и узлов, входящих как в состав непосредственно редуктора, так и в состав ГТЗА (валопроводы, муфты, подшипники скольжения). В качестве инструмента выбран конечноэлементный программный комплекс ANSYS, хотя выбор конкретного программного комплекса не принципиален.

В рассматриваемом в качестве примера редукторе реализованы конструктивные решения, полученные в результате многолетних опытно-экспериментальных работ. Высокооборотная ступень выполнена по трехсателлитной схеме с остановленным водилом, в низкооборотной ступени – пять сателлитов и остановленный эпицикл. В каждой ступени имеется один «плавающий» элемент – солнечная шестерня – и по одному податливому – ободья эпициклов. Продольный разрез редуктора показан на рис. 1.

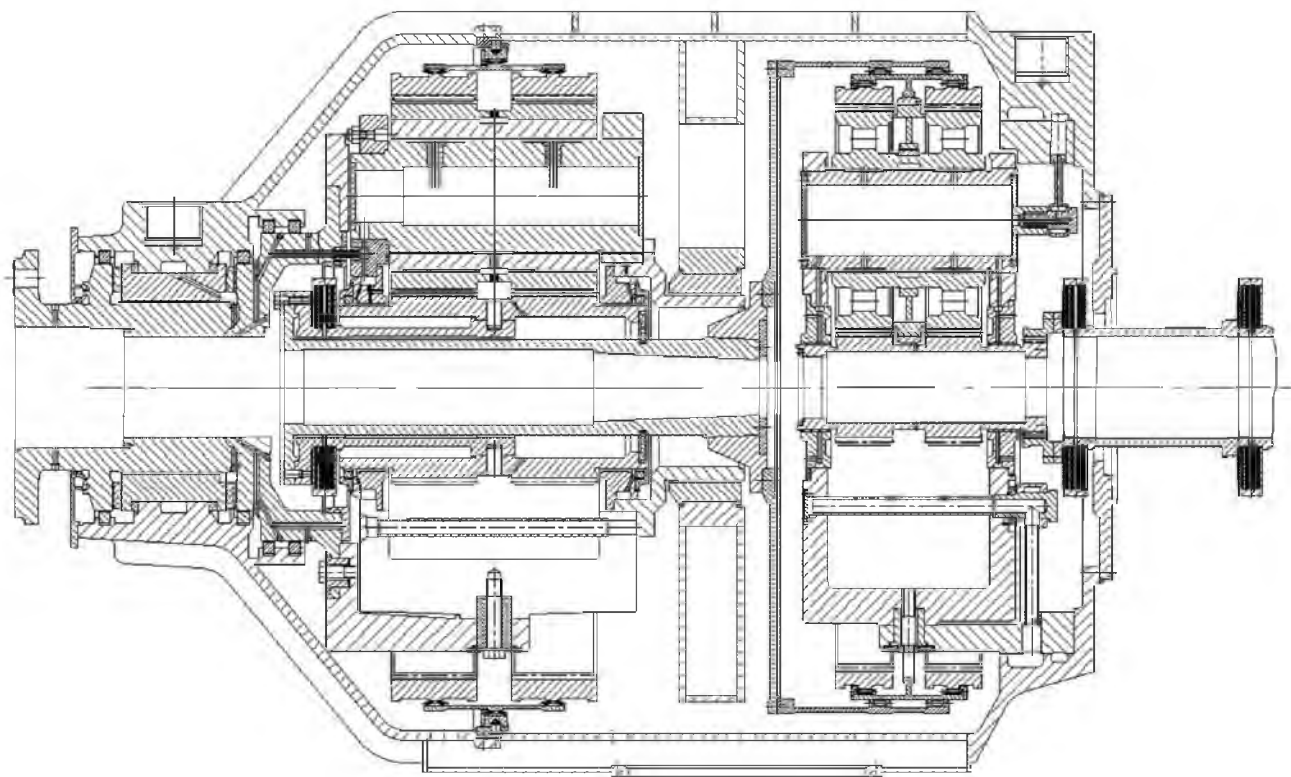


Рис. 1. Двухступенчатый планетарный редуктор

Основной задачей разработки методик построения динамических моделей подобных механизмов является создание инструмента, позволяющего без дорогостоящих экспериментальных исследований ответить на вопрос, как и в какой степени изменятся динамические характеристики редуктора или всего ГТЗА

при изменении различных конструктивных параметров.

Сложность поставленной задачи обусловлена тем, что, во-первых, в конструкции присутствует большое количество сопрягаемых деталей, каждая из которых имеет не простую с геометрической точки зрения форму.

Во-вторых, не тривиальным представляется определение условий контакта сопрягаемых деталей.

В-третьих, серьезную задачу представляет собой определение жесткостных и демпфирующих свойств подшипников скольжения, присутствующих в исследуемой конструкции.

В-четвертых, исследование вибрации, вызванной процессом пересопряжения зубьев, подразумевает определение динамических составляющих сил, возникающих в зубчатых зацеплениях, а это тоже достаточно трудоемкая задача.

В-пятых, имеющиеся ограничения на вычислительные ресурсы заставляют принимать некоторые допущения, связанные с упрощением модели, и путем дополнительных исследований анализировать их корректность.

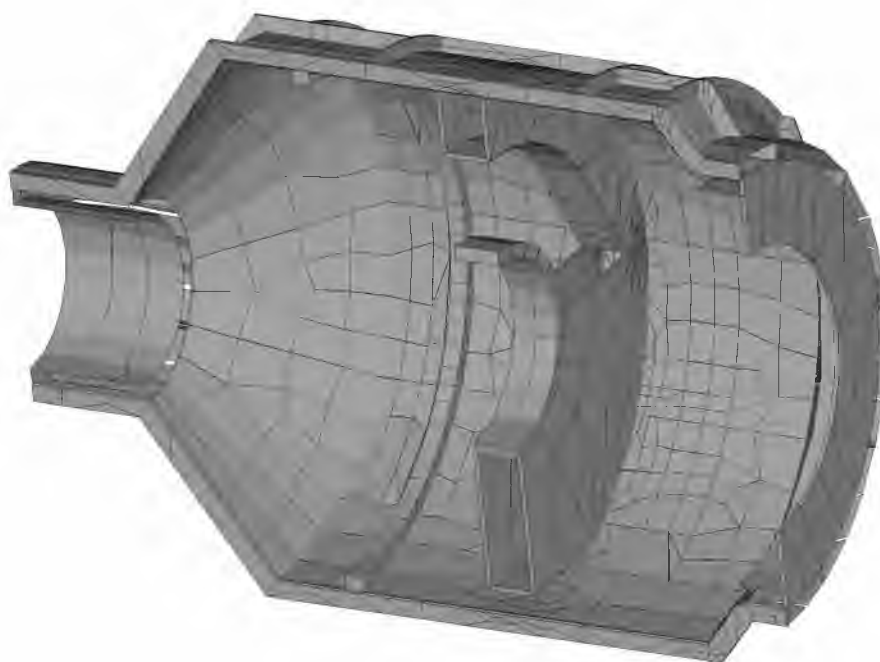


Рис. 2. КЭ-модель корпуса и внутренних переборок

Так, тестовое моделирование крышки корпуса трехмерными элементами позволило оценить требуемые вычислительные ресурсы и, в связи с превыше-

нием имеющихся ограничений, показало несостоятельность данного подхода. Выбор был сделан в пользу оболочечных элементов (рис.2), но, несмотря на некоторые упрощения модели корпуса редуктора, система его подвеса и амортизации моделировалась с максимальной точностью.

Далее приводится пример исследования собственных колебаний корпуса на предмет возникновения резонансных колебаний, возбуждаемых со стороны кинематической части. По результатам анализа конструкция корпуса исследованного редуктора признана вполне удовлетворительной.

В основу моделирования кинематической части редуктора положена модель процесса пересопряжения зубьев – результат численных и аналитических исследований, проведенных в ИМАШ РАН. Зубчатое зацепление моделируется набором упругих элементов – пружин, расположенных на линии контакта зубьев (рис.3).

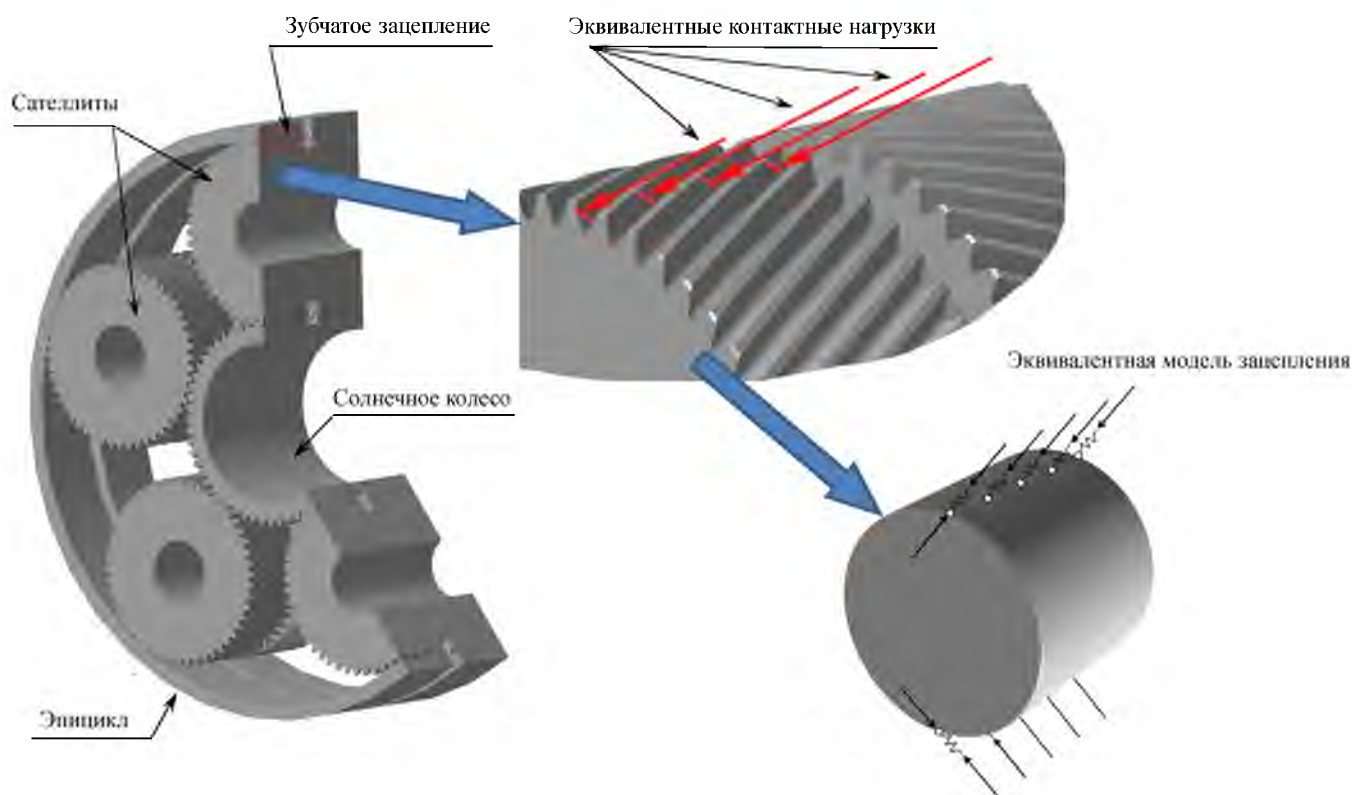


Рис. 3. Замена контактирующих пар упругими элементами

Суммарная жесткость и распределение этой жесткости по линии контакта определяются путем решения статической задачи контактного взаимодействия. Динамическое возбуждение в зацеплениях моделируется изменяющейся по гармоническому закону с частотой пересопряжения зубьев парой противо-

ложно направленных сил, приложенных к разноименным концам пружин. Аналогичным путем моделируются зубчатые соединения блокирующих муфт с ободьями эпициклов (пружины E2) и с барабаном соединительной муфты (E1) (рис. 4), фрагменты моделей которых показаны на рис. 5(а). Конечноэлементная модель кинематической части редуктора показана на рис. 5(б).

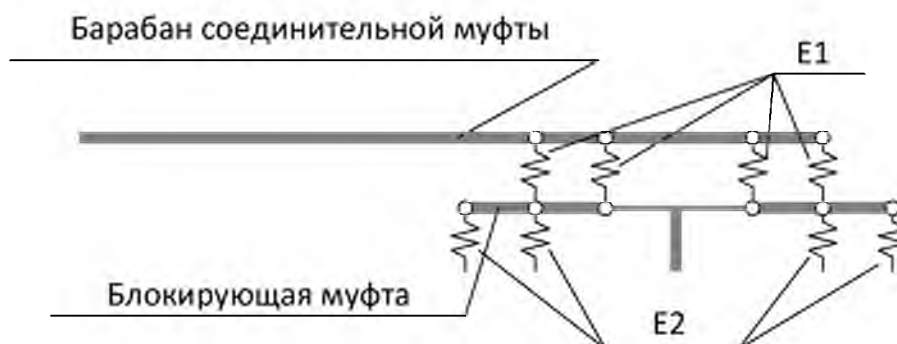


Рис. 4. Расчетная схема модели соединения барабана соединительной и блокирующей муфт

Приводятся примеры расчета матриц жесткости фиктивных пружин, аппроксимирующих прямозубые и косозубые зацепления с учетом их пространственной ориентации.

а)

б)

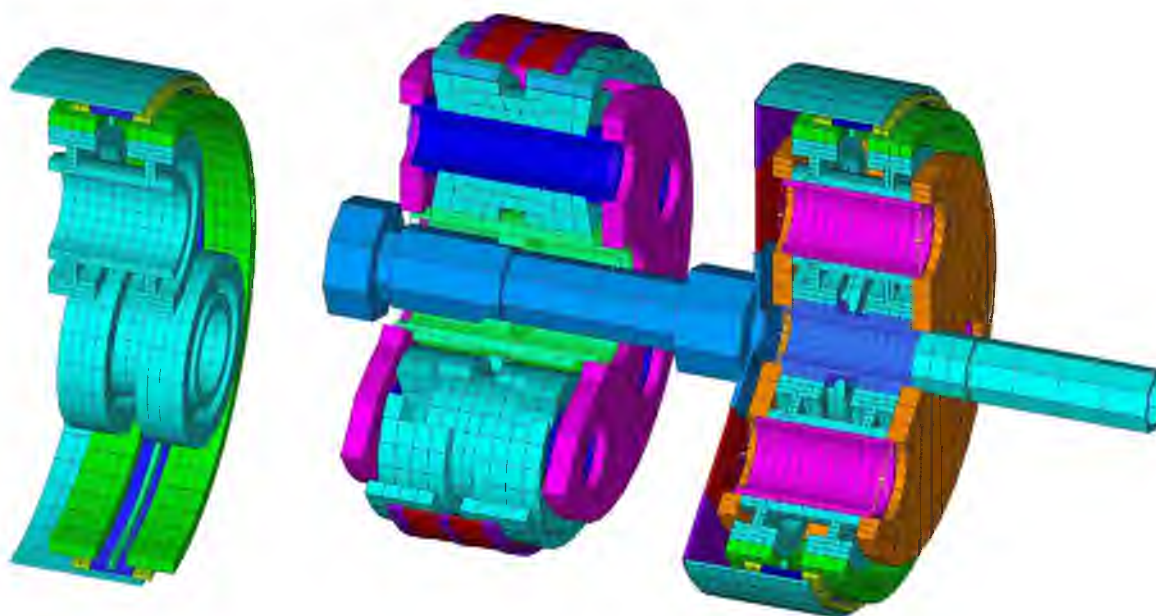


Рис. 5. Фрагмент конечноэлементной модели сателлитов, соединительной и блокирующей муфт первой ступени (а) и модель кинематической части планетарного редуктора (б)

Данный подход позволил избавиться от моделирования контактного взаимодействия в зубчатых зацеплениях и соединениях, что не просто сократило требования к вычислительным ресурсам, а принципиально сделало на сегодняшний день возможным проведение расчетов динамики столь сложных систем с применением техники КЭ-моделирования.

Показано, что исследование напряженно-деформированного состояния сателлитного узла необходимо проводить с обязательным учетом контактного взаимодействия оси с сателлитом и с щеками водила.

В результате проведенного исследования выявлена жесткостная диссимметрия сателлитных узлов типовой конструкции, вызванная несимметричностью конструкции в плоскости оси сателлита. Данный факт приводит к перераспределению контактных напряжений в зубчатых соединениях сателлитов и росту их максимальных значений.

Предложен альтернативный метод моделирования сателлитных узлов, когда сопрягаемые детали объединяются в зоне контактного взаимодействия. Для этого из предварительных расчетов определяется пятно контакта.

Предложен оригинальный способ моделирования подшипников скольжения сателлитного узла, когда в отличие от реальной конструкции подшипники моделируются в зоне контакта оси со щеками водила, а не с сателлитом. Это позволило воспроизвести контактное взаимодействие оси с сателлитом без решения контактной задачи на стадии динамических расчетов путем моделирования пятна контакта, вычисленного на предварительных этапах статического расчета. Как показали дальнейшие исследования, деформация осей сателлитов в результате контактного взаимодействия оказывает существенное влияние на динамику редуктора.

После тщательных исследований серьезному упрощению подверглась модель дисковой муфты. Такие муфты используются не только для соединения валов отдельных агрегатов, но и в конструкции самого редуктора, поэтому их упрощение дает существенную экономию вычислительных ресурсов при моделировании динамики ГТЗА.

В работе проанализировано влияние числа, толщины и характера заделки

пластин в пакете на жесткостные характеристики полумуфт. Предложена методика определения жесткостных и инерционных параметров (k и m) элементов упрощенной модели дисковой муфты (рис 6).

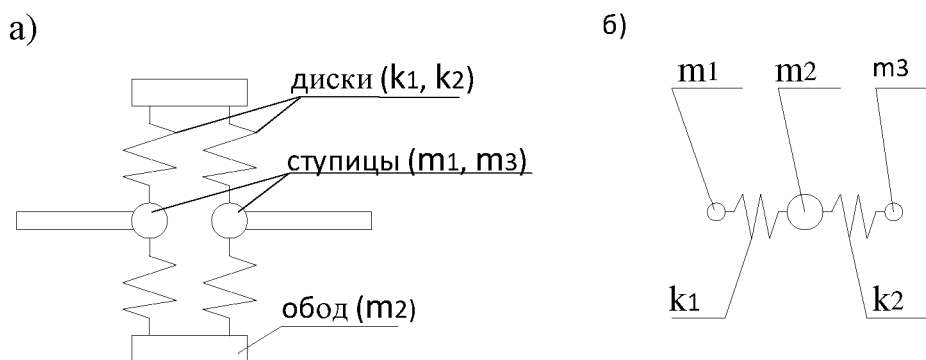


Рис. 6. Упрощенная схема (а) и конечноэлементная модель (б) дисковой муфты: m – массы, k – жесткости

Проведенные исследования показывают, каким образом, оценив корректность тех или иных допущений, можно упростить модели отдельных узлов, сохраняя адекватность моделирования их динамических свойств.

Проведено исследование взаимодействия колебаний кинематической части редуктора с корпусом при тщательном моделировании системы подвеса и демпфирования. Выявлена одна из форм совместных колебаний, чувствительная к жесткостным параметрам системы подвеса. Показано, что подобранные экспериментальным путем параметры подвеса оптимальны.

При исследовании типовой конструкции редуктора для оперативной корректировки модели при изменении отдельных конструктивных параметров разработан пакет программ на языке параметрического моделирования (APDL).

Верификация программ и модели редуктора проводилась путем сравнения расчетных результатов с результатами, полученными на испытательном стенде ОАО КТЗ (рис. 7). При этом моделировался весь стенд, включающий в себя два редуктора и приводную турбину. Это позволило апробировать методику моделирования редуктора в составе ГТЗА.

Стенд построен по принципу замкнутого контура, когда два идентичных редуктора включены «навстречу» друг другу, а нагрузочный момент на их валах обеспечивается взаимным поворотом редукторов друг относительно друга. Такая схема позволяет использовать маломощную приводную турбину.

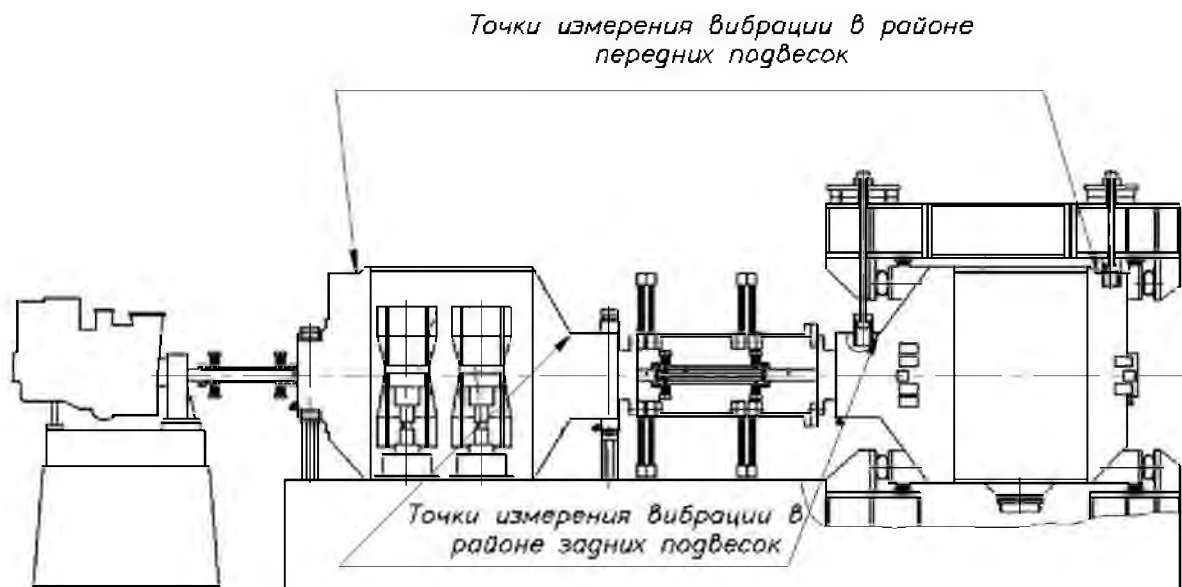


Рис. 7. Схема стенда для испытаний РП-18

На рис. 8 показана конечноэлементная модель стенда. Рабочие колеса ротора турбины не отображаются, поскольку моделировались инерционно массовыми элементами.

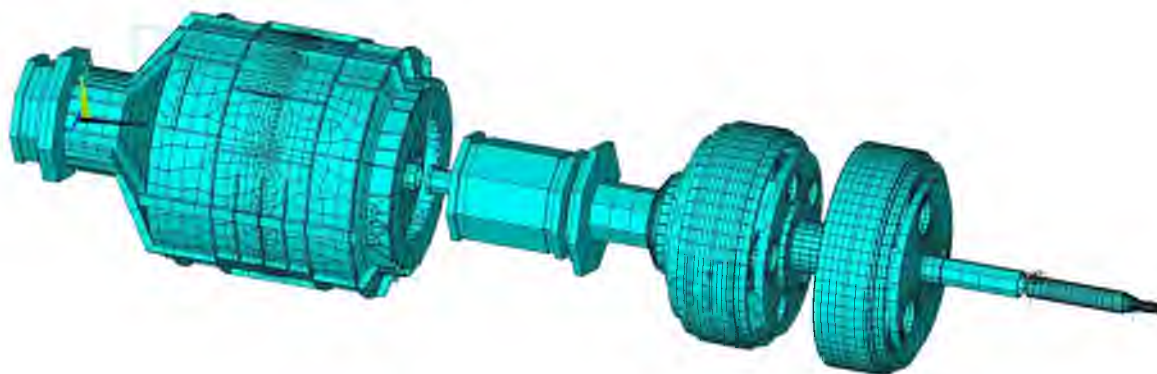


Рис. 8. Конечноэлементная модель испытательного стенда (один из редукторов отображен без корпуса)

На рис. 9 приведены АЧХ отклика редуктора в точке носового подвеса в вертикальном направлении, полученные экспериментально при различных режимах нагружения и в результате расчета. По оси абсцисс откладывается частота пересопряжения зубьев при изменении скорости вращения приводного вала, по вертикали – виброускорение в контрольной точке (Дб). Аналогичные АЧХ были построены для поперечных горизонтальных и осевых типов вибра-

ции в контрольных точках в районе носового и кормового подвесов.

Хорошее согласование экспериментальных и расчетных данных подтвердили адекватность построенной модели.

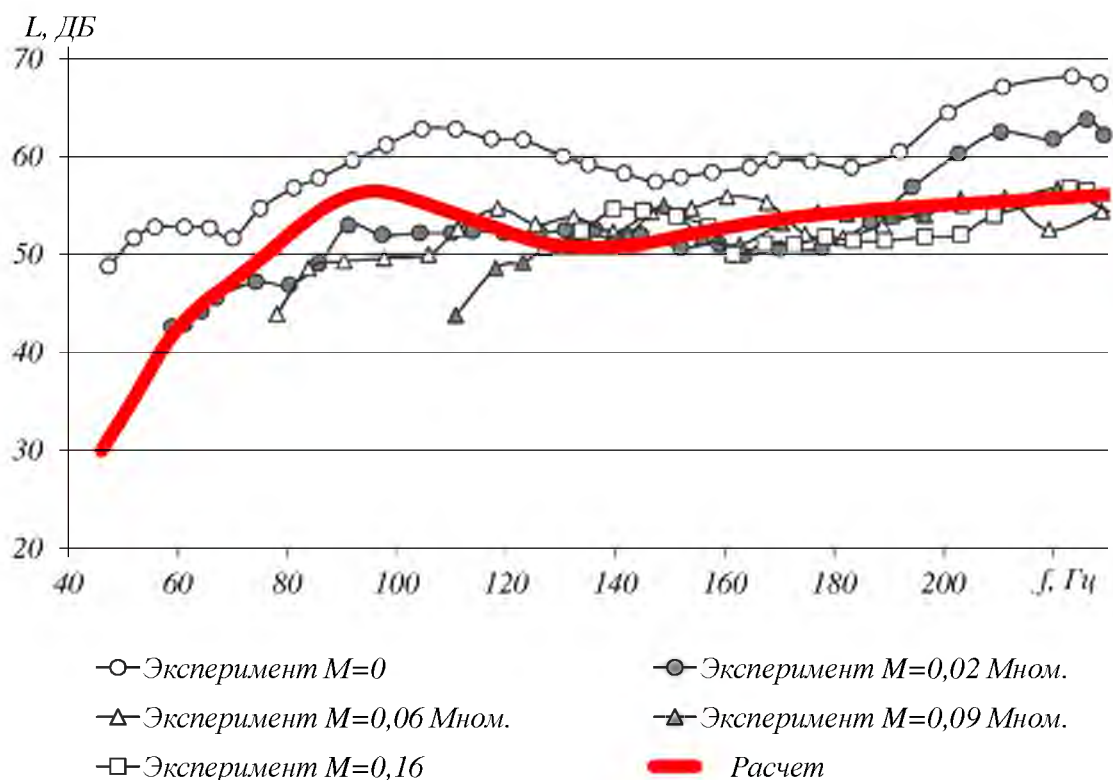


Рис. 9. АЧХ виброактивности редуктора в вертикальном направлении в районе носового подвеса

Таким образом, в результате проведенных научно-исследовательских работ была разработана методика конечноэлементного моделирования мощных планетарных редукторов для исследования их динамических характеристик.

Третья глава посвящена моделированию турбин, входящих в состав ГТЗА. Поскольку это не главный исследуемый компонент ГТЗА, предложено моделировать турбину в виде ротора с опорами, соединяющими ее с рамой. Вместе с тем, отмечено, что для решения задач прочности лопаточного аппарата необходимы исследования колебаний рабочих колес на базе более детальных моделей.

Рассмотрено несколько различных вариантов упрощенного моделирования ротора. Оптимальным при исследовании вибрации, источником которой является редуктор, признан вариант, в котором вал аппроксимируется балочными элементами, диск – оболочками. При этом часть диска, соответствующая

валу, обязательно должна подкрепляться жесткими элементами, чтобы избежать точечного контакта вала с диском. В отдельных случаях допустимо аппроксимировать диск недеформируемым элементом с соответствующими инерционными свойствами.

После исследования влияния на точность расчетов параметров конечно-элементной сетки рекомендовано строить сетку, стремясь придать ей осевую симметрию.

В результате численных исследований совместных колебаний диска и вала на примере колебаний однодискового ротора сформулированы особенности колебаний роторных систем. Полученные выводы соответствуют известным из практики фактам:

- 1) *Возмущения в лопаточном аппарате возбуждают аксиальные и тангенциальные формы колебаний рабочего колеса с различным числом узловых диаметров и окружностей. Однако на вал передаются, во-первых, аксиальные колебания диска без узловых диаметров, вызывая осевые колебания вала, во-вторых, веерные (аксиальные) колебания с одним узловым диаметром, вызывая изгибные колебания вала, в-третьих, тангенциальные колебания без узловых диаметров, вызывая крутильные колебания вала. Высшие формы колебаний – при наличии более одного узлового диаметра у аксиальных форм и хотя бы одного узлового диаметра у тангенциальных – замыкаются на диске и на вал не распространяются.*
- 2) *Радиальные силы, возникающие в результате нарушения балансировки ротора или расцентровки соединяемых валов, приводят к возбуждению изгибных колебаний вала и соответствующих им веерных колебаний диска с одним узловым диаметром.*
- 3) *В результате действия крутящего момента или осевой силы со стороны муфты, возбуждаются крутильные колебания вала и диска без узловых диаметров или аксиальные колебания вала и диска без узловых диаметров.*

Данные особенности легли в основу методики упрощенного моделирования многодисковых роторов.

Приведен пример построения модели ротора приводной турбины для ис-

пытательного стенда. Предварительное исследование собственных колебаний ротора с помощью модели без серьезных упрощений, точнее, анализ низкочастотной части спектра собственных колебаний и погрешностей, вызываемых упрощением модели, позволил принять решение о замене дисков точечными элементами с соответствующими инерционными свойствами.

Четвертая глава посвящена исследованию динамики планетарных редукторов в составе турбозубчатых агрегатов. В качестве конкретного примера рассматриваются вынужденные колебания редуктора РП-18 производства ОАО КТЗ на частоте пересопряжения зубьев второй ступени. На основе анализа полученных результатов даются рекомендации по улучшению аналогичных конструкций. Необходимость проведения данных исследований продиктована ужесточающимися требованиями, предъявляемыми к современным ГТЗА.

Один из известных способов снижения вибрации механических систем при наличии нескольких источников возбуждения, действующих на одной частоте, заключается в подборе параметров конструкции, приводящих к полной или частичной взаимной компенсации этих возбуждений.

Для реализации данного подхода и поиска оптимального решения по заказу Калужского турбинного завода в ИМАШ РАН были проведены исследования динамических характеристик возможных вариантов конструктивных исполнений. Различные фазовые соотношения возмущающих сил в зацеплениях обеспечивались за счет соответствующего подбора чисел зубьев центральных колес и эпицикла. Приведены данные для трех характерных вариантов вибровозбуждения, для обозначения которых М.Ю.Леонтьевым предложены названия «синфазный», «слабо несинфазный» и «сильно несинфазный».

Результаты численного моделирования указанных динамических процессов, во-первых, подтвердили корректность построенной модели и правильность приложения динамических сил, во-вторых, позволили оценить степень эффективности проведенных для снижения уровня вибрации мероприятий. Используемая ранее модель не позволяла сделать этого в силу принятых при ее моделировании допущений (часть кинематических звеньев механизма считалась недеформируемыми), а при анализе экспериментальных данных нельзя быть уве-

ренным, что выявленные изменения характеристик являются результатом именно одного конкретного фактора, а не совокупности других, связанных, например, с погрешностями изготовления и сборки.

Анализ динамических деформаций водила позволил объяснить причину возникновения осевых колебаний, которых согласно идее использования шевронного зацепления не должно быть. Использувавшиеся ранее модели не позволяли объяснить причину этого явления. Показано, что податливость щек водила способствует трансформации поперечных и тангенциальных колебаний сателлитов в осевые колебания водила, выходного вала и корпуса, причем амплитуда этих колебаний сопоставима с амплитудой поперечных колебаний.

С целью выравнивания распределения нагрузки по сателлитам, их оси выполнены с повышенной податливостью, но, несмотря на это, тензометрирование выявило остаточную неравномерность в пределах 10%.

Для ответа на вопрос, стоит ли проводить дополнительные мероприятия по выравниванию нагрузки, проведены исследования влияния остаточной неравномерности на виброактивность редуктора. АЧХ отклика системы на вибровозбуждение в зубчатом зацеплении при различных вариантах неравномерности распределения нагрузки по сателлитам показаны на рис. 10.

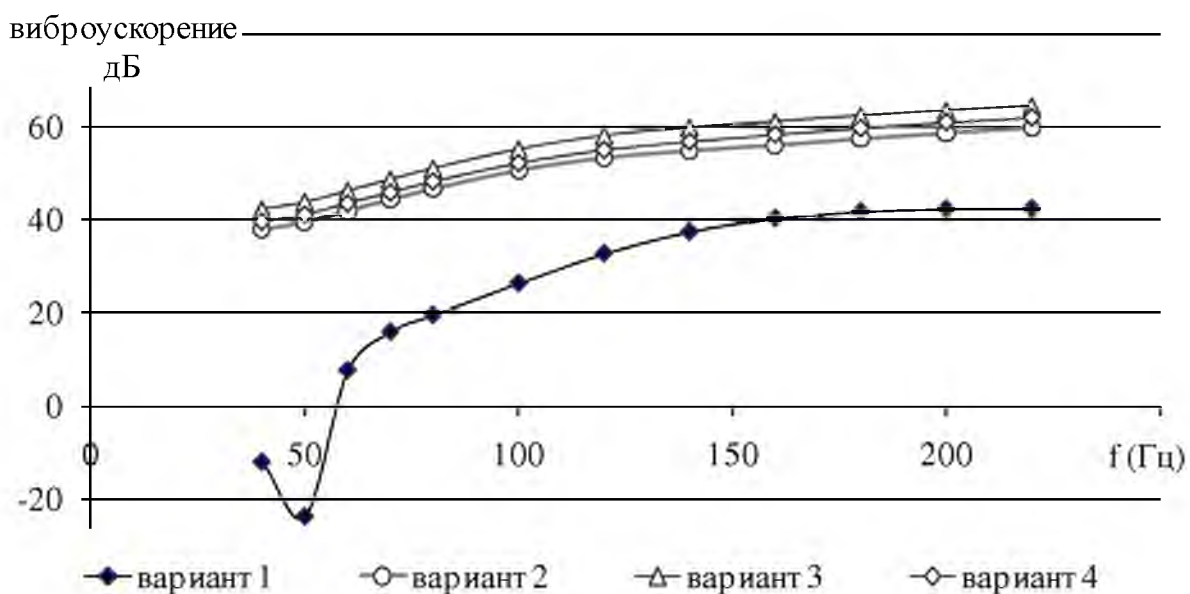


Рис. 10. АЧХ крутильных колебаний выходного вала при различном распределении нагрузки по сателлитам

АЧХ, отмеченная в легенде как вариант 1, соответствует равномерному

распределению нагрузки, $2\div 4$ – это различные варианты неравномерности распределения нагрузки по спутникам, но все в пределах 10%. Приведенные результаты говорят о наличии серьезного резерва (до 20Дб) и, следовательно, о целесообразности проведения дальнейших мероприятий по снижению неравномерности распределения нагрузки по спутникам.

Еще одно исследование проведено в связи с тем, что согласно исследованию кинематики внешнего и внутреннего зацепления, проведенному в ИМАШ РАН, при четном числе зубьев у спутников динамические силы со стороны солнечной шестерни и эпицикла действуют не строго в противофазе, а со смещением в 10° . Иными словами, фазовое смещение возбуждений спутников со стороны солнечной шестерни и эпицикла составляет 190° , а не 180° .

Поскольку жесткость системы «щеки водила – ось – спутник» определяется широким набором трудно контролируемых параметров (зазоры, определяемые погрешностями изготовления, температура смазки, режим нагрузки и пр.) и варьируется в широких пределах, исследование проведено для минимально и максимально возможных значений жесткости указанного соединения.

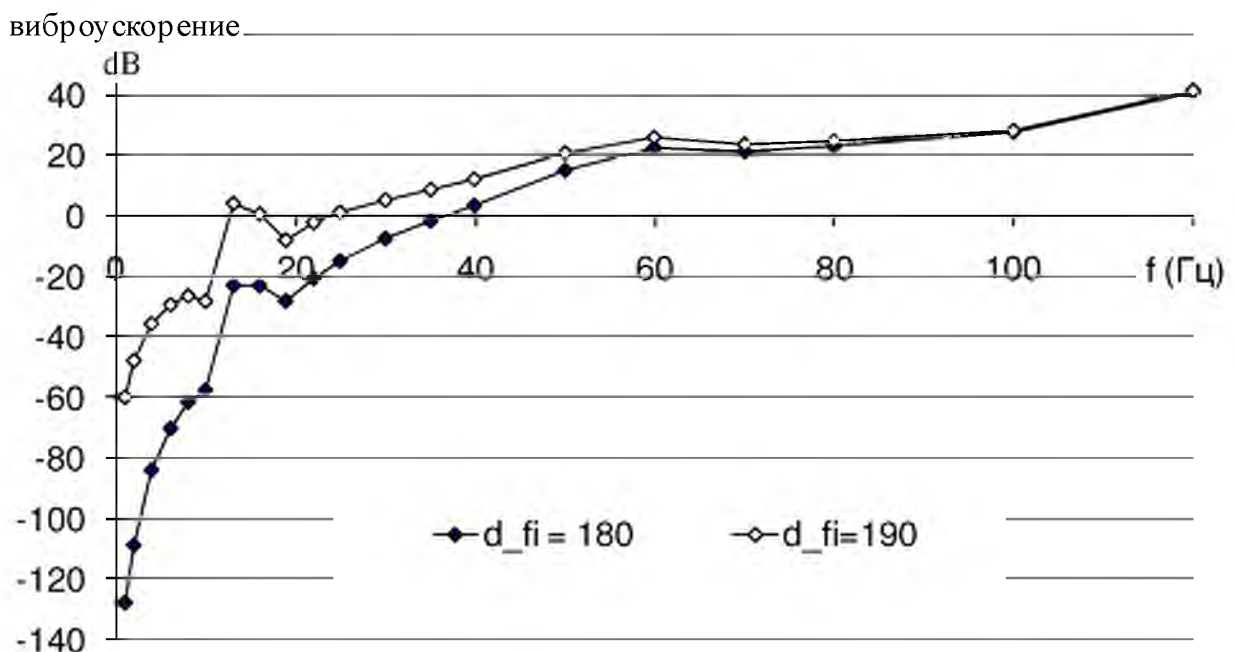


Рис. 11. АЧХ поперечных колебаний выходного вала при минимальной жесткости соединения водило – спутник

Степень и характер влияния указанного фазового отклонения хорошо видны по одной из полученных АЧХ, построенных для минимально возможной

жесткости соединения водило – сателлит, приведенной на рис. 11. Фазовое отклонение приводит к ярко выраженному повышению вибрации в низкочастотной части спектра. При повышении жесткости соединения водило – сателлит рост вибрации распространяется на более высокочастотную часть спектра до 160 – 180 Гц. Обеспечение строгой противофазности возбуждения может дать эффект снижения вибрации до 10 Дб в частотном диапазоне 40-150 Гц.

Полученные результаты говорят о целесообразности проведения мероприятий по обеспечению строгой противофазности возбуждения сателлитов со стороны эпицикла и солнечной шестерни.

Как было отмечено выше, при анализе напряженно-деформированного состояния сателлитного узла с учетом контактного взаимодействия было выявлено возникновение перекосов в зацеплениях. Это приводит к перераспределению контактной нагрузки по зацеплению. Влияние выявленной неравномерности распределения нагрузки по линии зацепления, вызванное перекосом, на АЧХ редуктора показано на рис. 12.

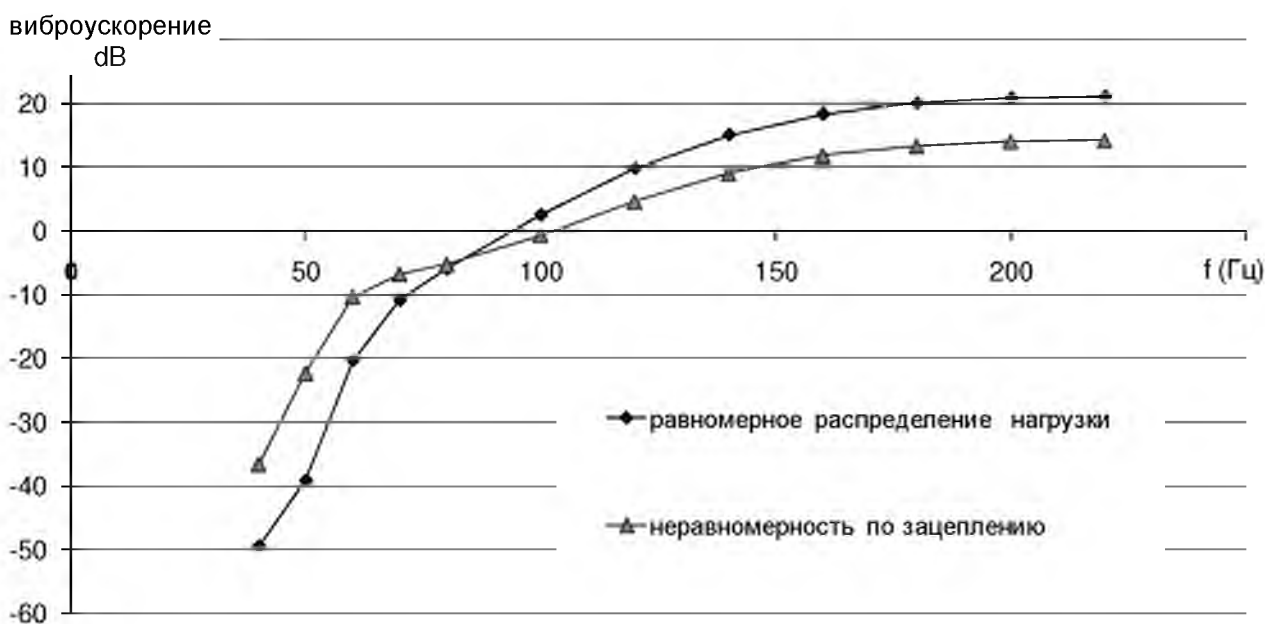


Рис. 12. Влияние неравномерности распределения нагрузки по линии зацепления на АЧХ крутильных колебаний выходного вала редуктора

Влияние перекосов на виброактивность редуктора не так однозначно, как влияние неравномерности нагрузки по сателлитам. На частоте ниже некоторого критического значения неравномерность распределения нагрузки по зацеплению ведет к повышению вибрации, а на высоких частотах – к понижению. Кри-

тическое значение различно для поперечных, осевых и крутильных колебаний. Таким образом, основной и однозначный эффект от выравнивания нагрузки по зацеплению выражается в снижении максимальных значений контактных напряжений.

В результате анализа проведенных исследований сформулированы три предложения по совершенствованию конструкции редуктора.

Во-первых, для восстановления выявленной жесткостной асимметрии сателлитного узла в плоскости, проходящей через ось сателлита, необходимо изменить конфигурацию внутренней проточки осей сателлитов. Это должно исключить возникновение перекосов и обеспечить равномерное распределение нагрузки по зацеплению.

Во-вторых, для снижения уровня осевой вибрации выходного вала и корпуса редуктора необходимо повышать жесткость щек водила.

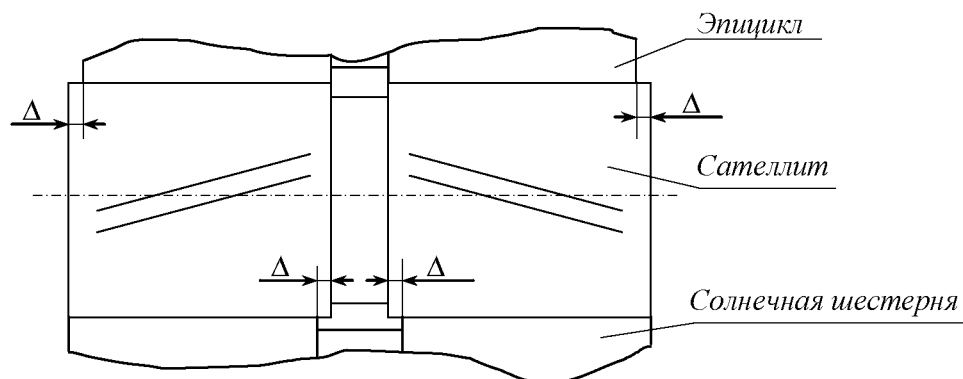


Рис. 13. Смещение полушевროнов солнечной шестерни относительно эпицикла

В-третьих, в шевронном зубчатом зацеплении исследуемой конструкции достаточно просто обеспечить строго противофазное возбуждение сателлитов со стороны солнечной шестерни и эпицикла. Необходимо сместить полушевроны солнечной шестерни относительно полушевროнов эпицикла в осевом направлении на величину Δ (рис. 13). Величина и направление Δ определяются модулем и углом наклона зубьев β , величиной необходимой фазовой коррекции φ и направлением вращения:

$$|\Delta| = \frac{m * \varphi}{2 * \sin(\beta)} = \frac{11.41 * 0.1827}{2 * \sin(28.6^\circ)} \approx 2.17 \text{ мм.}$$

Пятая глава посвящена достаточно актуальному вопросу – импортозамещению в сфере программного обеспечения. Рассмотрены вопросы разработ-

ки и тестирования программного обеспечения для расчета собственных колебаний рабочих колес турбоагрегатов, а также вопросы оценки корректности получаемых результатов.

Приводится обзор литературы, посвященной МКЭ, методологии разработки конечных элементов, расчетам лопаток и рабочих колес.

Кратко описываются структура и основные алгоритмы разработанного в рамках данной работы программного комплекса. Комплекс предназначен для расчета динамических характеристик рабочих колес турбоагрегатов. Рассматривается применение алгоритмов статической конденсации для динамических расчетов (суперэлементный подход) и учет свойств циклической симметрии. Комплекс базируется на сконструированных в рамках данной работы КЭ со смешанной аппроксимацией перемещений (рис.14). Данные элементы представляют собой удачный компромисс в борьбе за точность расчетов и экономию вычислительных ресурсов.

Кроме указанного КЭ в комплексе используются изопараметрические элементы Серендипова семейства с квадратичной, кубической и линейно-квадратичной аппроксимацией перемещений. В работе апробирована предложенная Ф.и П. Пинежаниновыми методика оценки качества используемых при конструировании КЭ базисов по их вычислительным свойствам. Как показали тестовые расчеты, вычислительные свойства базиса коррелируются с точностью получаемых с помощью этих базисов результатов.

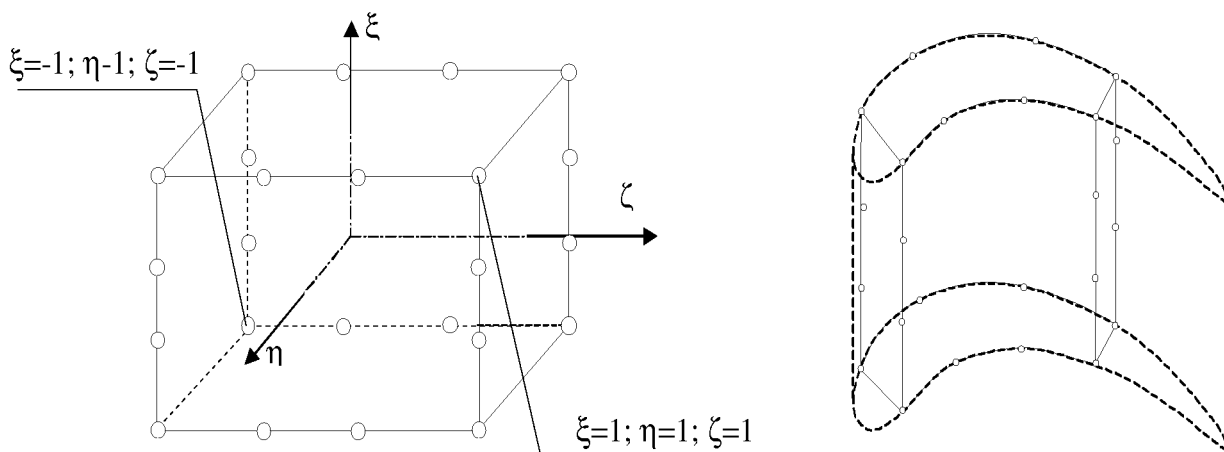


Рис. 14. Элемент с линейно-кубической аппроксимацией перемещений в локальной и глобальной системах координат

Тестирование программ производится путем сравнения с аналитическими решениями, результатами расчетов других авторов и экспериментальными данными.

Выявлены общие недостатки КЭ высших порядков, связанные с генерацией конечноэлементной сетки, что затрудняет их использование в универсальных коммерческих программных продуктах. Предложены пути преодоления указанных проблем, по крайней мере, при моделировании турбинных и компрессорных лопаток. Для получения качественной аппроксимации перемещений внутри элемента оказалось достаточным промежуточные узлы на ребрах располагать так, чтобы они делили эти ребра на равные части.

При расчете собственных колебаний используется линеаризованная модель. Рассматриваются малые колебания вблизи некоторого равновесного состояния. Само состояние статического равновесия определяется действием поля центробежных сил и рассчитывается с учетом геометрической нелинейности.

Разработанное программное обеспечение адаптируется под конкретное производство. Это позволяет отказаться от разработки универсальных генераторов конечноэлементной сетки и строить сетку по параметрам конкретных изделий. Таким образом, получается программный комплекс, способный рассчитывать динамические характеристики только конкретных изделий (в нашем случае рабочих колес конкретного производителя), но с возможностью изменения различных конструктивных параметров.

На примере разработанного комплекса даны некоторые рекомендации по созданию отечественного узкоспециализированного импортозамещающего программного обеспечения.

В связи с имеющимися разногласиями в научных кругах о корректности использования свойств циклической симметрии, этому вопросу уделено особое внимание. В работе конкретизировано понятие частотных функций, введено понятие связанности системы в контексте динамики циклически симметричных систем, сформулированы и обоснованы критерии корректности использования свойств циклической симметрии:

1. Расчет собственных форм колебаний с учетом свойств циклической симметрии корректен и дает более точные результаты, чем расчет полной модели, за исключением случаев с числом узловых диаметров, не кратным порядку симметрии в сочетании со слабой связанностью системы для этих форм.
2. При слабой связанности системы, о чем свидетельствуют почти горизонтальные участки частотных функций, формы резонансных колебаний могут существенно отличаться от форм собственных колебаний. Это необходимо учитывать при динамическом анализе, не зависимо от того, каким способом производился расчет.

При построении частотных функций предложено учитывать принадлежность форм колебаний к определенному виду, для чего вводится новый параметр – форм-фактор. Так, для дисковых форм колебаний возможны три вида колебаний: аксиальные, тангенциальные и радиальные. При наличии лопастей добавляются поворотные формы: вращение лопастей относительно собственных осей. Ранее при построении частотных функций селекция форм производилась по номеру собственной частоты в результатах расчетов, и указанный форм-фактор не учитывался, хотя возможность интерференции частот в местах пересечения графиков подразумевалась.

На рис. 15 показаны частотные функции модели диска с лопатками, представляющие собой дискретные зависимости $F_{k,m,n} = f_{k,m}(n)$, где n – число узловых диаметров; m – число узловых окружностей; k – форм-фактор, идентифицирующий вид колебаний и принимающий значение 0, 1, 2 или 3 для указанных выше видов соответственно.

В работе предлагается судить о корректности использования свойств циклической симметрии при анализе резонансных колебаний по виду построенных частотных функций. Построенные на рис. 15 функции в этом отношении достаточно показательны. Горизонтальные участки частотных функций говорят о слабой зависимости соответствующих этим участкам форм колебаний от граничных условий или, что то же самое, о слабой связанности системы для указанных форм колебаний. Формы этих колебаний в большей степени зависят от

начальных условий, если речь идет о собственных, и от характера возмущений, если речь идет о вынужденных (резонансных) колебаниях. Такие формы резонансных колебаний могут не подчиняться циклическому закону распределения амплитуд и фаз.

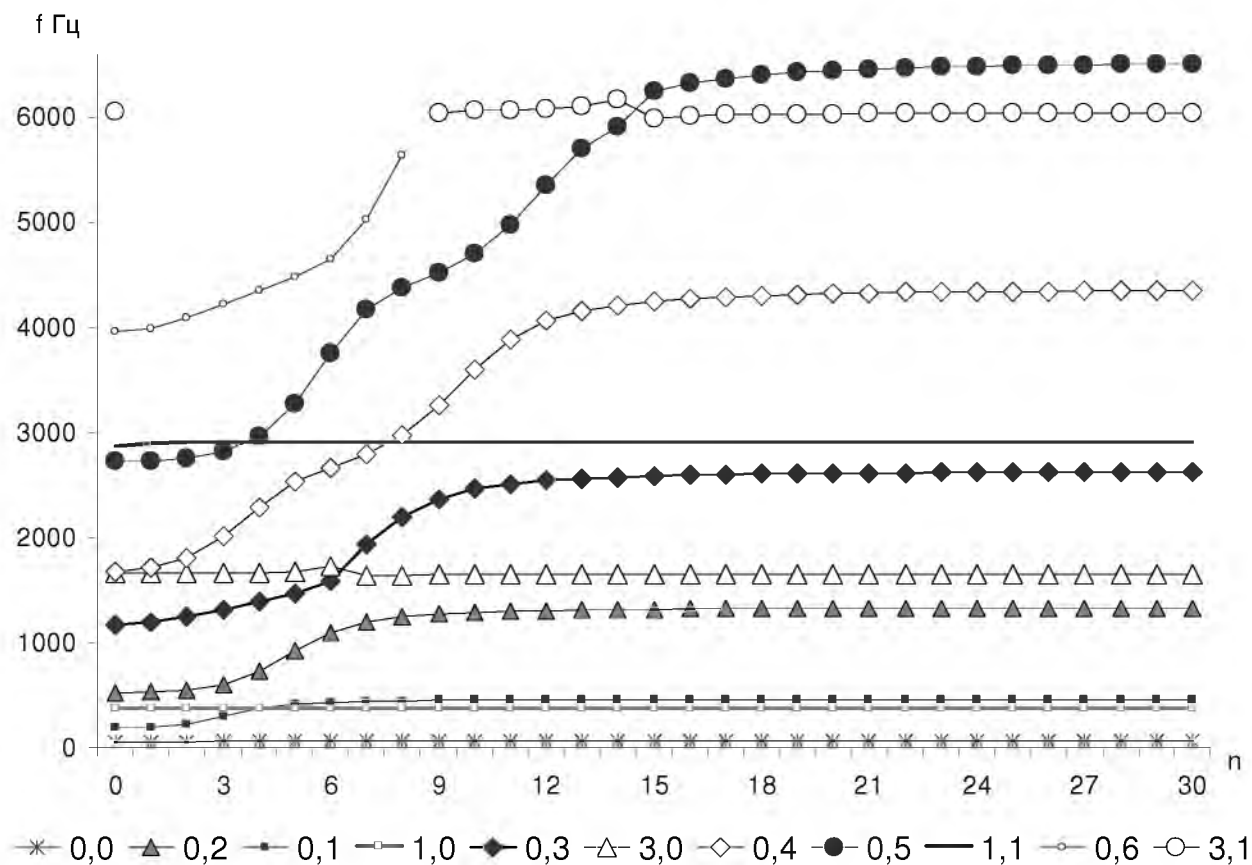


Рис. 15. Частотные функции модели диска с лопатками

Еще один пример возможной некорректности использования свойств циклической симметрии – анализ форм колебаний, соответствующих участкам частотных функций вблизи их пересечений. На рис. 16 показаны колебания с признаками двух форм: крутильных и аксиальных.

Причина такого поведения системы в том, что в связи с близостью собственных частот крутильной и изгибной форм лопасти характер их колебаний определяется примыкающей к лопасти небольшой зоной диска. Если, согласно граничным условиям, через эту зону проходит узловой диаметр, то провоцируются крутильные колебания лопасти, а если лопасть расположена вблизи пучности, то возникают изгибные колебания лопасти в аксиальном направлении. Кроме того, на каждом секторе диска между соседними узловыми диаметрами будет различное число лопастей, причем по-разному расположенных относительно узловых диаметров и пучностей. В зависимости от положения лопасти

относительно узловых диаметров, она может совершать колебания принципиально различной формы. В таких ситуациях предпочтительнее не использовать в расчетах свойства циклической симметрии.



*Рис. 16. Форма колебаний модели диска с лопатками
при числе узловых диаметров $n=14$*

В качестве примера с помощью разработанного комплекса рассчитаны собственные колебания рабочего колеса последней ступени паровой турбины К-6-30П производства Калужского турбинного завода. Модель расчетного сектора, построенная с учетом циклической симметрии 54-го порядка (по числу лопаток), показана на рис. 17. Полученная в результате расчета Кэмпбел – диаграмма показана на рис.18, там же отмечены резонансные частоты, полученные экспериментально. Сравнение расчетных данных и результатов экспериментов подтверждает высокую точность разработанного программного комплекса.

Апробация разработанного программного обеспечения на Калужском турбинном заводе и Калужском моторостроительном заводе подтвердила перспективность его использования при оценке динамических характеристик рабочих колес на этапе проектирования.

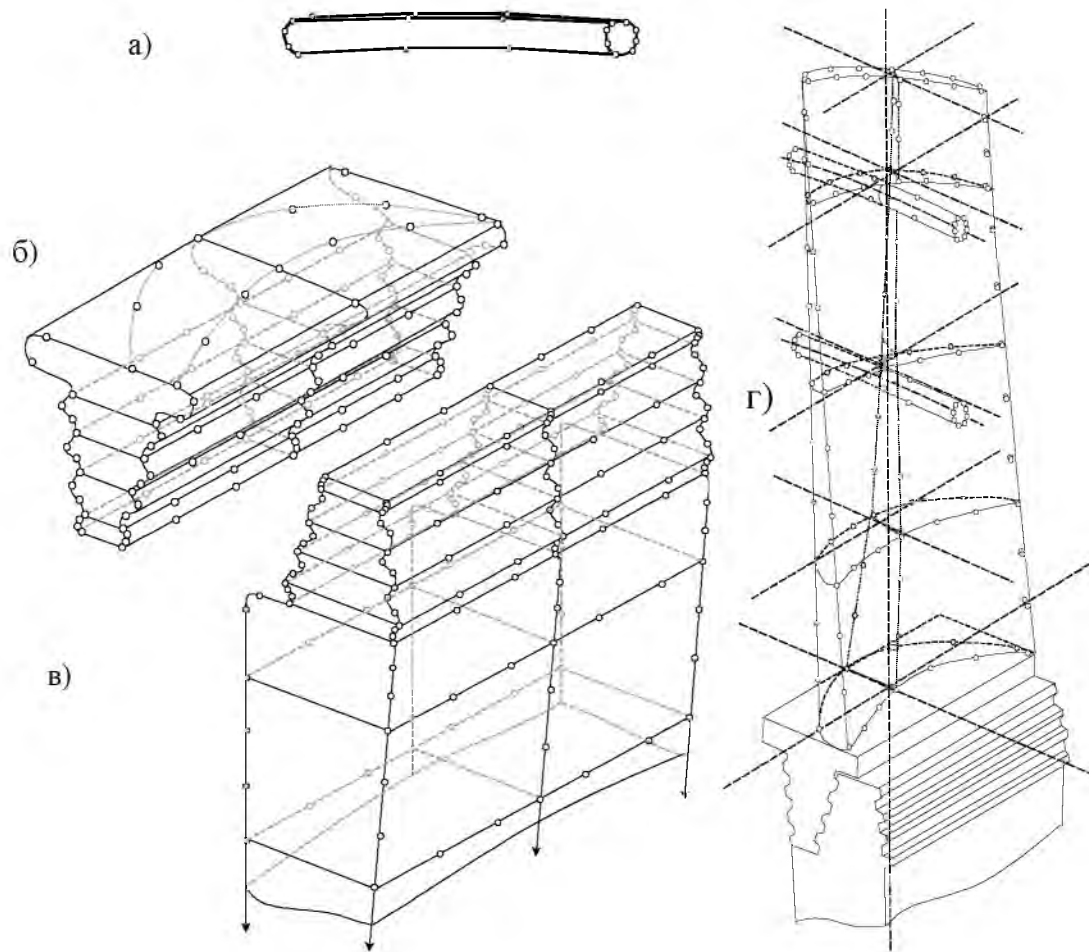


Рис. 17. Конечноэлементная модель сектора рабочего колеса паровой турбины: а) элементы связей; б) хвостовик; в) сектор диска с элементами замкового зацепления; г) модель лопатки с элементами связей и сектором диска

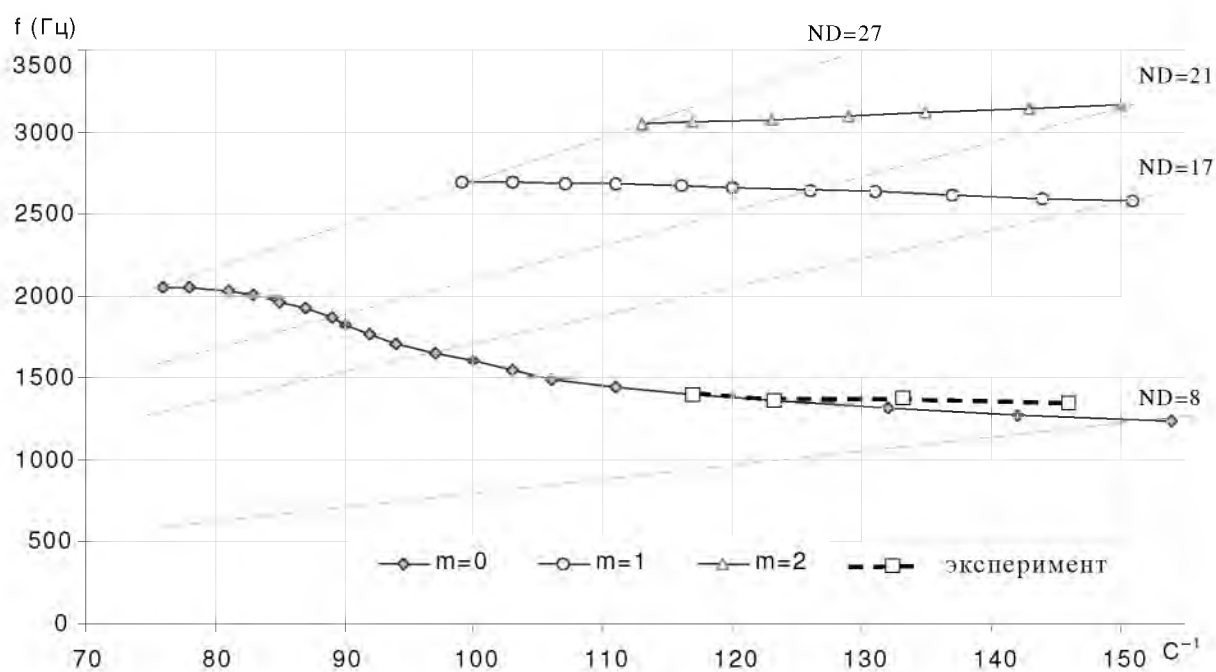


Рис. 18. Частотная диаграмма рабочего колеса восьмой ступени турбины К6-30П: m – число узловых окружностей, ND – число узловых диаметров

Основные выводы по работе.

- 1 На основе комбинированного подхода предложена методика построения конечноэлементных моделей нового поколения для исследования динамики планетарных редукторов большой мощности. Методика апробирована при исследовании динамических свойств планетарного редуктора РП18 производства Калужского турбинного завода.
- 2 Предложены методики упрощенного моделирования дисковых муфт, валопроводов и роторов, позволяющие максимально упростить модель, при адекватном отражении ею основных динамических характеристик моделируемого объекта.
- 3 Исследованы динамические характеристики типовой конструкции планетарного редуктора в составе ГТЗА. Даны рекомендации по снижению уровня вибрации редуктора.
- 4 На основе разработанной методики расчета собственных колебаний циклически симметричных вращающихся систем на базе КЭ высших порядков разработан программный комплекс.
- 5 Сформулированы критерии корректности использования свойств циклической симметрии, позволяющие более обоснованно подходить к вопросу использования указанных свойств в расчетах и оценке достоверности полученных форм резонансных колебаний.

На конкретных примерах расчетов ГТЗА и рабочих колес турбоагрегатов показаны методы исследования динамических характеристик и оценки корректности получаемых результатов.

Основное содержание работы отражено в следующих работах:

Монография

1. *Насонов Д.А.* Моделирование собственных колебаний циклически симметричных систем. Применение конечных элементов высшего порядка. – Саарбрюккен, LAMBERT Academic Publishing, 2011, 167 с., ISBN: 978-3-8473-1798-2

Статьи в журналах, рекомендуемых перечнем ВАК

2. *Ильичев В.Ю., Насонов Д.А.* Выбор конструкции и оценка динамических ха-

- ра характеристик соединительных муфт // Проблемы машиностроения и автоматизации. – М.: 2012, №2, с. 39-42.
3. *Ильичев В.Ю., Насонов Д.А.* Экспериментально-аналитическое исследование и коррекция статических и динамических характеристик резинопальцевых муфт // Известия ТулГУ. Технические науки. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2011, Вып. 3, с. 46-53.
 4. *Косарев О.И., Насонов Д.А.* Повышение эффективности одного из способов снижения виброактивности планетарного редуктора // Известия ТулГУ. Технические науки. Тула: Изд-во ТулГУ, 2012, Вып. 10, с. 66-71.
 5. *Косарев О.И., Насонов Д.А., Леонтьев М.Ю.* Тестирование конечноэлементной модели для исследования вибраций планетарного редуктора // Известия ТулГУ. Технические науки. Тула: Изд-во ТулГУ, 2012, Вып. 10, с. 83-91.
 6. *Леонтьев М.Ю., Насонов Д.А. Бедный И.А.* Математическая модель для уточненного определения комплексных погрешностей сателлитных узлов планетарных передач // Проблемы машиностроения надежности машин. 2012. №3, с. 27-31.
 7. *Леонтьев М.Ю., Насонов Д.А.* Исследование перекосов в зубчатом зацеплении, вызванных податливостью водила и элементов сателлитного узла планетарного механизма // Проблемы машиностроения и автоматизации. – М.: 2010, №1, с 76-78
 8. *Насонов Д.А.* Влияние неравномерности распределения нагрузки по зацеплениям на виброактивность планетарного редуктора // В мире научных открытий. – Красноярск: Научно-инновационный центр, 2012, №12(36), с. 129-139.
 9. *Насонов Д.А.* Исследование динамики упрощенной модели однодискового ротора // В мире научных открытий. – Красноярск: Научно-инновационный центр, 2012, №12(36), с. 73-85.
 10. *Насонов Д.А.* Комбинированный подход к моделированию динамики зубчатых передач // Известия ТулГУ. Технические науки. Тула: Изд-воТулГУ, 2011, Вып. 5, часть 3, с. 53-58.

11. *Насонов Д.А.* Повышение достоверности определения погрешностей изготовления водила планетарного редуктора по результатам косвенных измерений // Проблемы машиностроения и автоматизации. – М.: 2011, №4, с 122-126.
12. *Насонов Д.А.* Технология упрощенного конечноэлементного моделирования многодисковых роторных систем // В мире научных открытий. – Красноярск: Научно-инновационный центр, 2011, №2(14), с. 127-131
13. *Насонов Д.А., Селиверстов И.А., Лосев А.Ю.,* Интеграция программ инженерного анализа со средой «КОМПАС-ГРАФИК» // Научные технологии М.: «Радиотехника» №4, 2007, т8, с.11-16.
14. *Насонов Д.А., Леонтьев М.Ю.* Альтернативное решение контактной задачи при моделировании напряженно-деформированного состояния сателлитного узла планетарного редуктора // Научные технологии М.: «радиотехника» №4, 2007, т8, с.17-21.
15. *Насонов Д.А., Леонтьев М.Ю.* Использование конечных элементов высших порядков в задачах динамики и прочности // Проблемы машиностроения и автоматизации. – М.: 2010, №4, с 44-48
16. *Насонов Д.А., Леонтьев М.Ю.* Особенности расчета динамических характеристик циклически симметричных систем // Проблемы машиностроения и автоматизации. – М.: 2010, №3, с 64-66.
17. *Насонов Д.А., Леонтьев М.Ю.* Пути повышения точности конечно-элементного анализа сложных механических конструкций // Известия ТулГУ. Технические науки. Тула: Изд-во ТулГУ, 2011, Вып. 4, с 254-261.
18. *Насонов Д.А., Леонтьев М.Ю.* К вопросу об определении погрешностей изготовления водила планетарного редуктора по результатам косвенных измерений // Известия ТулГУ. Технические науки. Тула: Изд-во ТулГУ, 2012, Вып. 8, с. 21-29.
19. *Насонов Д.А., Леонтьев М.Ю.* К вопросу о корректности использования свойств циклической симметрии в задачах динамики механических систем // Проблемы машиностроения и автоматизации. – М.: 2011, №1, с 54-58.

Статьи в других журналах и изданиях

20. *Борискин О.Ф., Насонов Д.А.* Математическое моделирование сложных механических систем с циклической поворотной симметрией // Математическое моделирование сложных технических систем. Труды МГТУ. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1998, №572. С. 3-10.
21. *Борискин О.Ф., Вязьмитинов В.А., Насонов Д.А.* Моделирование элементов конструкций на базе смешанных аппроксимаций перемещений // Энерготехнологические процессы. Проблемы и перспективы. Сборник статей / Под редакцией Л.В. Лысенко. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000, с. 152–158.
22. *Борискин О.Ф., Насонов Д.А.* Расчет колебаний лопаток и рабочих колес с использованием свойств поворотной симметрии // Математическое моделирование сложных технических систем. Труды МГТУ. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999, №576, с. 46–55.
23. *Борискин О.Ф., Насонов Д.А.* Численное исследование влияния конструктивных факторов на колебания рабочих колес турбомашин // Энерготехнологические процессы. Проблемы и перспективы. Сборник статей / Под редакцией Л.В. Лысенко. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000, с. 177–190.
24. *Борискин О.Ф., Насонов Д.А.* Расчет колебаний рабочих колес турбомашин с использованием элементов со смешанной аппроксимацией перемещений // Методы исследования и проектирования сложных технических систем. Труды МГТУ. – М.: изд. МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2001, №581, с. 40-48.
25. *Греков Р.Н., Насонов Д.А.* Использование графического интерфейса в расчетах динамики механических конструкций // Методы исследования и проектирования сложных технических систем. Труды МГТУ. – М.:изд. МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2001, №583, с. 50-54.
26. *Гречанинов И.П., Насонов Д.А., Дуболазов К.В.* Численная реализация задачи о нелинейном изгибе пологой оболочки. // Математическое моделирование сложных технических систем. Труды МГТУ. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007, №595, с. 11-18.

27. Зуев Е.С., Насонов Д.А. Исследование динамических характеристик механических систем средствами ANSYS // Математическое моделирование сложных технических систем. Труды МГТУ. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010, №602, с. 22-27.
28. Зуев Е.С., Насонов Д.А. Экспериментальное исследование влияния жесткости соединений элементов механических конструкций на ее частотные и демпфирующие свойства // Математическое моделирование сложных технических систем. Труды МГТУ. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010, №602, с. 16-21.
29. Насонов Д.А., Белов А.А., Насонова А.Д. Учет геометрической нелинейности при статическом нагружении механических конструкций // Методы исследования и проектирования сложных технических систем / Труды МГТУ. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008, т.1, с.109-118.
30. Леонтьев М.Ю., Лысенков В.С., Насонов Д.А. К вопросу о точности математического моделирования напряженно-деформированного состояния сателлитного узла планетарного редуктора // Математическое моделирование сложных технических систем. Труды МГТУ. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006, №593, с. 61-66.
31. Насонов Д.А., Леонтьев М.Ю. Анализ спектра колебаний циклически симметричной механической системы // Математическое моделирование сложных технических систем. Труды МГТУ. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010, №602, с. 28-33.
32. Насонов Д.А., Селиверстов И.А. Визуализация результатов инженерного анализа средствами «КОМПАС» с помощью среды разработки Visual c#.net // Математическое моделирование сложных технических систем. Труды МГТУ. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006, №593, с.76-80.

Материалы научных конференций

33. Борискин О.Ф., Насонов Д.А. Математическое моделирование динамики и прочности турбомашин // Наука и предпринимательство. Сборник трудов международного симпозиума. – Винница–Львов, 1998. – с.200.

34. *Борискин О.Ф., Насонов Д.А.* Смешанная аппроксимация перемещений в задачах механики твердого деформируемого тела // Информационные технологии в образовании./ IX международная конференция-выставка. – М.: МИФИ, 1999. – с.54-55.
35. *Борискин О.Ф., Насонов Д.А.* Расчет динамики рабочих колёс турбоагрегатов методом конечных элементов // Прогрессивные технологии, конструкции и системы в приборостроении. / Всероссийская научно-техническая конференция. Калуга, 2000. – с.62.
36. *Борискин О.Ф., Насонов Д.А.* Математическое моделирование динамики элементов турбомашин // Актуальные проблемы современного естествознания / 2-я междунар. конф. изд. Калуга КГПУ 2000. с170-171.
37. *Леонтьев М.Ю., Насонов Д.А.* К вопросу о влиянии погрешностей изготовления и деформаций сателлитного узла на динамику планетарного редуктора // Научные технологии в приборо- и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗе / всероссийская научно-техническая конференция. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008, т.1, с. 76-81.
38. *Насонов Д.А.* Влияние перекосов в зубчатых зацеплениях на виброактивность планетарного редуктора // Научные технологии в приборо- и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗе / всероссийская научно-техническая конференция. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012, т.3, с. 70-71.
39. *Насонов Д.А.* Исследование деформаций сателлитного узла планетарного редуктора с учетом контактного взаимодействия // Научные технологии в приборо- и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗе / всероссийская научно-техническая конференция. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012, т.3, с. 72-73.
40. *Насонов Д.А.* Исследование динамики вращающихся систем средствами ANSYS // Научные технологии в приборо- и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗе / всероссийская научно-техническая конференция. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, т.2, с. 113.

41. *Насонов Д.А.* Конечноэлементное моделирование ротора турбоагрегата с целью исследования его динамических характеристик // Научные технологии в приборостроении и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗе / всероссийская научно-техническая конференция. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010, т.2, с. 124.
42. *Насонов Д.А.* К вопросу о влиянии качества конечноэлементной сетки на точность динамических расчетов // Научное творчество XXI века: Материалы IV. Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. / приложение к журналу "В мире научных открытий". – Красноярск 2011, вып 2, с. 124-125.
43. *Насонов Д.А.* Об одной замеченной некорректности в работе программного комплекса ansys, и необходимости тестирования конечноэлементных моделей // Научные технологии в приборостроении и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗе / всероссийская научно-техническая конференция. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, т.2, с. 116.
44. *Насонов Д.А.* Построение модели ротора турбоагрегата для исследования динамики силовой судовой установки // Научные технологии в приборостроении и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗе / Всероссийская научно-техническая конференция. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, т.2, с. 118.
45. *Насонов Д.А., Белов А.А.* К вопросу о решении геометрически нелинейных задач теории упругости // Научные технологии в приборостроении и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗе / Всероссийская научно-техническая конференция. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007, т.1, с.114-115.
46. *Насонов Д.А., Леонтьев М.Ю., Бедный И.А.* О конечноэлементном расчете динамических характеристик корпусных конструкций // Научные технологии в приборостроении и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗе / Всероссийская научно-техническая конференция. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, т.2, с. 114-115.

47. *Насонов Д.А., Леонтьев М.Ю.* К вопросу о численном моделировании динамических характеристик планетарных редукторов // Научные технологии в приборостроении и развитии инновационной деятельности в ВУЗе / всероссийская научно-техническая конференция. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008, т.1, с. 82-87.
48. *Насонов Д.А., Зуев Е.С.* Моделирование вынужденных колебаний корпуса планетарного редуктора с помощью программного комплекса ANSYS // Актуальные вопросы современной науки и образования / V Общероссийская научно-практическая конференция с международным участием. – 2010, вып.2. с. 275-279.
49. *Насонов Д.А., Леонтьев М.Ю.* Об алгоритме численного решения одной из некорректно заданных задач, представляющей практический интерес // Актуальные вопросы современной науки и образования / V Общероссийская научно-практическая конференция с международным участием. – 2010, вып.2. с. 280-286.
50. *Насонов Д.А., Леонтьев М.Ю.* Математическое моделирование водила планетарного редуктора // Научные технологии в приборостроении и развитии инновационной деятельности в ВУЗе / всероссийская научно-техническая конференция. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010, т.2, с. 123.
51. *Сидоров А.А., Насонов Д.А.* К вопросу о колебаниях закрученных переменного профиля рабочих лопаток турбомашин // Актуальные вопросы современной науки и образования / V Общероссийская научно-практическая конференция с международным участием. – 2010, вып.2. с. 287-291.

Авторские свидетельства

52. Подпрограмма расчета функций форм для конечных элементов со смешанной аппроксимацией перемещений: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2014611446 (РФ) / Насонов Д.А – регистр. 03.02.2014

Соискатель



Д. А. Насонов