

СВЕДЕНИЯ О РЕЗУЛЬТАТАХ ПУБЛИЧНОЙ ЗАЩИТЫ ДИССЕРТАЦИИ

Диссертационный совет: Д 212.125.05

Соискатель: Насонов Дмитрий Александрович

Тема диссертации: Методология расчета и динамический анализ турбозубчатых агрегатов главного привода судовых гребных винтов

Специальность: 01.02.06. – «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры»

Решение диссертационного совета по результатам защиты диссертации:

На заседании 19 октября 2016 года диссертационный совет пришел к выводу о том, что Совокупность выполненных автором исследований и разработанных теоретических положений можно квалифицировать как решение крупной научной проблемы, заключающейся в снижении уровня вибрации ГТЗА, имеющее важное значение для ВМФ и обороноспособности страны в целом, что соответствует требованиям п. 9 Положения о порядке присуждения ученых степеней, утвержденного постановлением Правительства Российской Федерации от 24 сентября 2013 г. № 842. На заседании 19 октября 2016 года диссертационный совет принял решение присудить Насонову Д.А. ученую степень доктора технических наук.

Присутствовали: *председатель диссертационного совета Тарлаковский Д. В., заместитель председателя диссертационного совета Фирсанов В.В., ученый секретарь диссертационного совета Федотенков Г.В., Бирюков В.И., Гришанина Т. В., Дмитриев В.Г., Зверьев Е.М., Кузнецов Е.Б., Лурье С.А., Медведский А.Л., Мовчан А.В., Нерубайло Б.В., Рыбаков Л.С., Сибиряков А.В., Сидоренко А.С., Солдатенков И.А., Туркин И.К., Тютюнников Н. П., Шклярчук Ф.Н.*

Ученый секретарь диссертационного
совета Д 212.125.05 к.ф.-м.н., доцент

Федотенков Г.В.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ ДИССЕРТАЦИОННОГО СОВЕТА Д 212.125.05 НА БАЗЕ
ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ (НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)» ПО ДИССЕРТАЦИИ
НА СОИСКАНИЕ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ ДОКТОРА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

аттестационное дело № _____

решение диссертационного совета от «19» октября 2016 г. № 15

О присуждении Насонову Дмитрию Александровичу, гражданину Российской Федерации, ученой степени доктора технических наук.

Диссертация «Методология расчета и динамический анализ турбозубчатых агрегатов главного привода судовых гребных винтов» по специальности 01.02.06 «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры» принята к защите «01» июля 2016 г., протокол № 14 диссертационным советом Д 212.125.05 на базе федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)», Министерство образования и науки РФ, 125993, г. Москва, Волоколамское шоссе, д. 4, А-80, ГСП-3, приказ о создании диссертационного совета Д 212.125.05 – № 105/нк от «11» апреля 2012 г.

Соискатель Насонов Дмитрий Александрович, 1964 года рождения, в 1987 году окончил «Московское высшее техническое училище имени Н.Э. Баумана». После учебы в очной аспирантуре при кафедре «Соппротивление материалов» Калужского филиала МГТУ имени Н.Э. Баумана в 2001г. защитил диссертацию на соискание ученой степени кандидата технических наук «Моделирование собственных колебаний циклически симметричных систем на базе конечных элементов со смешанной аппроксимацией перемещений полиномами высших

порядков» в диссертационном совете Д 212.157.11, созданном на базе Московского энергетического института (Технического Университета).

После окончания очной докторантуры при ИМАШ РАН работает старшим научным сотрудником в лаборатории волновой механики ИМАШ РАН.

Диссертация выполнена в лаборатории волновой механики ИМАШ РАН.

Научный консультант – доктор технических наук, Косарев Олег Иванович, начальник отдела волновой механики ИМАШ РАН.

Официальные оппоненты:

Куменко Александр Иванович, доктор технических наук, доцент, начальник центра мониторинга и технической диагностики в энергетике ООО «Научно-производственный центр ДИНАМИКА»;

Темис Юрий Моисеевич, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Прикладная математика» федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана»;

Крюков Владимир Алексеевич, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Проектирование механизмов и деталей машин» федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Тульский государственный университет»

дали положительные отзывы на диссертацию.

Ведущая организация **федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ» (Московский энергетический институт)** в своем положительном отзыве, подписанном доктором технических наук, профессором, заведующим кафедрой РМДиПМ Меркурьевым Игорем Владимировичем и доктором технических наук, доцентом кафедры РМДиПМ Муницыным Александром Ивановичем, указала, что несмотря на имеющиеся

замечания, работа заслуживает положительной оценки, и в диссертации решается важная и актуальная научная проблема. Основные научные положения, выводы и рекомендации, приведенные в диссертации, вполне обоснованы. В заключении отмечается, что автором систематизированы подходы к исследованию динамических свойств турбозубчатых агрегатов, разработана методология моделирования и исследования динамики главных турбозубчатых агрегатов и систем, им подобных. Кроме того, указано, что работа соответствует требованиям «Положения о присуждении ученых степеней».

Соискатель имеет 51 опубликованную работу по теме диссертации, в том числе 18 работ, опубликованных в рецензируемых научных изданиях, рекомендуемых ВАК.

Наиболее значимые научные работы по теме диссертации:

1. 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.
2. 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
3. Насонов Д.А. Комбинированный подход к моделированию динамики зубчатых передач // Известия ТулГУ. Технические науки. Тула: Изд-во ТулГУ, 2011, Вып. 5, часть 3, с. 53-58.
4. Насонов Д.А., Леонтьев М.Ю. Альтернативное решение контактной задачи при моделировании напряженно-деформированного состояния сателлитного узла планетарного редуктора // Научно-технические проблемы машиностроения М.: «радиотехника» №4, 2007, т8, с.17-21.
5. 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.

На диссертацию и автореферат поступили отзывы:

от ведущей организации **федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ» (Московский энергетический институт)**, подписанный доктором технических наук, профессором, заведующим кафедрой РМДиПМ Меркурьевым И.В. и доктором технических наук, доцентом кафедры РМДиПМ Муницыным А. И., заверенный заместителем начальника управления по работе с персоналом Барановой Е.Ю., утвержденный проректором по научной работе Национального исследовательского университета «МЭИ» Драгуновым В.К., отзыв положительный;

от официального оппонента, **Куменко Александра Ивановича**, доктора технических наук, доцента, начальника центра мониторинга и технической диагностики в энергетике ООО «Научно-производственный центр ДИНАМИКА», заверенный старшим менеджером Московского офиса Дербеновой Е.Н., отзыв положительный;

от официального оппонента, **Темиса Юрия Моисеевича**, доктора технических наук, профессора кафедры «Прикладная математика» федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана», заверенный руководителем Научно-учебного комплекса «Фундаментальные науки» МГТУ им. Н.Э. Баумана Гладышевым В.О., отзыв положительный;

от официального оппонента, **Крюкова Владимира Алексеевича**, доктора технических наук, профессора кафедры «Проектирование механизмов и деталей машин» федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Тульский государственный университет», заверенный начальником административно-кадрового управления Метелищенковой М.В., отзыв положительный;

от доктора технических наук, профессора кафедры «Прикладная механика» Калужского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана Астахова Михаила Владимировича, отзыв положительный;

от доктора технических наук, профессора, заведующего кафедрой «Подъемно-транспортные машины и оборудование» Тульского государственного университета (ТУЛГУ) Анцева Виталия Юрьевича, отзыв положительный;

от ЗАО НПВП «ТУРБОКОН», подписанный главным конструктором, заведующим межведомственной научно-исследовательской лабораторией им. В.А. Федорова, ЗАО НПВП «ТУРБОКОН» доктором технических наук Кирюхиным А.В., отзыв положительный;

от ОАО «Калужский турбинный завод», подписанный ведущим инженером-конструктором-разработчиком СКБ ПАО «КТЗ», доктором технических наук Шатохиным В.Ф. и ведущим специалистом СКБ ПАО «КТЗ», кандидатом технических наук Леонтьевым М.Ю., отзыв положительный;

от доктора физико-математических наук, профессора, члена-корреспондента РАН, заведующего кафедрой информатики и вычислительной математики Петрова И.Б., заверенный ученым секретарем Совета МФТИ Скалько Ю.И., отзыв положительный;

В поступивших отзывах отмечена актуальность темы диссертационного исследования, дан краткий обзор работы по главам, отмечены актуальность, новизна, достоверность полученных автором результатов и их практическая значимость.

В поступивших отзывах имеются замечания.

В отзыве ведущей организации Национальный исследовательский университет «МЭИ» имеются замечания:

1 Слишком упрощенная модель зубчатого зацепления, выполненная в виде набора упругих элементов, не позволяет учитывать распространение упругих волн в материале конструкции.

2 Моделирование дисковой муфты пятью элементами с инерционными и жесткостными свойствами исключает из рассмотрения их высшие формы собственных колебаний и, соответственно, влияние этих форм на динамику системы.

3 При введенных упрощениях в конечно-элементную модель можно было бы ввести и конструкцию самого станда, рассматриваемого во второй главе диссертации.

4 Из представленной работы без пояснения автора не ясно, как учитывались диссипативные характеристики материала и конструкционное трение, а это важные параметры, влияющие на динамику системы.

Замечания в отзыве официального оппонента А.И. Куменко (примечание: здесь и далее ГТЗА – главный турбозубчатый агрегат):

1. В автореферате (стр. 4) и в тексте диссертации (стр. 4) формулируется цель работы как «снижение уровня вибрации при проектировании малошумных ГТЗА». Следует уточнить, что основная цель работы более общая – обеспечение и повышение вибрационной надежности при проектировании малошумных ГТЗА. А снижение уровня вибрации – это часть более общей задачи повышения надежности при проектировании и доводке ГТЗА.

2. Для лучшего прочтения текста диссертации следовало бы дать перечень обозначений.

3. Не совсем корректно выполнены ссылки на работы МЭИ (стр. 12 автореферата), так как разработанный программный комплекс МЭИ, состоящий из нескольких независимых сложных программных продуктов, не является аппаратным и разработан не столько для центровки и балансировки валопроводов, а прежде всего для решения задач вынужденных колебаний многоопорных валопроводов от неуравновешенностей и несовершенств сборки полумуфт, а также для анализа устойчивости движения валопровода на масляной пленке с учетом эксплуатационных расцентровок и других технологических отклонений. Этот комплекс, наряду с другими программными комплексами (расчета крутильных колебаний, реакций опор и напряжений в элементах роторов

и муфт), до сих пор используется на ЛМЗ при проектировании одновалвных турбоагрегатов ТЭС и АЭС.

4. Источники вибрации, указанные в тексте диссертации на рис. 1.1 и стр. 12,13, недостаточно полные, следовало бы привести отдельную таблицу с перечнем кинематических и динамических возмущений, вызывающих вынужденные колебания и другие виды вибрации.

5. Там, где рассматриваются источники вибрации валопровода, из текста не ясно, идет ли речь о несовершенствах стыковки полумуфт валопровода (кинематическое возмущение вынужденных колебаний типа «коленчатость», «маятник») или речь идет о расцентровках роторов по полумуфтам, которые вызывают изменение динамических свойств системы (критических частот, запасов устойчивости и пр.).

6. В представленных моделях отсутствует подробная информация о том, как моделируется масляная пленка подшипников, которая не только определяет динамические свойства роторных систем, но может явиться источником самовозбуждающихся колебаний роторов с одной из низших частот в системе или субгармонических колебаний с частотами $\frac{1}{2}$; $\frac{1}{3}$; $\frac{1}{4}$; и т.д. По крайней мере, эти вопросы достойны того, чтобы о них упомянуть в обзоре.

7. Один из недостатков в оформлении работы – отсутствие в тексте модели и уравнений сил демпфирования и возмущающих сил не только в масляном слое подшипников, но также в муфтах, зубчатых соединениях, газодинамическом потоке. Не следовало в приложении 1 приводить известные из многочисленной литературы соотношения теории упругости и метода конечных элементов, тем более что там содержатся только упругие и инерционные элементы.

8. На стр. 17 автореферата отмечено, что «предложен оригинальный способ моделирования подшипников скольжения сателлитного узла...». Однако нет достаточных пояснений, о каких характеристиках подшипников идет речь, какие физическая и математическая модели соответствуют этому предложению, не пояснено.

9. На стр. 31 говорится о возмущениях аксиальных и тангенциальных форм рабочего колеса, но не раскрывается физическая природа возмущений и их характер.

10. На стр. 30-32 автореферата и в тексте диссертации (глава 5) рассматриваются вопросы обеспечения динамической надежности на примере изгибно-крутильных колебаний венца рабочих лопаток, расположенных на модели диска турбины, в том числе приводится Кэмпбелл-диаграмма. Но нет законченности примера, так как не приведены нормы отстройки и не дана оценка надежности конкретного венца. А если бы это рассматривалось вместе с нормами на отстройку, то вероятно отпали бы рассуждения, какие колебания совершают лопатки, в зависимости от положения узловых диаметров. Частоты по разным формам близкие и отстройка при близости рабочей частоты к резонансной частоте производится от всех форм: изгибных, крутильных или изгибно-крутильных.

11. Не ясно, по какому принципу был вставлен единственный фрагмент разработанного программного обеспечения – блока расчета матриц для элемента со смешанной линейно-кубической аппроксимацией перемещений с присовокуплением известных процедур обращения матриц и вычисления определителей MINV и MINV2, на которые достаточно было сослаться.

12. Выводы по работе должны быть более фундаментальными и более обширными. Часть выводов по главам следовало бы вынести в итоговое заключение.

13. Следовало бы обозначить, какие еще задачи необходимо решить в рамках заявленного отечественного комплекса для обеспечения требований к «виброшумовым характеристикам ГТЗА». Например, выпали из рассмотрения вопросы обеспечения устойчивости движения на масляной пленке роторов и валопровода ГТЗА с учетом конструктивных и эксплуатационных отклонений, вопросы задеваний и др.

Замечания в отзыве официального оппонента Ю.М. Темиса:

1. Модель зацепления, созданная автором, позволяет оценить области колебаний ГТЗА. Однако уровень динамического отклика системы и параметры

шума существенно зависят от ряда факторов, которые автор в работе не рассмотрел. Так, замена жесткости зацепления в модели редуктора на упругие элементы (пружины с постоянной жесткостью) не позволяет учесть параметрический характер колебаний в зацеплениях колес. Кроме того, не рассматривается условие возможной потери контакта зубьев, которое определяет нелинейность всей системы и возможность существования различных режимов колебаний. В модели планетарного редуктора также не учитывается влияние некоторых факторов, определяющих его динамическое состояние, а именно: характер сил трения в зацеплении, податливость венцовых шестерен и их вынужденные изгибные колебания, влияние плавающих опор солнечных шестерен на снижение динамических нагрузок.

2. Вывод о том, что в касательной матрице $[K_T]$ можно пренебречь ее составляющей – матрицей $[K_L]$, зависящей от больших деформаций, – неоднозначен. В ряде случаев учет «больших перемещений» необходим, особенно для лопаток компрессоров и последних ступеней турбины.

3. В касательной матрице отсутствует ее составляющая – матрица $[K_R]$, отвечающая за снижение жесткости при вращении.

4. В тонкостенных вращающихся деталях (лопатках и дисках) за счет растягивающих усилий жесткость на изгиб резко возрастает. Это приводит к тому, что итерационные процессы – простой итерации и варианты метода Ньютона – плохо сходятся. Альтернативой является применение шаговых алгоритмов с коррекцией погрешности, превосходящих по эффективности предложенный автором «модифицированный алгоритм учета геометрической нелинейности».

5. Применение в качестве критерия динамического состояния диска с лопатками традиционной и модифицированной частотных диаграмм, зависящих от числа узловых диаметров, на наш взгляд, не является единственно возможным. Многие интересные результаты, полученные автором в работе, можно было бы оценить с точки зрения собственных частот и форм колебаний лопаток. При этом можно было бы рассмотреть группы частот и форм системы, соответствующие

одной частоте и форме колебаний изолированной лопатки. Это позволило бы более четко продемонстрировать границы применения расчетных схем, основанных на учете циклической симметрии.

6. В работе рассмотрены линеаризованные модели для исследования вибраций узлов ГТЗА. Отмечается, что демпфирование в узлах конструкции, перераспределение напряжений в зонах контакта, геометрическая нелинейность тонкостенных вращающихся деталей влияют на вибрации. Однако эти вопросы детально в работе не исследованы. Также особенности нелинейности в опорах скольжения ротора и валопроводов, вызванной масляной пленкой, не учитываются.

Замечания в отзыве официального оппонента В.А. Крюкова:

1. При построении расчетной модели зубчатого зацепления (стр. 146) автор учитывает только динамические составляющие сил, действующих в зацеплении. Неучет постоянной составляющей нагрузки является довольно грубым допущением и может привести не только к количественным, но и качественным ошибкам. Этим может объясняться увеличение отклонения расчетных графиков от экспериментальных на рис. 2.63 при увеличении нагрузки.

2. Автор ограничился исследованием только одной конкретной схемы ГТЗА (типовая конструкция, производства ОАО «Калужский турбинный завод»), что несколько снижает общность полученных выводов.

3. В тексте диссертации и в автореферате говорится, что достоверность полученных результатов, научных положений, выводов, и рекомендаций в числе прочего обоснована сравнением с результатами, полученными другими авторами. Судя по всему, это относится к разделу 5.3, где на стр. 205 и 206 упоминаются тестовые объекты, для которых есть результаты исследований, полученные другими авторами (имеются ссылки на соответствующие источники). Однако в тексте диссертации не приведены результаты тестовых расчетов, полученные автором, и их сравнение. И хотя результаты упомянутых расчетов и их оценка приводятся в одной из опубликованных соискателем работ (монография соискателя стр. 52-53, 58-59, 64-65, 99), что действительно подтверждает

достоверность численных исследований, тем не менее, в данном разделе следовало бы привести данное сравнение или сослаться на указанную работу. Отсутствие данной ссылки сильно затруднило оценку достоверности результатов этого раздела.

4. В ряде случаев автор опускает промежуточные выводы и доказательства. Так, на стр. 171 приводится формула для расчета смещения, обеспечивающего предлагаемую автором фазовую коррекцию. Вывод данной формулы отсутствует; не указано, какой модуль входит в формулу – окружной или нормальный.

5. Структура диссертации и изложение материала далеки от совершенства. В наибольшей степени это относится к выводам. Выводы по работе в целом отсутствуют. Выводы по разделам носят декларативный характер и на самом деле представляют собой результаты работы (стр. 113 «...разработаны методики...», «Построена... модель...»; стр. 144 «Разработана методика...»). Имеются опечатки в тексте (стр. 174 «3. На основании проведенных исследований рекомендовано восстановить жесткостную диссиметрию сателлитного узла в плоскости его продольного сечения, вызванную несимметричностью конструкции, путем корректировки геометрии оси сателлита». В действительности из текста диссертации следует, что жесткостную диссиметрию необходимо устранить. Имеются тривиальные (стр. 175 «5. Рекомендовано продолжить поиск выравнивания нагрузки по сателлитам») и декларативные рекомендации («6. Рекомендовано увеличить жесткость щек водила»). На самом деле в диссертации имеются обоснованные и конкретно сформулированные выводы, но они разбросаны по тексту (стр. 35, 47, 138 и ряд других), что в значительной степени затрудняет оценку работы.

6. При формировании математических моделей элементов ГТЗА отсутствует предварительный анализ влияния отдельных факторов и физических процессов для принятия обоснованных допущений.

7. Утверждение на стр. 117 «В качестве точных, при анализе принимались значения, к которым стремятся результаты при измельчении конечноэлементной сетки» требует более строгого обоснования.

8. Имеется ряд редакторских замечаний.

В ряде случаев автор без объяснения использует новые неопределенные термины: «алгоритмический инструментарий» (стр. 5), «динамическое демпфирование» (стр. 11), «кинематическая часть» (стр. 95).

Имеются ошибки при использовании терминов, относящихся к планетарной передаче. Первая ступень редуктора (рис. 1.2) не является планетарной. Это многозвенный зубчатый механизм с неподвижными осями (Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин, М.: Наука, 1988. Стр. 493) в многопоточном исполнении (Сидоров П.Г. и др. Многопоточные зубчатые трансмиссии: Теория и методология проектирования, М.: Машиностроение, 2011. 339 с.), поэтому использование здесь терминов «сателлит» и «водило» неправомерно.

Не совсем удачно расположена структурная схема редуктора и выполнена нумерация звеньев на рис. 1.2. Вход редуктора следовало разметить слева, а выход – справа. Нумерация звеньев в структурных схемах обычно выполняется от входа к выходу.

Во всех формулах автор использует * (звездочку) вместо общепринятого знака умножения.

Имеются неполные библиографические описания (№ 207, 211, 240, 251, 273 и др.).

Замечания в отзыве д.т.н. М.В. Астахова:

1. В разработанном программном комплексе отсутствует универсальный генератор конечноэлементной сетки. По всей видимости, отсутствует и графический интерфейс для построения расчетных моделей.

2. При анализе проблем вибрации редуктора, входящего в состав ГТЗА, рассматривается только схема планетарного редуктора. Не освещен вопрос распространения полученных выводов на переборные схемы. Таким образом, можно сказать, что не определена область применения разработанных методик.

3. Непонятно, является ли адекватной замена контактного взаимодействия зубьев набором пружин.

Замечания в отзыве д.т.н. В.Ю. Анцева:

1. Из автореферата не ясно, учитываются ли в модели погрешности изготовления и сборки редуктора. Для планетарных механизмов это чрезвычайно важно.

2. Не ясно, является ли модель параметризованной, в какой степени ее можно изменять и уточнять, расширяя ее функционал.

Замечания в отзыве ЗАО НПВП «ТУРБОКОН»:

1. Автором заявлена цель работы – снижение уровней вибрации судовых ГТЗА. В то же время ни из текста автореферата, ни из представленных в автореферате схем непонятно, какие именно точки контроля вибрации выбраны автором для решения поставленной задачи: точки виброизолирующего крепления редуктора, точки восприятия реактивного крутящего момента, точки соединения с главным валопроводом, точки схода трубопроводов с редуктора? Как показывает практика проектирования и испытаний, в зависимости от выбора этих точек могут быть получены совершенно различные результаты.

2. Автором допущены весьма существенные упрощения при моделировании ротора и муфт. Рассмотренный подход исключает из анализа целый спектр колебаний, которые имеют место на практике. Из текста автореферата не ясно, как результаты расчета роторов и дисковых муфт помогают автору решить поставленную в диссертации задачу, поскольку турбина (за исключением ее оборотной частоты, которая не рассматривается автором) не определяет уровней вибрации ГТЗА.

Замечания в отзыве ОАО «Калужский турбинный завод»:

1. Представляется, что использованное в работе упрощенное моделирование ротора турбины исключает из расчетов большую часть спектра их собственных частот.

2. Выполненная оценка влияния неравномерности распределения нагрузки по длине зубьев на АЧХ редуктора (рис.12), по-видимому, не учитывает возможной неполноты контакта по ширине зубчатого венца на режимах передачи крутящих моментов, существенно ниже номинального, что может в корне

изменить сформулированный в работе вывод о неоднозначности перекосов в зубчатых зацеплениях на виброактивность.

3. При наличии отмеченной выше неполноты контакта по ширине зубчатых венцов, рекомендация автора о снижении виброактивности редуктора посредством организации противофазного возбуждения сателлитов за счет осевых смещений центральных колес (шестерни и эпицикла) относительно сателлитов, также теряет смысл.

Замечания в отзыве д.ф-м.н. И.Б. Петрова:

1. В своих исследованиях автор остановился только на виброактивности редуктора, но ведь остальные источники тоже имеют место (турбоагрегат, муфты). Как это учитывается в работе?

2. Из автореферата не очень понятно, как оценивается корректность упрощения моделей ротора и муфт.

3. В работе значительное внимание уделено моделированию корпуса редуктора, и в то же время игнорируется моделирование корпуса турбины. Насколько это корректно?

4. По заявлению автора, реализация предложенных им рекомендаций позволит снизить уровень вибрации в 3–6 раз (10–15 ДБ), это очень смелое заявление. Вполне возможно, что снизится уровень вибрации только от одного источника возбуждения, исследованного автором, а остальные?

5. Не очень хорошо определена область применения полученных результатов. Автор ориентируется на корабельные силовые установки, но упоминает об авиационных турбозубчатых агрегатах. А что мешает использовать предложенные технологии исследования в транспортном машиностроении?

Выбор официальных оппонентов обосновывается тем, что официальные оппоненты являются высокопрофессиональными специалистами в данной области, что подтверждается занимаемыми ими должностями и имеющимися публикациями в областях, близких к теме диссертации:

1. **Куменко А.И.**, Суминов И.А. Особенности динамического поведения высокотемпературных роторов с остаточным прогибом // Технология машиностроения. 2015. № 6. С. 26-29.

2. **Куменко А.И.**, Тимин А.В. Особенности динамического поведения валопроводов турбоагрегатов к-1000-60/1500 и расчет напряжений в болтах полумуфт // Технология машиностроения. 2015. № 6. С. 35-40.

3. Тарасов В.Н., **Куменко А.И.**, Кузьминых Н.Ю. Экспериментальный анализ и вероятные причины саяно-шущенской аварии // Технология машиностроения. 2015. № 6. С. 58-63.4. Кожаринов Е.В.,

4. **Темис Ю.М.** Анализ влияния демпфера сухого трения на динамику конического зубчатого колеса // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2015. № 7 (664). С. 20-28.

5. **Темис Ю.М.**, Темис М.Ю., Егоров А.М. Исследование чувствительности колебаний ротора стационарной гту на подшипниках скольжения к изменению основных параметров системы // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2013. Т. 3. № 1 (15). С. 139-147.

6. **Темис Ю.М.**, Якушев Д.А. Многокритериальное оптимальное проектирование дисков турбомашин // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2012. Т. 2. № 2 (14). С. 330-336.

7. **Темис Ю.М.**, Азметов Х.Х. Математическое моделирование циклического деформирования // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2011. № 2. С. 195-202.5. Сидоров П.Г., **Крюков В.А.**, Плясов А.В. Новое поколение многопоточных рычажно-зубчатых передач в высокоэнерговооруженных приводах машин воздушного, водного, наземного и подземного базирования // Теория и практика зубчатых передач: Сборник трудов международного симпозиума (21-23 января 2014 г., Россия, Ижевск). Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2013. С. 468-477.

6. **Крюков В.А.** Моделирование динамики привода транспортного движения автоматических роторных линий // Известия ТулГУ. Технические науки. 2014. Вып. 11. Ч. 2. С. 528-535.

8. **Крюков В.А.**, Савельева Л.В. Выбор закона изменения жесткости зацепления при моделировании динамики зубчатых передач // Известия ТулГУ. Технические науки. 2015. Вып. 11. Ч. 1. С. 65-70.

Выбор ведущей организации обосновывается тем, что Национальный исследовательский университет «МЭИ», во-первых, обучает специалистов, разрабатывающих и обслуживающих различные энергетические установки, в том числе турбозубчатые агрегаты, а во-вторых, проводит исследования в области нелинейной динамики сложных механических систем, о чем свидетельствуют имеющиеся публикации:

1. Радин В.П., Самогин Ю.Н., Чирков В.П. Метод конечных элементов в динамических задачах сопротивления материалов. – Москва, 2013.

2. Самогин Ю.Н., Чирков В.П. Метод квазидиагонализации в исследовании неустановившихся колебаний многомассового ротора на упруго-вязких опорах при его внезапной разбалансировке на рабочей скорости вращения // Технология машиностроения. 2015. № 6. С. 51-57.

3. Самогин Ю.Н., Серков С.А. Исследование колебаний ротора турбомашин на основе метода квазидиагонализации с учетом гироскопического эффекта // Вестник МЭИ. 2015. № 4. С. 9-13.

Диссертационный совет отмечает, что на основании выполненных соискателем исследований:

Проведен анализ основных источников вибрации ГТЗА. Выделен главный (определяющий) источник возбуждения – процесс пересопряжения зубьев. **Разработаны** методики моделирования и исследования динамики турбозубчатых агрегатов, позволившие исследовать динамические процессы в ГТЗА на качественно новом уровне.

Впервые на базе комбинированного подхода **предложена** бесконтактная конечноэлементная модель для анализа динамических характеристик турбозубчатых агрегатов. По сравнению с математическими моделями, использовавшимися для этих целей ранее, данную модель можно отнести к

моделям нового поколения, позволяющим получать качественно новые результаты.

Путем проведения численных экспериментов **доказана** перспективность мероприятий по выравниванию нагрузки по параллельным потокам мощности в многопоточных и планетарных редукторах, входящих в состав ГТЗА с целью снижения их виброактивности.

Введено понятие связанности системы в контексте циклической симметрии. На базе данного понятия **сформулированы критерии корректности** использования в расчетах свойств циклической симметрии.

Выявлено несовершенство конструкции сателлитного узла, приводящее к росту уровня максимальных контактных напряжений в зубчатых зацеплениях. Предложена соответствующая **модернизация** механизма.

Теоретическая значимость и научная новизна проведенных исследований заключается в следующем:

Доказано, что разработанные методики упрощенного моделирования отдельных компонентов систем позволяют исследовать динамику агрегатов, сложность которых не позволяла проводить подобные расчеты ранее.

Применительно к проблематике диссертации, в частности, использован комбинированный подход к построению такой сложной системы, как турбозубчатый агрегат, заключающийся в том, что основная часть системы моделируется на базе метода конечных элементов, а некоторые компоненты определяются предварительно рассчитанными матрицами жесткостей и демпфирования с добавлением инерционных свойств. Все параметры для таких компонентов определяются на основе аналитических или эмпирических зависимостей.

Изложены идеи методов упрощения математических моделей отдельных компонентов ГТЗА.

Изучены формы собственных колебаний двухступенчатого планетарного редуктора, входящего в состав ГТЗА, и влияние отдельных конструктивных параметров на динамику всей системы.

Раскрыта причина возникновения осевых колебаний корпуса и выходного вала в планетарном редукторе с шевронными зацеплениями, возникающих даже при условии идеального изготовления зубчатых колес и идеальной сборки редуктора. Даны рекомендации, позволяющие снизить уровень осевых колебаний.

Разработан узкоспециализированный программный комплекс для расчета собственных колебаний рабочих колес турбоагрегатов. Данный комплекс способен решить проблему импортозамещения в сфере программного обеспечения для анализа вибрационной надежности рабочих колес и лопаточного аппарата турбоагрегатов. В программном комплексе использованы конечные элементы высшего (второго и третьего) порядка. Эффективно используются свойства циклической симметрии в сочетании с суперэлементным подходом. Используемый ранее метод Ньютона при расчете нелинейных систем не обеспечивал сходимость вычислительного процесса с конечными элементами высшего порядка. **Проведенная модернизация** алгоритма учета геометрической нелинейности позволила обеспечить сходимость вычислительного процесса при использовании таких элементов.

Сформулированные критерии корректности использования в расчетах свойств циклической симметрии позволяют более критично оценивать расчетные формы резонансных колебаний рабочих колес турбоагрегатов и других циклически симметричных систем.

Значение полученных соискателем результатов исследования **для практики** подтверждается тем, что:

Создана методология моделирования и исследования динамики турбозубчатых агрегатов.

Определена область ее применения. Созданные в рамках данной работы алгоритмы и методики предназначены для исследования динамических процессов, вызванных процессом пересопряжения зубьев, и нацелены на снижение уровня вибрации корабельных ГТЗА. Тем не менее, адаптация представленных алгоритмов и моделей под другие задачи может существенно

расширить область их применения (транспортная энергетика, авиационные турбозубчатые агрегаты и пр.)

На примере типовой конструкции ГТЗА проведены исследования влияния некоторых конструктивных параметров на ее динамические характеристики. По результатам исследований **представлены рекомендации**, позволяющие улучшить виброшумовые характеристики ГТЗА. Некоторые методики и рекомендации вошли в «правила акустического проектирования основных механизмов и систем перспективных кораблей ВМФ».

Разработанный программный комплекс **внедрен** на Калужском турбинном заводе и Калужском опытном бюро моторостроения. Отдельные программные модули используются в учебном процессе в Калужском филиале МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Оценка достоверности результатов исследования выявила:

В основе всех используемых в данной работе вычислительных алгоритмов лежит **общая теория упругости**, реализованная на базе метода конечных элементов.

Положенная в основу расчетов **идея упрощения модели зубчатого зацепления** путем замены контактного взаимодействия набором фиктивных пружин **базируется на** теоретических и экспериментальных совместных исследованиях ИМАШ РАН и ОАО «КТЗ». Данная идея была апробирована и подтвердила свою работоспособность в предыдущих моделях, построенных на базе методов строительной механики в ИМАШ РАН.

Для верификации модели ГТЗА **использованы** результаты экспериментальных исследований, проведенных на ОАО «КТЗ» с применением высокоточного оборудования и программного обеспечения фирмы “Schenck”.

Установлено хорошее соответствие результатов расчетов и имеющихся экспериментальных данных.

Расчет критических собственных частот, выполненный с помощью разработанного программного обеспечения для рабочего колеса турбины, соответствует экспериментальным данным в пределах 5%.

Таким образом, достоверность полученных результатов, научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается использованием классических положений механики и математического аппарата, проверкой разработанного программного обеспечения и построенных моделей тестовыми примерами, соответствием полученных результатов экспериментальным данным и результатам, полученным другими авторами.

Личный вклад соискателя состоит в:

постановке задач, разработке программного обеспечения и методологии исследований, разработке и построении математических моделей, обработке и обобщении результатов математического моделирования, разработке методик конечноэлементного моделирования ГТЗА и его компонентов, разработке рекомендаций по совершенствованию конструкции ГТЗА. Автор принимал участие во внедрении разработанного программного обеспечения на промышленных предприятиях.

Совокупность выполненных автором исследований и разработанных теоретических положений можно квалифицировать как решение крупной научной проблемы, заключающейся в снижении уровня вибрации ГТЗА, имеющее важное значение для ВМФ и обороноспособности страны в целом, что соответствует требованиям п. 9 Положения о порядке присуждения ученых степеней, утвержденного постановлением Правительства Российской Федерации от 24 сентября 2013 г. № 842.

На заседании 19 октября 2016 года диссертационный совет принял решение присудить Насонову Д.А. ученую степень доктора технических наук.

При проведении тайного голосования диссертационный совет в количестве 19 человек, из них 6 докторов технических наук по специальности 01.02.06 «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры», участвовавших в

заседании, из 25 человек, входящих в состав совета, дополнительно введены на разовую защиту 0 человек, проголосовали: за 18, против 0, недействительных бюллетеней 1.

Председатель диссертационного

совета Д 212.125.05 д.ф.-м.н., профессор



Тарлаковский Д.В.

Ученый секретарь диссертационного

совета Д 212.125.05 к.ф.-м.н., доцент



Федотенков Г.В.

19 октября 2016г.