

На правах рукописи



НАЗОЛИН Андрей Леонидович

**ОБНАРУЖЕНИЕ ДЕФЕКТОВ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ
ЦИКЛИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ ПО ВРЕМЕННЫМ И
ВИБРОАКУСТИЧЕСКИМ ПАРАМЕТРАМ**

Специальность 01.02.06 - Динамика, прочность машин, приборов и
аппаратуры

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Москва - 2013

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования Московском государственном техническом университете имени Н.Э. Баумана

Научный консультант: **Морозов Андрей Николаевич**,
доктор физико-математических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Банах Людмила Яковлевна**,
доктор технических наук, ФГБУН Институт машиноведения имени А.А. Благонравова РАН,
главный научный сотрудник лаборатории вибромеханики

Ерофеев Владимир Иванович,
доктор физико-математических наук, профессор,
ФГБУН Институт проблем машиностроения РАН,
заместитель директора по научной работе

Антуфьев Борис Андреевич,
доктор технических наук, профессор
ФГБОУ ВПО НИУ Московский авиационный институт,
профессор кафедры сопротивления материалов, динамики и прочности машин

Ведущая организация – ЗАО Научно-Производственный Центр «Молния».

Защита диссертации состоится «16» октября 2013 г. в 15 часов 00 минут на заседании диссертационного совета Д 002.059.01 при Федеральном государственном бюджетном учреждении науки Институте машиноведения имени А.А. Благонравова РАН по адресу: 101990, Москва, Малый Харитоньевский переулок, д. 4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБУН Института машиноведения имени А.А. Благонравова РАН.

Автореферат разослан «14» июня 2013 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета



Бозров Виктор Маирович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Оценка технического состояния машин и механизмов циклического действия на всех этапах жизненного цикла изделий является актуальной задачей обеспечения качества их изготовления, надежности и безопасности функционирования, продления срока безаварийной эксплуатации. Особенно остро эта проблема стоит на этапе эксплуатации в межремонтный период, когда появление эксплуатационных дефектов, может быть обнаружено, как правило, только по изменению динамических свойств объекта. Поэтому разработка методов описания и моделей динамики реальных машин и механизмов в измеряемых кинематических параметрах движения во многом определяет эффективность решения задач диагностики формализованным методом.

Традиционное описание динамики машин и механизмов циклического действия – циклических систем (ЦС) заключается в определении зависимости изменения во времени параметров, характеризующих их состояние. В качестве диагностических наиболее часто выступают кинематические параметры движения, такие как скорость и ускорение. Время, представленное в форме периода, однократных или многократных интервалов времени между событиями, также является кинематическим параметром. Использованию результатов временных измерений в исследовании динамики механических систем посвящены работы И.Е. Заблоцкого, Ю.А. Коростелева, Р.А. Шипова, К.Н. Боришанского, Е.В. Урьева, М.И. Киселева, А.Н. Морозова, В.И. Пронякина и других ученых. Однако аналитические методы описания динамики ЦС в переменных временных интервалах прохождения их элементами фиксированных линейных или угловых положений остаются до сих пор слабо развитыми. Это затрудняет как анализ динамики ЦС в переменных временных интервалах, так и разработку адекватных методов обработки результатов временных измерений.

Актуальность разработки методов аналитического описания динамики машин и механизмов циклического действия в вариациях и флуктуациях временных интервалов прохождения их звеньями фиксированных линейных или угловых положений определилась в середине 90-х годов 20-го века. В этот период в Центре прикладной физики МГТУ им. Н.Э. Баумана выполнялся цикл работ по созданию прецизионных информационно - измерительных систем для исследования динамики часовых механизмов, зубчатых передач, линейных двигателей и мощных турбоагрегатов, реализующих бесконтактный фото-электрический метод измерения временных интервалов рабочего цикла в реальном масштабе времени. Экспериментальные исследования динамики этих объектов в лабораторных и промышленных условиях показали, что преобразование параметров движения (угловых и линейных перемещений) во временные интервалы имеет столь существенные особенности, что заслуживает тщательного изучения и анализа в рамках модели флуктуирующего времени, впервые предложенной А.Н. Морозовым и автором диссертации в монографии “Динамические системы с флуктуирующим временем” [1].

Эта модель с привлечением спектрально-корреляционных и современных статистических методов позволяет аналитически описывать динамику ЦС в малых вариациях и флуктуациях временных интервалов прохождения их звеньями фиксированных линейных или угловых положений и разрабатывать

алгоритмы функционального контроля и диагностирования формализованными методами. Изучение динамики ЦС в вариациях и флуктуациях временных интервалов является перспективным научным направлением, обеспечивающим постановку и решение новых прикладных задач.

Изучению виброакустических колебаний машин и механизмов с различными видами дефектов посвящены работы И.И. Артоболевского, Э.Л. Айрапетова, Б.М. Абрамова, В.Л. Дорофеева, Б.В. Павлова, Ф.Я. Балицкого, М.Д. Генкина, А.Г. Соколовой, О.Ф. Тищенко, О.И. Косарева, Ю.Г. Барина, П.П. Пархоменко, Л.Я. Банах, В.И. Ерофеева, Б.А. Антуфьева и других ученых. Вместе с тем, несмотря на достижения в этой области, сложные объекты машиностроения, такие как мощные турбо – и гидрогенераторы электростанций, остаются до сих пор малоизученными.

Актуальность проблемы обнаружения дефектов ослабления креплений элементов статора на работающем мощном генераторе по виброакустическим параметрам колебаний обшивки его корпуса обусловлена необходимостью повышения надежности и продления срока службы стареющего парка генераторов РФ мощностью 60 - 800 МВт, ~ 60% которого отработало установленный стандартом минимальный срок службы (25 лет согласно ГОСТ 533-76).

По данным заводов-изготовителей и исследовательских инженерных центров дефекты ослабления креплений элементов статора являются одной из основных причин повреждений генераторов, определяющих их надежность и ресурс. Поэтому решение проблемы виброакустической диагностики статоров мощных генераторов позволит дополнить пакет известных методов оперативной диагностики генераторов до уровня, на котором можно реально ставить задачу перехода от планово – предупредительной системы обслуживания генерирующего оборудования электростанций к ремонтам по техническому состоянию.

Изучение виброакустических колебаний статоров мощных турбогенераторов ведется теоретически на разработанной неявной диагностической модели виброакустических колебаний статора с дефектами ослабления узлов креплений и экспериментально на работающих турбогенераторах серии ТВВ. Разработанный расчетно-экспериментальный метод моделирования виброакустических колебаний статора с дефектами ослабления узлов креплений обладает определенной универсальностью и может быть применен к турбо- и гидрогенераторам разных типов.

Цель работы и задачи исследований. Целью работы является разработка методов описания и моделей динамики машин и механизмов циклического действия для решения проблемы обнаружения дефектов по временным и виброакустическим параметрам. Основными задачами исследований являются:

1. Разработка теоретических основ описания динамики циклических динамических систем в переменных временных интервалах.
2. Разработка средств и методов функционального контроля и диагностики машин и механизмов циклического действия по вариациям и флуктуациям временных интервалов движения их элементов.
3. Разработка теоретико-экспериментального обоснования метода виброакустической диагностики статоров мощных турбогенераторов,

работающих под нагрузкой.

Методы исследования. При решении поставленных задач применялись математические методы теории колебаний и удара, теории виброударных систем, теории механизмов и машин, теории упругости, сопротивления материалов, теории электрических машин, а также экспериментальные методы. При обработке расчетных и экспериментальных данных использовались методы спектрально-корреляционного анализа, регрессионного анализа, теории информации, теории вероятностей. При разработке алгоритмов диагностирования использовались результаты диагностического моделирования, экспериментальных исследований и положения теории распознавания образов.

Достоверность полученных результатов. Результаты диссертационной работы основаны на большом объеме экспериментальных исследований, выполненных в лабораторных и промышленных условиях с использованием разработанных систем измерительного контроля и современной измерительной техники. Основные положения и выводы диссертации базируются на корректном применении математических методов, адекватных решаемым задачам, согласованности результатов с общими теоремами механики, теории колебаний и удара, хорошей сходимостью теоретических и экспериментальных результатов, опытом практического использования разработок в производственной и научной областях.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- получены соотношения для преобразования флуктуаций (вариаций) линейных и угловых перемещений во флуктуации (вариации) временных интервалов и исследованы особенности процесса измерения текущего периода, приводящие к появлению нулей спектральной мощности в частотной области;
- проведено общее описание преобразования флуктуаций линейных и угловых перемещений во флуктуации периода с использованием многомерных характеристических функций и показано, что флуктуации периода представляют собой немарковский случайный процесс;
- показано, что при бесконтактных измерениях текущего периода флуктуации амплитуды вибрации датчика на частотах, кратных средней частоте вращения или колебания, обнаруживается в спектре квадрата второй производной флуктуаций текущего периода на удвоенных частотах вибрации;
- показано, что вариации периода колебаний баланса часового механизма с несвободным ходом зависят от дефектов изготовления и монтажа элементов часового механизма, а также координат фиксированного углового положения баланса, амплитуды и среднего периода колебаний;
- установлено, что в диапазоне частот измерения от 1 до 10 кГц конструкции статоров мощных турбогенераторов от узлов крепления до обшивки корпуса статора проявляют линейные механические свойства, а интегральная механическая подвижность конструкций статоров в диапазоне частот от 200 Гц до 5 кГц слабо зависит от состояния узлов креплений;
- показано, что интенсивность виброударных процессов в ослабленных (дефектных) узлах крепления элементов статора зависит от режима работы генератора и может быть достаточна для их обнаружения в спектре виброускорения обшивки корпуса статора работающего турбогенератора;

- показано, что в спектре виброускорения обшивки корпуса статора работающего турбогенератора дефекты ослабления креплений элементов статора обобщенных спектральных образов не имеют;
- обоснована возможность управления скоростью износа ослабленных элементов статора на работающем мощном турбогенераторе посредством изменения параметров режима работы, не влияющих на выдачу активной мощности.

На защиту выносятся следующие основные положения:

1. Теоретические основы описания динамики циклических динамических систем в вариациях и флуктуациях временных интервалов.
2. Динамическая модель часового механизма с несвободным ходом типа ЧМ с дефектами изготовления и монтажа его элементов в вариациях текущего периода колебаний баланса.
3. Диагностическая модель виброакустических колебаний статора мощного турбогенератора с дефектами ослабления узлов креплений.
4. Результаты комплексных исследований динамики часового механизма, редуктора, турбоагрегата, системы управления скоростью линейного электромагнитного двигателя в переменных временных интервалах и виброакустических испытаний статоров турбогенераторов серии ТВВ.

Практическая ценность работы заключается в том, что на основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований:

- разработан метод аналитического описания динамики циклических динамических систем в переменных временных интервалах;
- предложена и экспериментально подтверждена возможность оценки стационарной динамико-кинематической погрешности зубчатых передач и крутильных колебаний вала по результатам временных измерений с точностью в несколько раз превышающей точность известных приборов, реализующих фазовый метод измерения;
- разработаны алгоритмы измерительного контроля вращательного движения вала турбоагрегата и оценки качества работы системы автоматического управления скоростью линейного электромагнитного двигателя подвижного зеркала Фурье-спектрорадиометра по результатам временных измерений, алгоритм оптимизации работы одноканального вариометра по результатам временных и угловых измерений;
- разработан метод функционального контроля и диагностики часового механизма с несвободным ходом по вариациям периода колебаний баланса;
- разработан расчетно-экспериментальный метод моделирования виброакустических колебаний статора работающего мощного генератора с дефектами ослабления узлов креплений;
- разработан метод эксплуатационной виброакустической диагностики статоров мощных турбогенераторов и предложена концепция ресурсосберегающей эксплуатации генераторов;
- разработаны пакеты прикладных программ, реализующие динамические диагностические модели часового механизма с несвободным ходом и ослабленных узлов крепления элементов статора работающего генератора;
- разработаны и созданы информационно-измерительные системы исследования динамики машин и механизмов циклического действия, реализующие бесконтактный фотоэлектрический метод измерения временных интервалов

в реальном масштабе времени и программно-технический комплекс виброакустического мониторинга и диагностики дефектов статора ПТК «Модест».

Диссертационная работа связана с госбюджетными работами по темам: № 2150 «Разработка частотно - хронометрического метода измерительного контроля и диагностики циклических машин и механизмов и его математическое моделирование» (1997, 1998 г.г.), Гос. регистрация № 01980001425; «Исследование немарковских случайных процессов в технических системах» грант Президента РФ № 96-15-97201.

Внедрение результатов работы. Разработанные средства и методы функционального контроля машин и механизмов циклического действия по временным параметрам внедрены в Центре прикладной физики МГТУ им. Н.Э. Баумана, на кафедре “Детали машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана и на ТЭЦ-26 ОАО “Мосэнерго”.

Метод эксплуатационной виброакустической диагностики статоров мощных генераторов применяется при проведении виброакустических испытаний статоров турбогенераторов типа ТВВ-220-2А Нововоронежской АЭС, ТВВ-320-2 и ТВВ-350-2 на ТЭЦ № 25, 26 ОАО «Мосэнерго» и Костромской ГРЭС, а также ТВВ-1200-2 Костромской ГРЭС. Даны заключения по результатам виброакустических испытаний 54-х статоров турбогенераторов.

На двух модернизированных турбогенераторах типа ТВВ-350-2 установлен и успешно функционирует более 4 лет, разработанный в ООО НТЦ “Ресурс” при участии автора, стационарный виброакустический диагностический комплекс ПТК «МоДеСт».

Апробация результатов диссертации. Положения и результаты работы были доложены и обсуждены на следующих научно-технических конференциях и совещаниях-семинарах:

- Международное совещание-семинар «Инженерно-физические проблемы новой техники», МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1994, 1996, 1998 г.г.;
- Международная научно-техническая конференция «Состояние и проблемы технических измерений», МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1994, 1995, 1997 г.г.;
- Международная научно-техническая конференция «Инженерно-физические проблемы авиационной и космической техники» (Чкаловские чтения): Егорьевск Московская область, 1995, 1997, 1999 г.г.;
- Мини-симпозиум “Методы теории информации в решении инженерно-физических проблем”, НФ ИМАШ РАН, г. Нижний Новгород, 1998 г.;
- Всероссийская научно-техническая конференция, посвященная 10-летию НФ ИМАШ РАН, г. Нижний Новгород, 1997 г.;
- Международная научная конференция “Нелинейные колебания механических систем”, г. Нижний Новгород, 1999, 2005 г.г.;
- Международная научно-техническая конференция “Испытания материалов и конструкций”, посвященная 100-летию со дня рождения М.И. Вольского и 50-летию со дня основания НИЛИМ, г. Нижний Новгород, 2000 г.;
- Научно-практическая конференция “Дефекты и неисправности турбогенераторов мощностью 500-1000 МВт, мероприятия по их определению и устранению”, г. Санкт-Петербург, ОАО “Электросила”, 2004 г.;
- Всероссийская научная конференция “Волновая динамика машин и конструкций”, посвященная памяти проф. А.И. Весницкого, г. Нижний

Новгород, 2004 г.;

- Всероссийская конференция “Необратимые процессы в природе и технике”, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005, 2007 г.г., пленарный доклад в 2013;
- Технический семинар “Совершенствование организации эксплуатации и повышение надежности турбогенераторов”, г. Москва, Филиал ОАО “Инжинерный центр ЕЭС” – “Фирма ОРГРЭС”, 2005 г.;
- 15-й симпозиум “Динамика виброударных (сильно-нелинейных) систем” г. Москва-Звенигород, 2006 г.;
- 6-й Международный симпозиум ЭЛМАШ-2006 “Состояние и перспективы развития электротехнического оборудования для энергетики и машиностроения”, г. Москва, 2006 г.;
- Международное научно-техническое совещание “Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций”, г. Москва, ОАО «ВТИ», 2007 г.;
- Техническое совещание по вопросам обеспечения надежной и длительной работы электрооборудования АЭС в режиме повышенной мощности, ОАО «Концерн Энергоатом», г. Москва, 2009 г.;
- Техническое совещание по теме: "Проблемы технической диагностики основного и вспомогательного тепломеханического и электротехнического оборудования" секции «Надежность и безопасность эксплуатации энергетических объектов» НТС ОАО «ИНТЕР РАО ЕЭС» г. Москва, 2012 г.

Публикации по результатам работы. По результатам выполненных исследований опубликованы 68 работ: 1 монография, 37 статей в научно-технических журналах и сборниках трудов, в том числе по списку ВАК – 23 статьи, 25 тезисов докладов на научно-технических конференциях. Получены 4 патента РФ на изобретение, зарегистрирована заявка на изобретение.

Личный вклад автора. В диссертации изложены результаты исследований, полученные автором самостоятельно, а также в совместных работах. При этом лично автору принадлежит постановка задач, разработка программ и методология исследования, построение математических моделей и установление закономерностей, обработка и обобщение результатов математического моделирования и экспериментальных исследований. Автор принимал участие в разработке средств измерительного контроля и диагностирования, а также их внедрении на промышленных предприятиях. Участие соавторов работ отражено в совместных публикациях.

Автор выражает искреннюю признательность д.ф.-м.н., профессору Морозову А.Н. за совместную работу над теорией «динамических систем с флуктуирующим временем», к.т.н. Соловьеву А.В. за активное участие в создании информационно-измерительных систем измерения временных интервалов, Павлову Д.А. за помощь в проведении экспериментов по изучению динамико-кинематической погрешности зубчатых передач, к.т.н. Полякову В. И. за большой вклад в разработку метода виброакустической диагностики генераторов и помощь в проведении экспериментов.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы из 176 наименований и 4-х приложений. Основная часть содержит 429 страниц, 13 таблиц и 139 рисунков. Приложения занимают 50 страниц, содержат 11 таблиц и 7 рисунков.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, сформулирована цель и задачи исследований, основные положения, выносимые на защиту, научная новизна и практическая значимость полученных результатов. Дана краткая характеристика работы по главам.

Глава I. Состояние проблем и постановка задач исследования

В первой главе дается анализ современного состояния проблемы аналитического описания динамики машин и механизмов циклического действия в переменных временных интервалах и проблем обнаружения дефектов машин и механизмов по временным и виброакустическим параметрам.

Традиционное описание динамики ЦС заключается в составлении дифференциальных уравнений движения и получении их решений в виде зависимости текущего смещения x от времени t . (рис. 1, а). Принципиальной особенностью описания динамики ЦС в вариациях и флуктуациях временных интервалов прохождения их звеньями фиксированных угловых или линейных положений является необходимость нахождения моментов времени t , соответствующих определенным дискретным значениям смещения x_n , то есть получение зависимости $t(x_n)$ (рис. 1, б). При этом дискретизация процесса съема информации осуществляется движением звеньев самой ЦС.

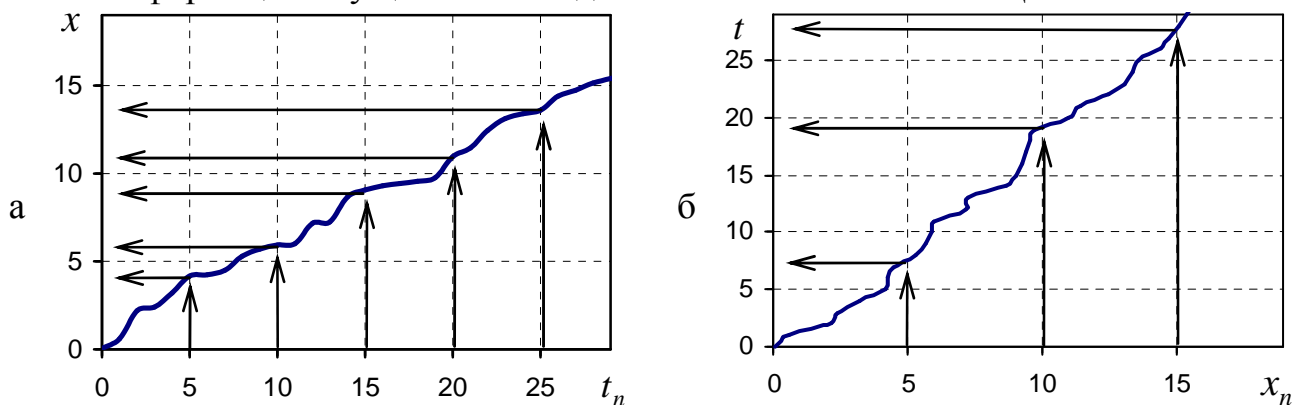


Рис. 1.

Из дискретных значений текущего времени $t_n = t(x_n)$ можно сформировать различные последовательности значений временных интервалов:

- текущего периода T_n , определяемого из условия

$$x(t_n) = x(t_n - T_n) \quad (1)$$

- текущего интервала времени τ_n между соседними фиксированными положениями

$$\tau_n = t(x_n) - t(x_{n-1}) \quad (2)$$

и их вариаций (флуктуаций)

$$\delta T_n = T_n - T_0, \quad \delta \tau_n = \tau_n - \tau_0, \quad \delta t_n = t_n - \frac{T_0}{2\pi} x_n, \quad (3)$$

где t_n - моменты времени, соответствующие прохождению координат фиксированных положений x_n , T_0 - среднее значение периода, τ_0 - среднее значение интервалов времени τ_n .

В явном виде непрерывный закон движения $t(x)$ удастся получить только

из дифференциального уравнения свободных колебаний консервативной системы с одной степенью свободы. Во всех остальных случаях вариации (флуктуации) периода δT_n рассчитываются не из решения дифференциальных уравнений движения, где в качестве переменной выступает $\delta T(t)$, а численно из решения неявного уравнения (1).

Основы аналитического описания динамики высокочастотных колебательных систем в вариациях и флуктуациях периода заложены в монографии А.Н. Морозова «Необратимые процессы и броуновское движение». Применение данного подхода к описанию динамики машин и механизмов циклического действия в переменных временных интервалах потребовало решения целого ряда задач исследовательского характера, представленных в диссертации.

Современные методы контроля и диагностики машин и механизмов по вариациям (флуктуациям) временных интервалов циклов движения носят ярко выраженную отраслевую направленность.

В авиационной промышленности известен дискретно-фазовый метод (ДФМ) измерения колебаний лопаток турбомашин, основанный на измерении временных интервалов между моментами прохождения концов лопаток импульсных датчиков, установленных неподвижно в корпусе турбомшины. Этот метод, предложенный в нашей стране И.Е. Заблоцким, Ю.А. Коростелевым, Л.Б. Свибловым в 1964 г. и за рубежом R.A. Robinson в 1970 г., быстро нашел широкое применение и развитие в авиационных и энергомашиностроительных фирмах различных стран.

В работах К.Н. Боришанского, Е.В. Урьева и др. ученых ДФМ получил дальнейшее развитие применительно к регистрации некротных крутильных колебаний валопровода турбоагрегата и колебаний лопаток паровых турбин электростанций, скорость вращения которых не может быть изменена, так как определяется практически неизменной частотой сети.

В часовой промышленности известен метод контроля часовых механизмов по суточному ходу. Методы контроля и диагностики часовых механизмов по вариациям и флуктуациям периода колебания баланса остаются до сих пор не развитыми. Как будет показано в главе 2 и 4, объясняется это, в том числе отсутствием адекватных методов обработки результатов временных измерений.

Разработка методов виброакустического контроля статоров мощных турбо – и гидрогенераторов ведётся с начала 80-х годов 20-го века. На сегодняшний день известны четыре метода контроля. Два из них разработаны во ВНИИЭ, один в Мосэнерго - РОО «МНТОЭ» и еще один в Свердловэлектроремонт - УГТУ-УПИ. Все они получены эмпирическим путем и обнаруживают дефекты ослабления креплений элементов статора по спектру виброускорения обшивки корпуса статора работающего генератора. Сравнительный анализ этих методов контроля показывает, что ни один из них не обнаруживает дефекты ослабления креплений обмотки, а вопрос обнаружения дефекта распушения зубцовой зоны крайних пакетов сердечника статора остается дискуссионным. При этом до сих пор не были даны научно обоснованные ответы на следующие важнейшие вопросы: «В какой степени виброакустические колебания корпуса статора вызваны паразитными колебаниями ослабленных элементов статора, а в какой степени их ударными

взаимодействиями? Насколько типичны полученные экспериментально спектральные признаки дефектов? Как эти признаки изменяются с развитием дефекта? Какое влияние на них оказывает режим работы генератора? И т.д.».

По результатам анализа сформулированы пути решения проблем и конкретные задачи исследований.

Глава II. Теоретические основы описания динамики циклических систем в вариациях и флуктуациях временных интервалов

Глава посвящена разработке теоретических основ описания динамики ЦС в вариациях и флуктуациях текущего периода T_n , текущего интервала времени τ_n и текущего времени t_n при различных видах движения. Индекс n , соответствующий прохождению элементом ЦС n -го фиксированного положения, без нарушения общности рассуждений далее указывать не будем.

Связь временных интервалов с углом поворота при описании вращательного движения вала в полярной системе координат найдем из решения нелинейного интегрального соотношения

$$2\pi = \int_{t-T(t)}^t \dot{\varphi}(\tau) d\tau. \quad (4)$$

Решение (4) ищем при соблюдении условий

$$\varphi(t) = \omega_0 t + \delta\varphi(t), \quad (5)$$

$$|\delta\varphi(t)| \ll 1, \quad (6)$$

в рамках линейной модели флуктуирующего времени

$$T(t) = T_0 + \delta T(t), \quad (7)$$

$$|\delta T(t)| \ll T_0, \quad (8)$$

где $\omega_0 = 2\pi/T_0$ - средняя угловая частота вращения вала; $\delta\varphi(t)$ - малые флуктуации (вариации) угла поворота вала, где T_0 - средний период, $\delta T(t)$ - флуктуации (вариации) периода.

Во временной области решение (4) в первом приближении имеет вид

$$\delta T(t) = -\frac{T_0}{2\pi} (\delta\varphi(t + T_0) - \delta\varphi(t)). \quad (9)$$

Спектральное окно преобразования флуктуаций угла $\delta\varphi(t)$ во флуктуации текущего периода $\delta T(t)$ дается формулой

$$G_{h,\delta T}(\omega) = \frac{T_0^2}{\pi^2} \sin^2\left(\frac{\omega T_0}{2}\right). \quad (10)$$

Связь текущего периода колебаний со смещением при описании колебательного движения в декартовой или полярной системе координат определим из условия

$$x(t) = x(t - T(t)). \quad (11)$$

Полагая, что колебания происходят по закону близкому к гармоническому, запишем уравнение движения в декартовой системе координат в виде

$$x(t) = x_0 \sin(\omega_0 t + \alpha_0) + \delta x(t), \quad (12)$$

$$|\delta x(t)| \ll 1. \quad (13)$$

где x_0 - амплитуда колебаний; α_0 - начальная фаза; $\delta x(t)$ - малые флуктуации

(вариации) смещения колебательного звена с нулевым математическим ожиданием. Кроме того считаем, что скорость флуктуаций $\delta\dot{x}(t)$ мала по сравнению со скоростью гармонических колебаний

$$\left| \frac{\delta\dot{x}(t)}{x_0 \omega_0 \cos(\omega_0 t + \alpha_0)} \right| \ll 1. \quad (14)$$

Тогда в рамках линейной модели флуктуирующего времени, где период может быть представлен в виде (7) и (8), выражение (11) в первом приближении принимает вид

$$x(t) = x(t - T_0) - \dot{x}(t - T_0) \delta T(t). \quad (15)$$

Решая совместно (12) и (15), и пренебрегая членами более высокого порядка малости, получаем соотношение, связывающее флуктуации периода $\delta T(t)$ с флуктуациями смещения $\delta x(t)$ колебательного звена

$$\delta T(t) = -\frac{T_0}{2\pi} \frac{1}{\sqrt{x_0^2 - x_n^2}} (\delta x(t) - \delta x(t - T_0)), \quad (16)$$

где x_n - координаты фиксированных положений, в которых происходит регистрация моментов времени.

При значениях $x_n \ll x_0$ с точностью до постоянного множителя спектральное окно преобразования флуктуаций смещения во флуктуации текущего периода при линейных и угловых колебаниях звена ЦС будет совпадать с формулой (10)

$$G_{h,\delta T}(\omega) = \frac{T_0^2}{\pi^2} \frac{1}{x_0^2 - x_n^2} \sin^2\left(\frac{\omega T_0}{2}\right). \quad (17)$$

Аналогичным образом получены аналитические соотношения, устанавливающие связь флуктуаций периода с флуктуациями линейных и угловых смещений при описании вращательного движения вала в декартовой системе координат, а также возвратно-поступательного движения.

Анализ формул (9), (10) и (16), (17) показывает, что при измерениях текущего периода отсутствует возможность регистрировать процессы на частотах, целочисленно кратных средней частоте вращения или колебания. Для флуктуаций текущего интервала времени эти ограничения сдвигаются в более высокочастотную область. Во всех случаях имеет место амплитудное искажение спектра флуктуаций линейных или угловых перемещений.

Из сравнения выражений (9) и (16) следует, что в отличие от вращательного движения при колебательном движении интенсивность флуктуаций периода зависит также от координат фиксированных угловых положений x_n и амплитуды колебаний x_0 , что затрудняет анализ результатов измерений.

По результатам численного решения уравнения (5) со стохастической правой частью установлено, что решение интегрального соотношения (4) в первом приближении (9) достаточно хорошо описывает связь флуктуаций угла с флуктуациями периода при относительном уровне флуктуаций периода не более 10%, что соответствует стационарному режиму работы большинства машин и механизмов циклического действия. Выход за пределы данного диапазона приводит к нелинейному преобразованию во флуктуации периода,

которое выражается в изменении функции распределения периода и низкочастотной фильтрации в спектральной области. Область применения линейного соотношения (16) ограничивается не только 10% уровнем относительных флуктуаций текущего периода, но и более сильным условием (14), влияние которого растет с увеличением смещения подвижного элемента. Поэтому использование (16) дополнительно ограничено значениями $x_n \ll x_0$.

Проведено общее статистическое описание преобразования флуктуаций угла поворота во флуктуации периода с использованием многомерных характеристических функций (ХФ). При этом происходит понижение порядка ХФ в два раза и изменение вида случайного процесса. Приведены примеры нахождения ХФ флуктуаций периода для процессов $\delta\varphi(t)$, представляющих собой винеровский, пуассоновский и дельта коррелированный гауссовский случайные процессы. Показано, что флуктуации периода даже в рассмотренных простых случаях представляют собой немарковский случайный процесс.

Рассмотрены примеры статистического описания флуктуаций периода роторной машины, автоколебательной системы и высокочастотного осциллятора, работающего в условиях резонансного возбуждения. Для роторной машины решение ищется спектральным методом. Для автоколебательной системы и высокочастотного осциллятора при резонансном возбуждении решение сначала ищется для флуктуаций угла поворота асимптотическим методом усреднения. Далее определяется ХФ процесса флуктуаций угла поворота и с помощью линейного преобразования (16) находится ХФ флуктуаций периода, числовые и спектральные характеристики распределения.

Разработанный аналитический метод описания динамики вращательных и колебательных систем в переменных временных интервалах позволил изучить влияние внутренних закономерностей функционирования, внешних случайных и детерминированных воздействий, вибрации датчиков измерительной системы на результат измерения временных интервалов.

В рамках этих исследований получены соотношения, устанавливающие связь вариаций углов поворота ведущего (индекс 1) и ведомого (индекс 2) звена циклического механизма и их относительной неравномерности вращения

$$F(t) = \varphi_2(t) - \frac{1}{U} \varphi_1(t), \quad (18)$$

с вариациями временных интервалов (3) вращения входного и выходного звена механизма. Здесь U – идеальное передаточное отношение механизма.

Получено выражение для расчета функции (18) через вариации (флуктуации) текущего времени

$$F(t) = -\frac{2\pi}{T_2} [\delta t_2(t) - \delta t_1(t)], \quad (19)$$

где моменты времени t не являются произвольными, а соответствуют моментам одновременного прохождения ведущим и ведомым звеном фиксированных угловых положений. Вариации (флуктуации) текущего времени $\delta t(t)$ (индексы опущены) рассчитываются по последней из формул (3).

Предложена математическая модель вибрации датчиков бесконтактной измерительной системы на частотах, кратных средней частоте вращения или

колебания, описывающая появление в спектре квадрата второй производной флуктуаций текущего периода гармоник на удвоенных частотах вибрации.

По результатам главы 2 определены пути дальнейшего развития методов описания динамики циклических систем в переменных временных интервалах.

Глава III. Контроль функционирования машин и механизмов по временным параметрам

Третья глава посвящена разработке методов функционального контроля работы зубчатых передач, вращательного движения вала турбоагрегата и системы управления скоростью электромагнитного двигателя по вариациям (флуктуациям) временных интервалов с использованием разработанной информационно-измерительной хронометрической системы.

Измерительная система, реализует бесконтактный фотоэлектрический метод измерения временных интервалов рабочего цикла в реальном масштабе времени. При ее разработке решена задача оптимизации прецизионной регистрации момента прихода гауссовского видеоимпульса, позволившая рассчитать для заданного порогового уровня срабатывания s_{nop} оптимальную верхнюю граничную частоту первичного преобразователя по формуле

$$(f_g)_{opt} = \frac{1}{\pi} \left(\frac{s_{nop}}{a} \sqrt{\frac{\ln(A/s_{nop})}{KT_{tm}R}} \right)^{\frac{2}{3}}, \quad (20)$$

где A - амплитуда сигнала, a - длительность сигнала на уровне A/\sqrt{e} , K - постоянная Больцмана; T_{tm} - эффективная температура, R - входное сопротивление преобразователя.

Дана оценка влияния аналогового и цифрового шума измерительной системы на результат временных измерений. Показано, что спектральная плотность мощности шума измерительной системы обнаруживает себя по равномерному уровню «холмов» в высокочастотной части спектра флуктуаций текущего периода.

Проведен сравнительный анализ методов оценки кинематической погрешности зубчатых передач и предложен алгоритм оценки стационарной динамико-кинематической погрешности (ДКП) временным методом по формуле

$$F(t_k) = \frac{2\pi}{N_2} k - \frac{2\pi}{N_1 U} \left(n + \frac{t_k - t_n}{t_n - t_{n-1}} + n_0 \right), \quad (21)$$

где U - идеальное передаточное отношение, n , k - номер очередного импульса, поступающего с датчика углового положения входного и выходного вала зубчатой передачи соответственно; N_1 , N_2 - число фиксированных угловых положения на входном и выходном валу соответственно; t_n и t_k - текущее время прохождения входным валом n -го и выходным валом k -го фиксированного углового положения, n_0 - число импульсов, поступивших с датчика входного вала до первого импульса с датчика выходного вала.

Анализ результатов временных измерений вращательного движения валов зубчатых передач при различных частотах вращения показал, что случайная погрешность оценки функции (18) по формуле (21) не превышает

$\pm 0,15$ угл.с., что в несколько раз меньше, чем у кинематомеров, реализующих фазовый метод измерения (КН-7У $\pm(0,3 \div 1,5)$ угл.с.). Систематическая погрешность пространственного расположения меток измерительного диска фотоэлектрического преобразователя мала по сравнению с уровнем собственного шума измерительной системы.

Экспериментально установлено, что в спектре стационарной ДКП зубчатых передач содержится информация о погрешностях и дефектах кинематической схемы, а также динамических процессах в зубчатой передаче, которая может быть использована в диагностических целях.

Рассмотрены результаты экспериментальных исследований вращательного движения вала мощного турбоагрегата Т-250/300 с помощью разработанной системы хронометрического контроля. Оценка погрешностей измерения по выделению единичных низкочастотных изменений текущего периода вращения вала составила $5 \cdot 10^{-3} \%$, периодических широкополосных сигналов $10^{-3} \%$, узкополосных сигналов $5 \cdot 10^{-5} \%$.

Запись вариаций текущего периода вращения вала по 12 фиксированным угловым положениям и фрагменты ее амплитудных спектров представлены на рис. 2. Вид спектра флуктуаций текущего периода на рис. 2,в характеризуется наличием “холмов” и нулей спектральной плотности в полном соответствии со спектральным окном преобразования (10).

Особенностью функционирования турбоагрегата в сети является независимость средней частоты вращения вала (~ 50 Гц) от нагрузки. Обработка турбоагрегатом сигналов системы управления по изменению активной нагрузки приводит к низкочастотным колебаниям вала с постоянной времени переходного процесса $\cong 0,5$ с. При этом средняя частота вращения вала не изменяется;

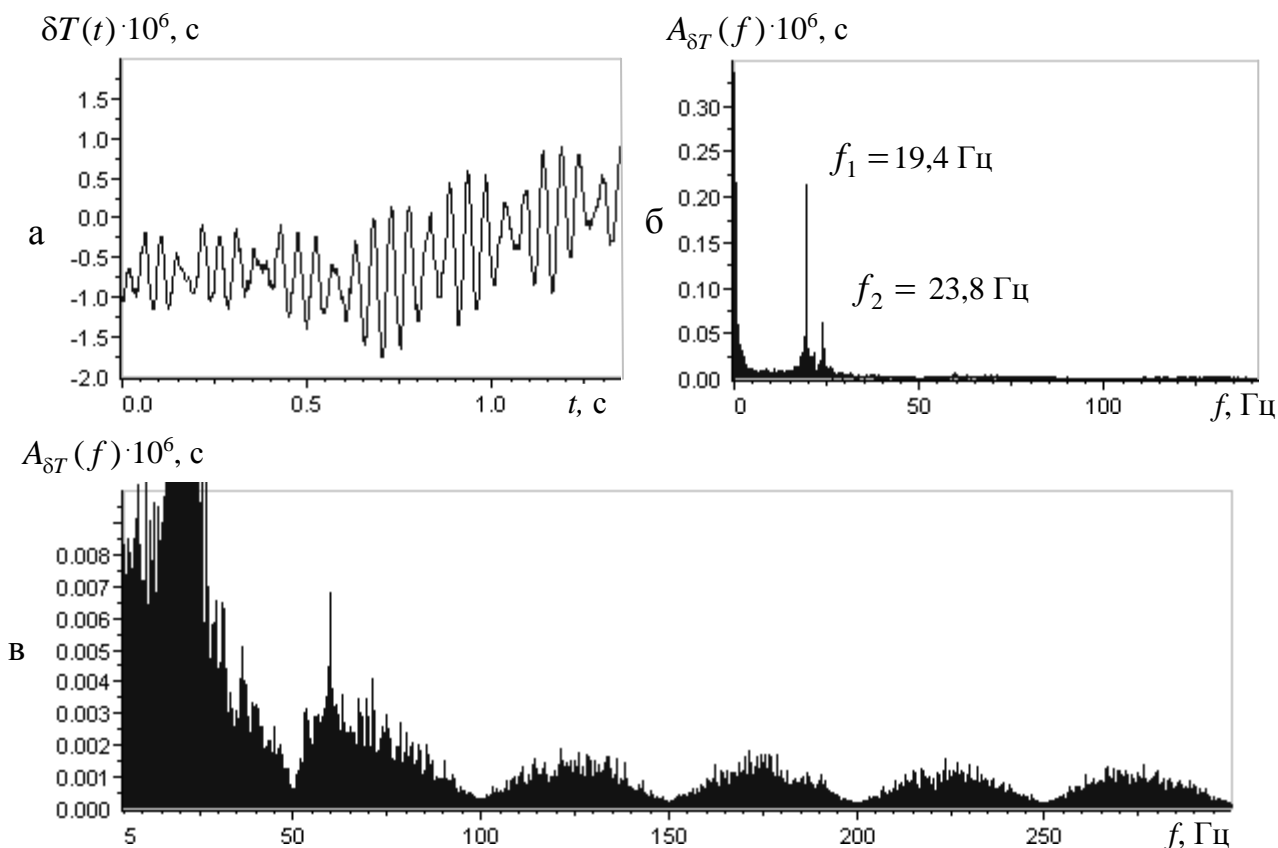


Рис. 2.

амплитуды гармоник на частотах f_1 и f_2 (рис. 2,б), отсутствующих в списке критических частот изгибных колебаний вала, изменяются незначительно.

Работа турбогенератора в сети постоянно сопровождается флуктуациями внешнего момента на валу, нередко «скачки» нагрузки малой длительности (менее 0,02с). «Скачки» нагрузки в сети приводят к возбуждению переходных режимов вращения вала с кратковременным ростом значений амплитуд гармоник частот f_1 и f_2 . Во временной области обнаружить «скачки» нагрузки можно по сигналу изменения значений текущего периода

$$\Delta T(t) = T(t) - T(t - T_0). \quad (22)$$

Идентичность колебаний вала на частотах f_1 и f_2 по двум измерительным каналам, расположенным в вертикальной и горизонтальной плоскости симметрии, а также рост амплитуд этих гармоник в переходных режимах вращения вала, вызванных «скачками» нагрузки в сети, косвенно определяет их как частоты крутильных колебаний вала. Однозначный вывод о принадлежности частот f_1 и f_2 к частотам крутильных колебаний можно сделать по измерениям сигнала (21) между двумя различными сечениями вала. При этом сигнал (21) будет характеризовать угол закручивания вала между сечениями.

Преимущественно случайный характер флуктуаций внешнего момента на валу ставит задачу их оценки по экспериментальным данным. На основе аналитического решения стохастического дифференциального уравнения вращательного движения вала в переменных текущего периода разработан алгоритм расчета дисперсии флуктуаций внешнего момента на валу $\langle \delta M^2(t_k) \rangle$ по значениям текущего периода $T(t)$ вращения вала, измеренным в моменты прохождения соответствующего паза измерительного диска

$$\langle \delta M^2(t_k) \rangle = \frac{1}{2} \left(\frac{2\pi N_0^2 J}{T_0^3} \right)^2 \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \delta_T^2(t_k), \quad (23)$$

где
$$\delta_T(t_k) = T(t(\varphi_{n+1})_k) - 2T(t(\varphi_n)_k) + T(t(\varphi_{n-1})_k) \quad (24)$$

- центральные разности второго порядка для каждого паза измерительного диска, $k=1,2,\dots,N$, N – число оборотов вала за время измерений, φ_n - фиксированные угловые положения пазов измерительного диска, $n=1,2,\dots,N_0$.

Для систем автоматического управления (САУ), в которых сигнал обратной связи формируется в дискретные моменты времени, соответствующие прохождению подвижным элементом фиксированных положений, актуальным является разработка динамического описания САУ в переменных временных интервалов и контроль качества ее работы по временным параметрам. Пример такого описания дается для САУ скоростью движения подвижным зеркалом Фурье спектро радиометра. Показано, что результаты математического моделирования адекватны экспериментальным данным, а результаты временных измерений можно использовать для оценки стабильности скорости движения подвижного зеркала в пределах рабочего хода.

Рассмотрен пример использования результатов временных измерений для оптимизации работы высокочастотных измерительных механических систем, таких, как вариометры. Математическим моделированием обоснована возможность уменьшения времени измерения вторых производных гравитационного

потенциала одноканальным вариометром S-20Ц с ~ 1 часа 30 мин., до ~ 10 мин. Эффект достигается за счет априорной информации о физико-механических параметрах системы, одновременного использования результатов временных и угловых измерений в алгоритме обработке экспериментальных данных.

Глава IV. Динамическая модель часового механизма с несвободным ходом с дефектами изготовления и монтажа его элементов в вариациях периода колебания баланса

В главе четыре решение проблемы обнаружения дефектов машин и механизмов циклического действия по временным параметрам рассматривается на примере часового механизма с несвободным ходом типа ЧМ, в состав которого входит пружинный двигатель, трехзвенная часовая зубчатая передача и несвободный спусковой регулятор (НСР), рис. 3. Метод решения – разработка явной структурной диагностической модели часового механизма, которая включает в себя описание динамики исправного НСР и моделей дефектов изготовления и монтажа его элементов, влияющих на вариации периода колебаний баланса.

Уточненная динамическая модель исправного НСР состоит из 14 непрерывно сопрягаемых этапов цикла в отличие от 11 традиционных. Впервые найдены точные прямые и обратных функциональные зависимости между углом поворота ходового колеса и баланса. Расчет дан в Приложении 1.

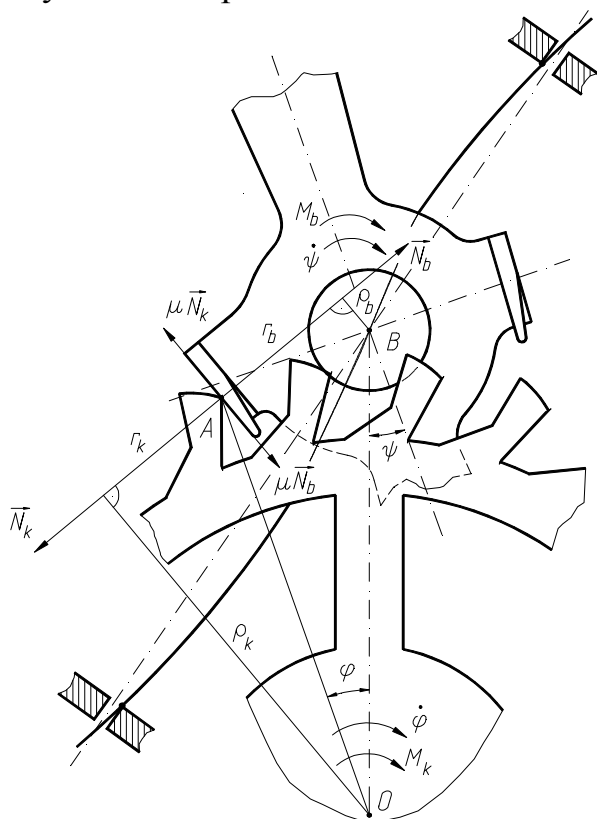


Рис. 3.

На этапах взаимодействия ходового колеса и баланса динамика НСР описывается уравнением вида (рис. 3)

$$\ddot{\psi} + n(\psi)\dot{\psi}^2 + p^2 f(\psi) = P(\psi)M_k(\varphi), \quad (25)$$

где $n(\psi)$ - безразмерная функция, определяющая момент сил неупругого сопротивления; p^2 - квадрат основной частоты свободных колебаний баланса на этапах свободного движения; $p^2 f(\psi)$ - суммарный восстанавливающий момент колебательной системы, отнесенный к мгновенному моменту инерции баланса, $P(\psi)$ - мгновенный коэффициент передачи внешнего момента от ходового колеса балансу, отнесенный к мгновенному моменту инерции баланса; $M_k(\varphi)$ - внешний момент на ходовом колесе.

Коэффициенты дифференциального уравнения (25) имеют ярко выраженный

нелинейный характер, определяемый кинематической схемой регулятора.

На этапах свободного движения колебания баланса и вращение ходового колеса описывается двумя независимыми дифференциальными уравнениями

$$J_b \ddot{\psi} + C_0 \left(\psi + \frac{1}{2} \mu \psi^2 \cdot \text{sign}(\dot{\psi}) \right) = 0, \quad (26)$$

$$J_k \ddot{\varphi} = -M_k(\varphi) . \quad (27)$$

Уравнения (26) и (27) также описывают движение баланса и ходового колеса между соударениями зуба ходового колеса с плоскостью покоя входной или выходной палеты. Соударения элементов НСР происходят с малыми приведенными массами и кинетической энергией, поэтому решение задачи об ударе ищется в рамках стереомеханической теории (гипотезы Ньютона) с учетом гипотезы Рауса. Потери энергии при ударе учитываются через коэффициент восстановления R .

Динамическая модель НСР реализована в программе на ЭВМ и включает в себя 39 геометрических и физико-механических параметров. Расчет динамики НСР ведется методом припасовывания. Решения дифференциальных уравнений (25), (26) и (27) на этапах цикла ищутся численно методом Рунге-Кутты 4-го порядка и «сшиваются» в единое решение при помощи начальных условий на границах этапов. Достаточную для диагностического моделирования точность расчета периода (погрешность $< 0,02\%$) имеем при шаге интегрирования ≤ 1 мкс.

По результатам численного моделирования установлено, что средний период T_0 , амплитуда ψ_0 и координаты ψ_n фиксированных угловых положений баланса оказывают существенное влияние на интенсивность гармоник спектра флуктуаций периода. Влияние этих факторов исключается при переходе к относительным отмасштабированным флуктуациям текущего периода,

$$\delta\hat{T}(t) = \frac{\delta T_n(t)}{T_0} \sqrt{\psi_0^2 - \psi_n^2}, \quad (\psi_n \in (-0,1, 0,1) \text{ рад}) \quad (28)$$

где $\delta T_n(t)$ - флуктуации периода в ψ_n -м угловом положении баланса. Выход за пределы указанного в (28) диапазона углов ψ_n приводит к необходимости построения и использования нелинейного преобразования с изменяющимся со временем масштабным множителем. Решение данной задачи дается в спектральной области для значений периода, полученных по одному фиксированному угловому положению баланса $|\psi_n| \geq 0,1$ рад.

Исследовано влияние внутренних периодических процессов в НСР, внешнего момента на ходовом колесе, структурных и физико-механических параметров регулятора на средний период и относительные отмасштабированные флуктуации периода. Установлено, что в исправном НСР параметр $\delta\hat{T}(t)$ зависит только от внешнего момента $M_k(\varphi)$ на ходовом колесе и не зависит от коэффициента восстановления $R \leq 0,5$, трения скольжения μ и ударного трения ν . Все это позволяет использовать параметр $\delta\hat{T}(t)$ в диагностических целях.

Для определения возможности обнаружения дефектов изготовления и монтажа элементов часового механизма по спектру вариаций параметра $\delta\hat{T}(t)$ проведено моделирование динамики НСР со следующими погрешностями ходового колеса, часовой зубчатой передачи и пружинного двигателя:

- эксцентриситет окружности выступов колеса или триба;
- погрешность в шаге колеса или триба по делительной окружности;
- погрешность в межцентровом расстоянии зубчатых пар;
- погрешность в угле закрутки спирали пружинного двигателя.

Установлено, что эксцентриситет окружности выступов ε ходового колеса вызывает вариации периода колебаний баланса только на оборотной частоте его вращения. Погрешности в угловом расстоянии $\delta(\Delta\varphi_i)$ зубьев ходового колеса вызывают вариации периода на частотах, целочисленно кратных оборотной частоте вращения ходового колеса. С увеличением эксцентриситета ε и погрешностей $\delta(\Delta\varphi_i)$ амплитуды соответствующих гармоник в спектре вариаций периода увеличиваются.

При нормальном зацеплении в зубчатых парах (уровень вариаций момента $|\delta M/M_0| < 5\%$) амплитуды зубцовых частот трибов и кратных им гармоник в спектре относительных отмасштабированных вариаций периода $A_{\delta T}(f) < 0,01\%$. В случае глубокого и мелкого зацепления ($|\delta M/M_0| \cong 15\%$) максимальные значения амплитуд гармоник почти на порядок выше.

С увеличением угла раскрутки спирали пружинного двигателя постоянная составляющая вращающего момента на ходовом колесе уменьшатся в соответствии с характеристикой спуска заводной пружины. Согласно результатам моделирования зависимость $T_0(M_k)$ близка к линейной. Поэтому зависимость $T_0(N_T)$, где N_T - число колебаний баланса, является оценкой реальной характеристики спуска заводной пружины $M_k(N_T)$ и по ней можно проводить контроль качества работы пружинного двигателя.

По результатам диагностического моделирования разработана методика оценки качества изготовления и монтажа элементов часового механизма типа ЧМ по вариациям периода колебаний баланса. Методика включает в себя алгоритм обнаружения и идентификации дефектов по спектру относительных отмасштабированных вариаций периода. Определены решающие правила, по которым определяется принадлежность объекта к классам технических состояний. Рассчитывается вероятность правильного обнаружения дефектов.

Проведены экспериментальные исследования периода колебаний баланса часового механизма типа ЧМ-30 бесконтактным фотоэлектрическим методом. Анализ экспериментальных данных показал, что на протяжении всего времени функционирования ~ 1 минуты флуктуации периода имеют вид гауссовского распределения. Среднее значение периода в начале записи выше расчетного на 200 мкс (3%). Причина – разброс значений параметров ЧМ-30 и пренебрежение длительностью удара в математической модели динамики НСР.

Зависимость параметров распределения периода от времени говорит о нестационарности процесса автоколебаний. Значение среднего периода увеличивается, а дисперсии флуктуаций периода уменьшается. Все это хорошо согласуется с результатами математического моделирования динамики НСР с изменяющимся внешним моментом на ходовом колесе и указывает на уменьшение вращающего момента пружинного двигателя с углом раскрутки спирали при сохранении уровня относительных вариаций момента в зубчатых парах.

Анализ автокорреляционной функции (АКФ) периода колебаний баланса показывает, что флуктуации периода дельта – коррелированы, а вариации периода, вызванные работой часовой зубчатой передачи, обнаруживаются по периодическому изменению графика АКФ и по гармоникам в спектре относительных отмасштабированных вариаций периода, рис. 4,а. Видно, что

амплитуды гармоник на зубцовых частотах трибов зубчатого зацепления f_{z2} , f_{z4} , f_{z6} и оборотной частоте ходового колеса f_{z7} превышают уровень нормального функционирования 0,01%. Вид спектра на рис. 4, а хорошо согласуется с результатами диагностического моделирования на рис. 4, б, полученными при следующих значениях параметров: в зубчатых парах $Z_1 - Z_2$ и $Z_3 - Z_4$ задана модель мелкого зацепления с уровнем вариаций момента 8% и 11% соответственно; в зубчатой паре $Z_5 - Z_6$ - модель глубокого зацепления с уровнем вариаций момента 15%; $\varepsilon = 8$ мкм; $\delta(\Delta\varphi_i) \leq 11\%$.

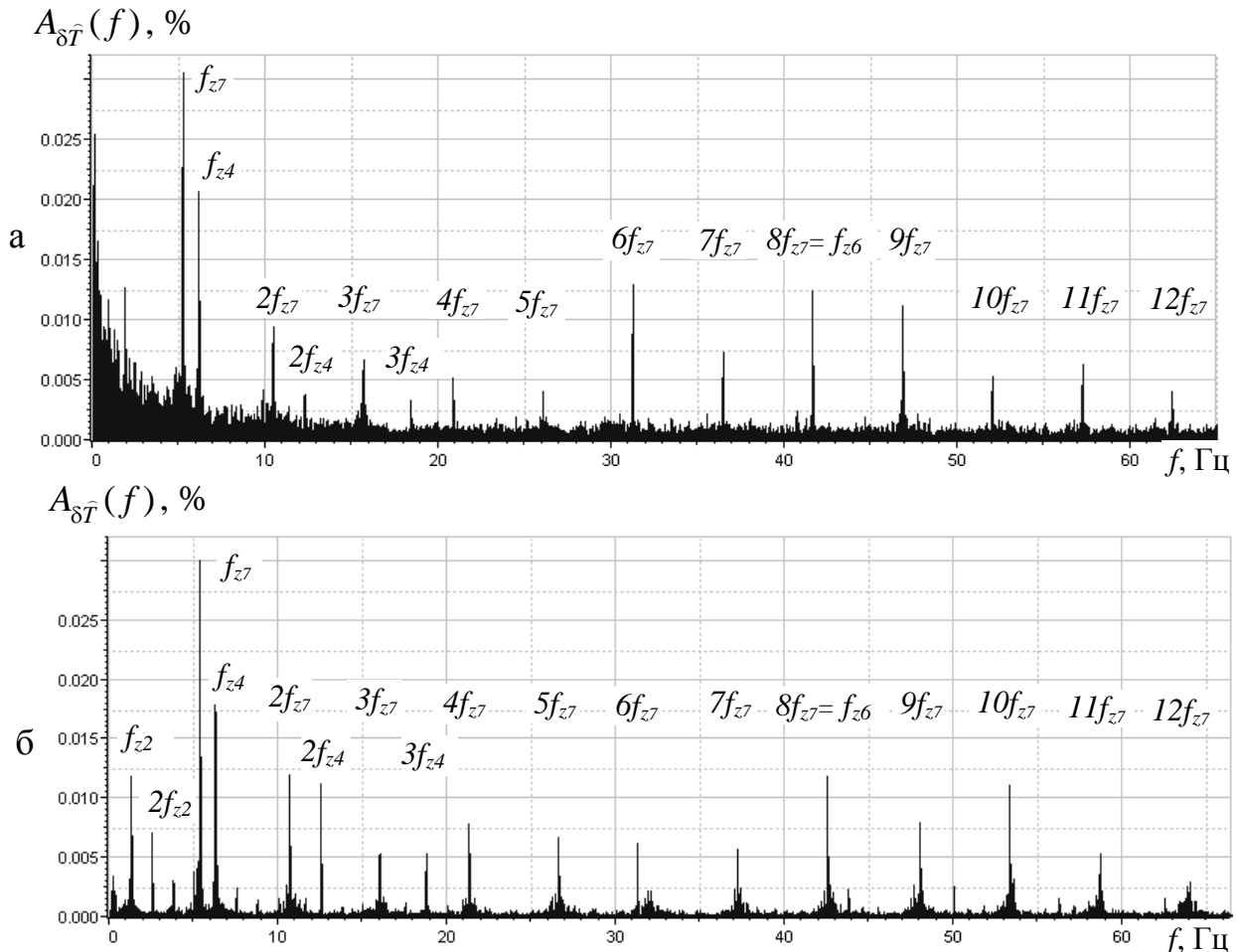


Рис. 4.

Глава V. Диагностическая модель виброакустических колебаний статора мощного турбогенератора с дефектами ослабления узлов креплений

В главе пять решение проблемы обнаружения дефектов машин и механизмов циклического действия по виброакустическим параметрам рассматривается на примере статора мощного турбогенератора.

Задачей виброакустической диагностики статоров мощных турбогенераторов является обнаружение, поиск и оценка значимости дефектов ослабления креплений элементов статора по спектру виброускорения обшивки корпуса статора работающего генератора. К дефектам ослабления креплений относятся дефекты ослабления креплений сердечника в корпусе статора, обмотки в пазовой и лобовой части, дефект распушения листов крайних пакетов активной стали. Важность обнаружения этих дефектов в процессе эксплуатации связана с тем, что они являются одной из основных причин повреждений генераторов,

определяющих их надежность и ресурс.

Дано краткое описание дефектов ослабления креплений с оценками степени их опасности, причинами возникновения и возможными последствиями развития. Приводятся статистические данные по отказам генераторов, вызванным дефектами ослабления креплений. Отмечается, что все дефекты характеризуются величиной зазора и длиной ослабленного участка. Величина зазоров обычно составляет десятки - сотни микрометров, может достигать нескольких миллиметров. Дефекты носят локальный характер, развиваются во время работы генератора под нагрузкой. Во время ремонта обнаруживаются по продуктам износа и разрушения элементов статора.

На работающем генераторе дефектные узлы креплений могут представлять собой линейные, слабо-нелинейные и сильно-нелинейные (виброударные) системы, возбуждающие виброакустические колебания конструкции статора. Особенностью динамики этих систем является то, что вынужденные колебания в них возбуждаются электромагнитными силами и вибрацией конструкции статора на полюсной частоте, номинально 100 Гц.

Решение проблемы обнаружения дефектов статора по спектру виброускорения обшивки его корпуса ищется формализованным методом путем разработки неявной диагностической модели виброакустических колебаний статора, которая включает в себя описание динамики исправного статора, динамических моделей дефектов и правил получения по параметрам динамических нагрузок и механической подвижности конструкции статора описаний всех неисправных модификаций объекта. Требования, предъявляемые к разработке диагностической модели, сводятся к следующему: модель должна обладать достаточной точностью для ответа на вопрос о возможности обнаружения дефектов статора на работающем генераторе и полностью, необходимой для определения спектральных диагностических признаков дефектов и построения алгоритма диагностирования формализованным методом.

Описание магнитных вибраций исправного статора ведется в рамках наиболее простой динамической модели В.М. Фридмана, в которой закреплением корпуса на фундаменте пренебрегают и вынужденные изгибные колебания системы «сердечник - упругая связь – корпус» описываются системой линейных дифференциальных уравнений эллиптического вида.

Точное теоретическое описание динамических свойств сложной сборной конструкции статора в акустическом диапазоне частот крайне затруднительно, поэтому динамические свойства конструкций статоров определены экспериментально на выведенных в ремонт турбогенераторах методом ударного возбуждения возбудителем, не прикрепленным к конструкции. Методика описана в Приложении 2. По результатам определения механической подвижности конструкций 4-х статоров турбогенераторов ТВВ-320-2 с удовлетворительным и ослабленным состоянием узлов креплений установлено следующее:

- независимо от состояния узлов креплений динамические свойства конструкции статора от узлов креплений до обшивки его корпуса в первом приближении могут быть описаны в рамках линейной модели с помощью оценок волновых частотных характеристик ускоряемости $\hat{H}_{i,j}(f)$;

- в диапазоне частот измерения частотных характеристик от $f_n = 200$ Гц

до $f_6 = 5$ кГц интегральная механическая подвижность конструкции статора

$$\sigma_{i,j(f_n, f_6)} = \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{k=1}^m \hat{H}_{i,j}^2(f_k)} \quad (29)$$

между точками возбуждения j и измерения i реакций слабо (отличаются не более чем в 2 раза) зависит от состояния узлов крепления элементов статора;

- для того чтобы ослабление мощности сигнала реакции между точками на обшивке корпуса статора не превышало $30 \div 40$ раз достаточно установить по 4-е датчика в каждой из торцевых зон статора. При этом затухание сигнала реакции можно использовать для локации местонахождения дефектов с точность до сектора окружности статора с центральным углом в 90 град.

Анализ оценок $|\hat{H}_{i,j}(f)|$ показал, что в некоторых диапазонах частот максимальные значения $|\hat{H}_{i,j}(f)|$ отличаются в десятки и сотни раз, а в некоторых незначительно. Поэтому для ответа на вопрос о возможности обнаружения дефектов статора по спектру виброускорения обшивки его корпуса необходимо также оценить спектры сигналов динамических сил, возбуждающих виброакустические колебания статора. Для решения этой задачи разработаны динамические модели дефектов ослабления креплений, удовлетворяющие следующим требованиям:

- процесс соударения элементов в дефектных узлах креплений описан с учетом местных и общих деформаций;

- модели дефектов носят структурный характер. Структурными параметрами дефектов являются величина зазоров $\Delta(x)$, длина незакрепленного участка ℓ и экспериментально определенные контактные динамические силовые характеристики элементов статора, рис. 5.

Спектры сигналов динамических нагрузок рассчитаны с использованием алгоритма быстрого преобразования Фурье.

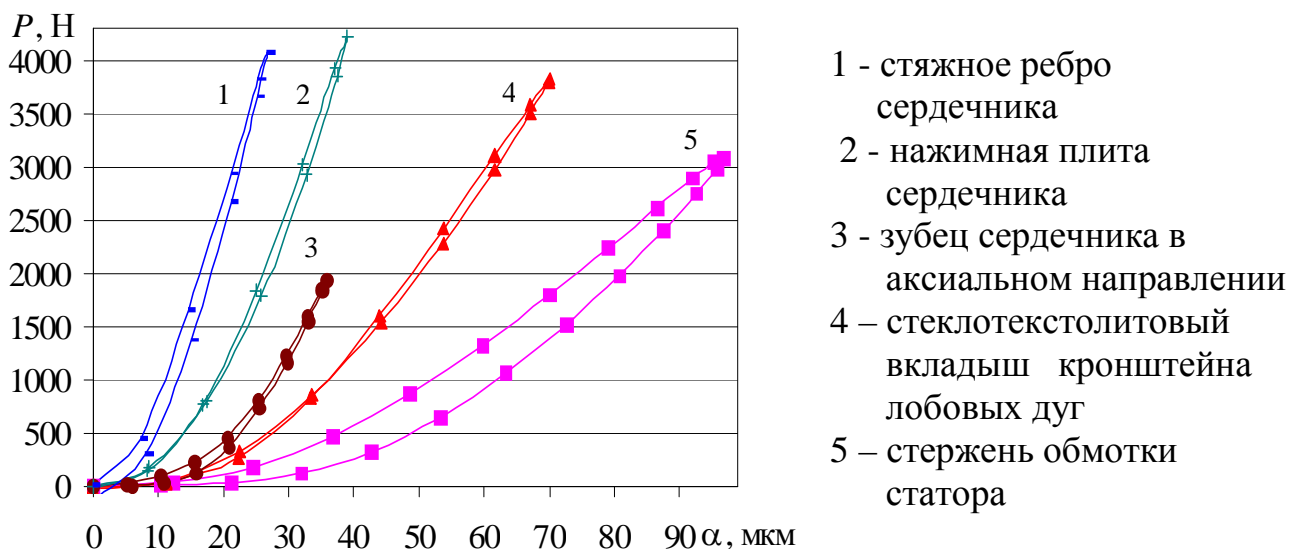


Рис. 5. Зависимость контактного усилия P от величины местного смятия α в ударных парах «молоток – элемент статора» турбогенератора типа ТВВ-320-2

Упрощенная расчетная схема системы «стяжное ребро – сердечник» для изучения симметричных изгибных колебаний незакрепленного участка стяж-

ного ребра в пазу сердечника статора и схема приведенных сил, действующих на ребро, представлены на рис. 6. Расчетная схема получена при допущении, что форма изгибных колебаний ребра и распределение импульсивной нагрузки при соударениях точно соответствует форме статической деформации системы от заданного перемещения точек крепления ребра. Контактные деформации паза сердечника описываются кусочно-линейной силовой характеристикой.

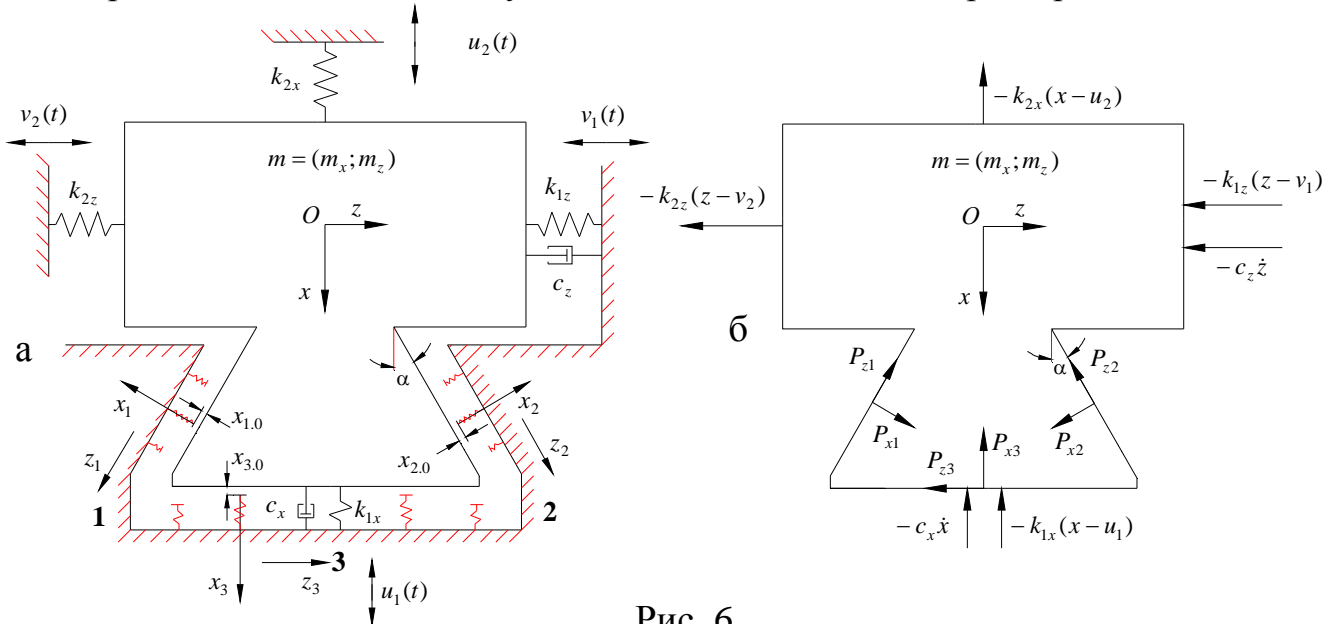


Рис. 6

Система дифференциальных уравнений, описывающая линейные, слабо нелинейные и сильно нелинейные (виброударные) радиальные и тангенциальные колебания ребра в условиях кинематического возбуждения вибрации в проекции на оси неподвижной системы координат (НСК) Oxz имеет вид, рис. 6:

$$\begin{cases} m_x \ddot{x} + c_x \dot{x} = -k_{1x}(x - u_1) - k_{2x}(x - u_2) + \sum_{i=1}^3 A_{ix} P_{xi}, \\ m_z \ddot{z} + c_z \dot{z} = -k_{1z}(z - v_1) - k_{2z}(z - v_2) + \sum_{i=1}^3 A_{iz} P_{zi}. \end{cases} \quad (30)$$

Здесь P_{xi} , P_{zi} - скалярные функции порогового типа, описывающие упругую и диссипативную составляющие кусочно-линейной характеристики силы удара в проекции на оси подвижных систем координат $O_i x_i z_i$ ($i=1,2,3.$); A_{ix} , A_{iz} - соответственно проекции единичных ударных сил P_{xi} и P_{zi} на оси НСК; $u_1(t)$, $u_2(t)$, $v_1(t)$, $v_2(t)$ - законы движения точек подвеса упругих элементов, определяемые уравнениями магнитных вибраций идеального статора. Для турбогенераторов серии ТВВ расчет параметров системы (30) представлен в Приложении 3. Решение (30) ищется численно методом припасовывания.

Расчетная схема распределенной виброударной системы (ВУС) «обмотка – сердечник», в которой нижний стержень лежит на дне паза, а верхний стержень не закреплен на участке длиной ℓ , представлена на рис. 7. Контактные деформации стержней обмотки при соударениях описаны в рамках модели упругодиссипативного элемента в каждом сечении стержня, а сами деформации отнесены к основанию системы. Динамическая силовая характеристика распределенной ударной пары описывается выражением

$$\Phi(x, y, \dot{y}) = c(x, \dot{y}) \cdot (-y(x, t) - \Delta(x)) \cdot \eta(-y(x, t) - \Delta(x)), \quad (31)$$

где

$$c(x, \dot{y}) = \begin{cases} c_1 & \text{при } \dot{y}(x, t) \leq 0; \\ c_2 & \text{при } \dot{y}(x, t) > 0. \end{cases} \quad (32)$$

Здесь: c_1 и c_2 – коэффициенты погонной жесткости основания на этапе нагрузки и разгрузки соответственно, Н/м²; $\eta(y)$ – функция Хэвисайда.

Дифференциальное уравнение радиальных изгибных колебаний верхнего стержня имеет вид

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m_0 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \mu_1 m_0 \frac{\partial y}{\partial t} + \mu_2 EJ \frac{\partial^5 y}{\partial t \partial x^4} = F(x, t) + \Phi(x, y, \dot{y}), \quad (33)$$

где μ_1 и μ_2 – экспериментально определенные коэффициенты внешнего и внутреннего вязкого трения соответственно. Здесь

$$F(x, t) = -\frac{3\mu_0}{2b_n} I^2 (1 - \cos 2\omega_n t) \quad (34)$$

- распределенное радиальное электродинамическое усилие, действующее на верхний стержень обмотки, Н/м, $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м – магнитная проницаемость воздуха, I – действующее значение тока в стержне, А; b_n – ширина паза в свету, м; ω_n – номинальная угловая частота тока статора, равная $2\pi \cdot 50$ рад/с.

Решение дифференциального уравнения (33) ищется приближенно методом Бубнова-Галеркина с последующим численным расчетом методом приспособывания для каждой их 6-ти форм собственных колебаний стержня.

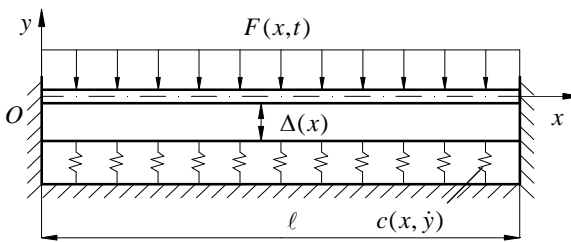


Рис. 7.

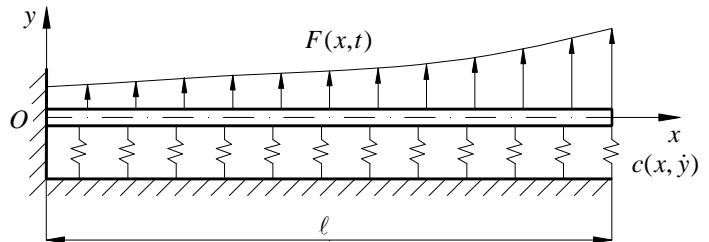


Рис. 8.

Расчетная схема распределенной ВУС «крайний лист – сердечник», в которой консольный участок крайнего листа зубца сердечника статора совершает изгибные колебания и может ударять по зубцу сердечника, представлена на рис. 8. Динамическая силовая характеристика зубца сердечника описывается моделью (31). Динамика системы описывается уравнением (33) с граничными условиями для консольного стержня. Интенсивность распределенной электромагнитной силы, возбуждающей изгибные колебания консольного листа описывается выражением

$$F(x, t) = \tilde{F}(x) b (1 - \cos 2\omega_n t), \quad (35)$$

где

$$\tilde{F}(x) = \frac{1}{4\mu_0} (B_1^2(x) - B_2^2(x)) \quad (36)$$

- амплитуда знакопеременной составляющей удельной сила, Па; b – ширина листа, $B_1(x)$ и $B_2(x)$ – соответственно аксиальная составляющая индукции, входящая и выходящая из листа, Тл.

Оценка ударных сил в ослабленном опорном узле крепления корзины лобовых частей обмотки статора получена на упрощенной дискретной модели

ВУС «бандажное кольцо – вкладыш кронштейна», колебания элементов которой возбуждаются кинематически.

Расчет динамики дефектных узлов креплений и спектров динамических нагрузок, возбуждающих виброакустические колебания конструкции статора, при различных значениях структурных параметров дефектов и режимно-нагрузочных параметров работы генератора показал следующее. Во всех дефектных узлах реализуются стохастические, почти периодические и периодические виброударные режимы движения типа 1Т, 2Т и т.д. В диапазоне частот выше 200 Гц основной вклад в возбуждение виброакустических колебаний конструкции статора вносит сигнал ударной силы, влиянием динамической силы упругости стандартных упругих элементов подвески можно пренебречь. Тенденция изменения мощности сигнала ударной силы с развитием дефекта зависит от изменяемого структурного параметра, динамической силовой характеристики ударных пар и конфигурации ВУС; может носить трендовый и экстремальный характер. Бифуркация режимов движения, возникающая при изменении структурных параметров и амплитуды вынуждающей силы, хорошо обнаруживается по скачкообразному изменению мощности сигнала ударной силы. При циклическом изменении значений амплитуды вынуждающей силы зависимость мощности сигнала ударной силы от амплитуды может представлять собой функциональную и гистерезисную характеристику, в том числе, релейного типа.

На рис. 9 представлены некоторые результаты имитационного моделирования спектров виброускорения обшивки корпуса статора работающего турбогенератора ТВВ-320-2 с дефектами ослабления узлов креплений, рассчитанные по формуле

$$\left| \hat{X}_i(f) \right| = \left| \hat{H}_{i,j}(f) \right| \cdot \left| F_j(f) \right|, \quad (37)$$

где $\hat{H}_{i,j}(f)$ - экспериментальные оценки волновых передаточных частотных характеристик ускоряемости конструкции статора, $F_j(f)$ - расчетные оценки сигналов динамических сил, возбуждающих виброакустические колебания статора. Порог обнаружения гармоник сигналов реакций (37) в амплитудном спектре виброускорения обшивки корпуса исправного статора работающего турбогенератора типа ТВВ-320-2 $A_{\ddot{u}_2.nop}(f) = 0,03 \text{ м/с}^2$.

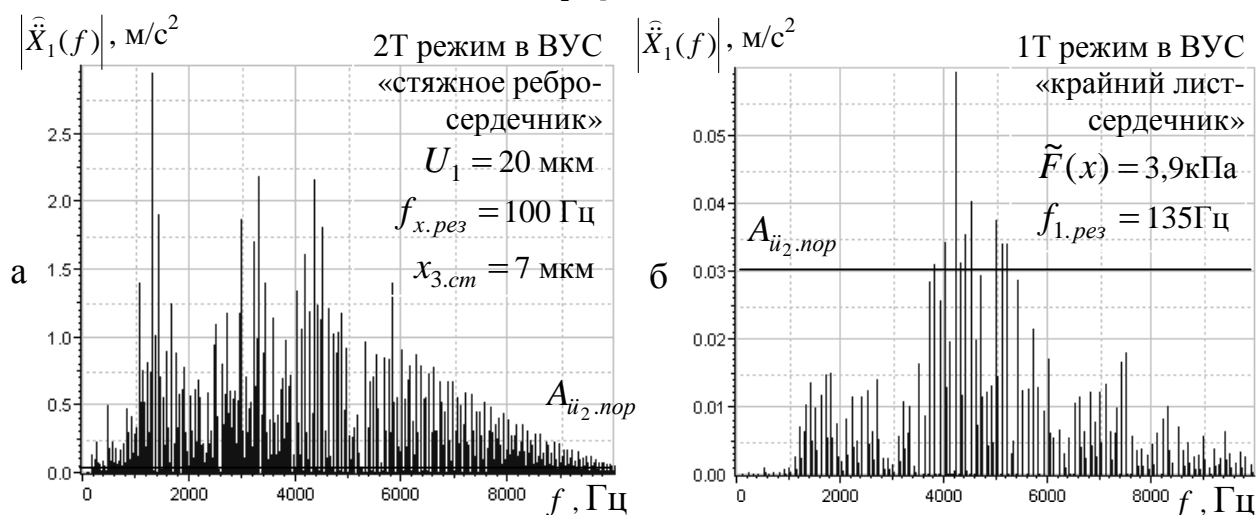


Рис. 9.

Анализ результатов имитационного моделирования показал следующее:

- виброударные процессы во всех дефектных узлах крепления могут возбуждать достаточный для их обнаружения отклик в спектре виброускорения обшивки корпуса исправного статора работающего турбогенератора будь то непрерывный спектр с частотами гармонических составляющих, образующих непрерывное множество или дискретный спектр с частотами гармонических составляющих, целочисленно или дробно кратными основной частоте возбуждения вибрации, номинально 100 Гц;

- интенсивность гармоник спектра зависит от волновых передаточных частотных характеристик конструкции статора и параметров сигнала ударной силы, которые отличаются большим разнообразием. Поэтому обобщенных спектральных образов дефекты ослабления креплений элементов статора в общем случае не имеют, а их спектральные признаки во многом идентичны, что сильно затрудняет распознавание дефектов по виду спектра. В случае сложной неисправности (одновременного присутствия более одного дефекта) распознавание дефектов только по виду спектра в общем случае невозможно.

На рис. 10 представлены результаты экспериментальных исследований виброакустических колебаний статоров турбогенераторов серии ТВВ (более 24 генераторов, большинство неоднократно), целью которых было установление взаимосвязи между спектрами виброускорения обшивки корпуса статора, полученными на работающем генераторе до и после капитального ремонта, и дефектами, обнаруженными в капитальный ремонт. Здесь параметр

$$M = \sum_{k=n}^m A_{\ddot{u}_2}^2(f_k) \quad (38)$$

характеризует мощность виброускорения корпуса статора в диапазоне частот измерения от $f_n = 200$ Гц до $f_m = 5000$ Гц. Параметр

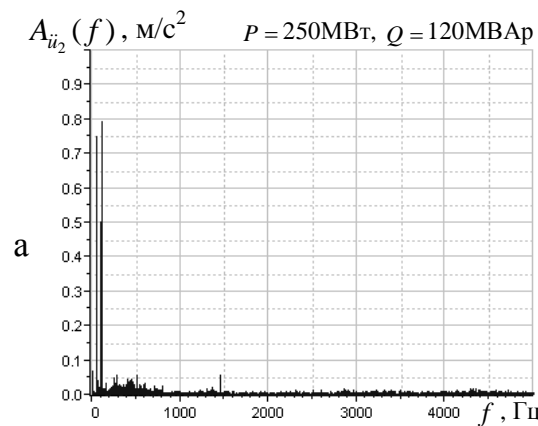
$$M_5 = \sum_{k=1}^{10} A_{\ddot{u}_2}^2(4000 + 2f_n \cdot k), \quad (39)$$

характеризует суммарную мощность дискретных гармоник спектра в диапазоне частот измерения от 4 до 5 кГц.

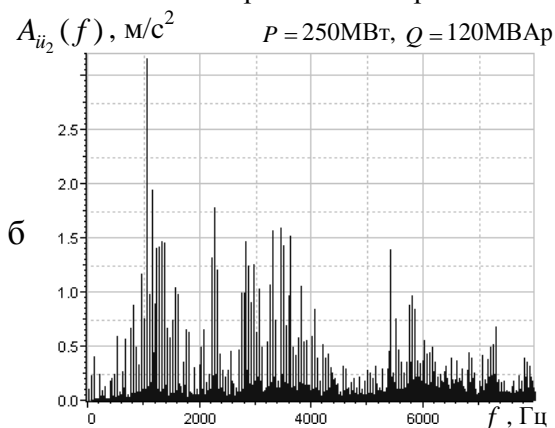
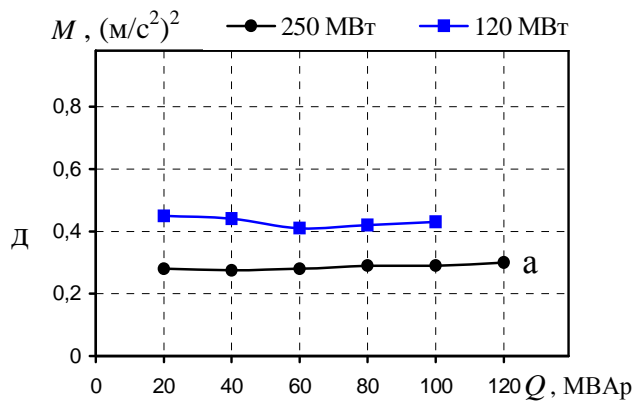
Представленные на рис. 10 (е, ж, з) зависимости служат убедительным доказательством возможности эффективного управления развитием дефектов ослабления креплений посредством изменения параметров режима работы, не влияющих на выдачу активной мощности. Это подбор оптимальных значений реактивной мощности и температур охлаждающих сред с опорой на результаты виброакустического контроля и диагностики. Полученные зависимости хорошо согласуются с результатами диагностического моделирования.

Экспериментально подтвержден вывод о том, что для распознавания дефектов статора одних спектральных признаков недостаточно. Необходимо проводить виброакустические испытания статора в различных режимах работы генератора и анализировать зависимость диагностических параметров от параметров режима работы генератора.

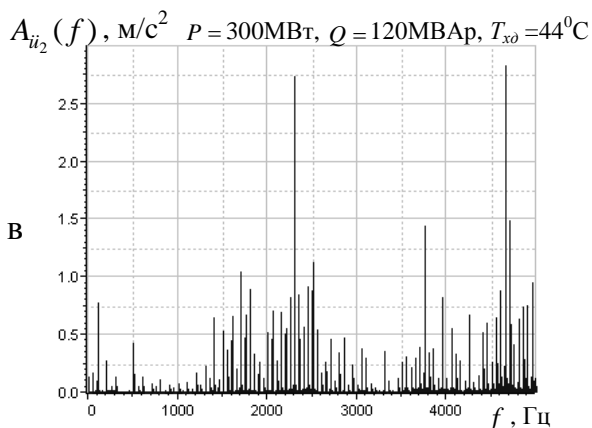
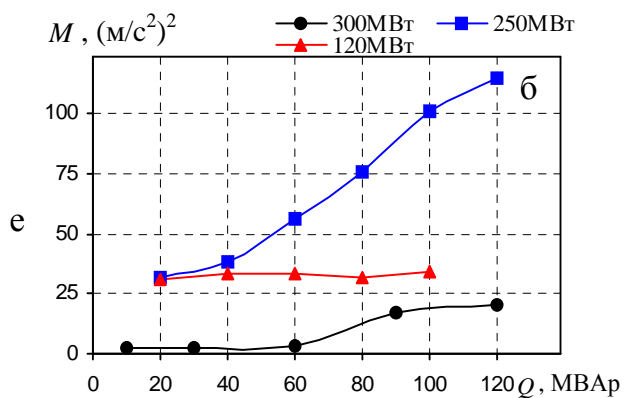
По результатам имитационного моделирования и экспериментальным исследованиям разработан алгоритм диагностирования (обнаружения, распознавания и оценки значимости ключевых дефектов) статора работающего



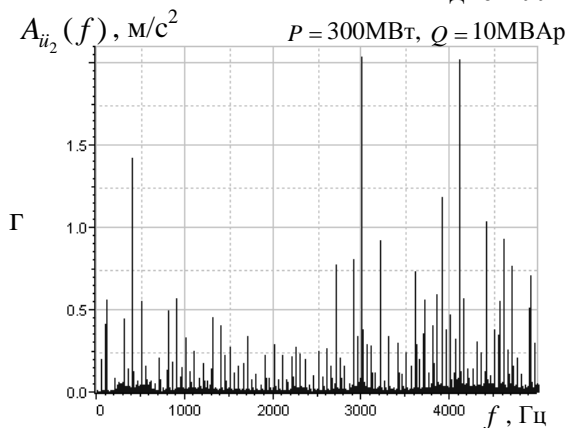
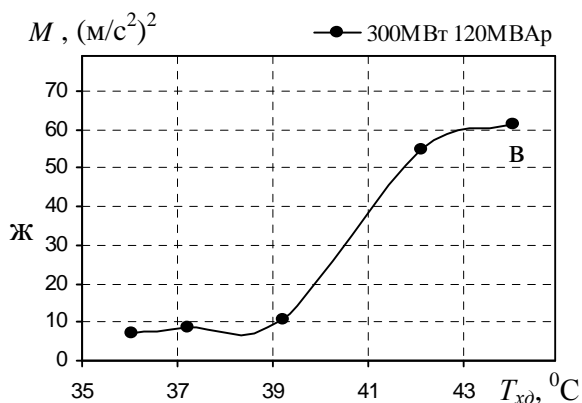
Исправный статор. P - активная нагрузка, Q - реактивная нагрузка



Статор с дефектом ослабления креплений стяжных ребер сердечника



Статор с дефектом ослабления креплений лобовых частей обмотки. T_{x0} - температура холодного дистиллята обмотки статора



Статор с дефектом ослабления креплений стяжных ребер и распушения крайних пакетов стали

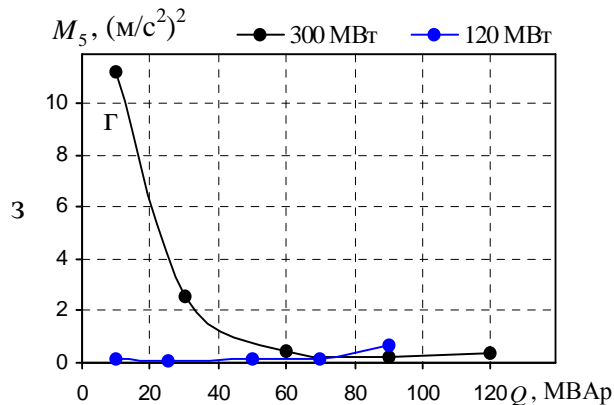


Рис. 10. Спектр виброускорения корпуса ТВВ-320-2 с дефектом ослабления креплений элементов статора (а - г) и зависимость мощности сигнала от нагрузки (д, е, з) и температуры (ж)

турбогенератора, использующий зависимость мощности виброускорения корпуса статора от параметров режима работы; предложена концепция ресурсосберегающей эксплуатации генераторов и обоснована необходимость оснащения генераторов стационарными средствами виброакустического мониторинга.

В заключении сформулированы основные результаты и выводы диссертационной работы, которые сводятся к следующему:

1. Построена линейная теория колебаний ЦС в малых вариациях и флуктуациях временных интервалов рабочего цикла. Определены потенциальные возможности временных измерений по контролю и диагностике технического состояния машин и механизмов циклического действия.
2. Проведено статистическое описание динамики роторных машин, высокодобротного осциллятора при резонансном возбуждении и автоколебательной системы в переменных текущем периоде;
3. Дано аналитическое описание вариаций и флуктуаций периода вращения и колебания машин и механизмов циклического действия, вызванных внутренними закономерностями функционирования, внешними случайными и периодическими воздействиями, вибрацией датчиков измерительной системы.
4. Разработаны прецизионные информационно – измерительные хронометрические системы, реализующие бесконтактный фотоэлектрический метод измерения временных интервалов рабочего цикла машин и механизмов циклического действия в реальном масштабе времени. Показано, что в условиях электростанции относительная погрешность измерения текущего периода вращения вала турбоагрегата Т-250/300 не превышает $5 \cdot 10^{-3} \%$.
5. Разработаны алгоритмы функционального контроля текущего периода вращения вала турбоагрегата, позволяющие оценивать частоты и амплитуды крутильных колебаний вала, идентифицировать переходные режимы вращения вала, вызванные «скачками» нагрузки в сети и сигналами системы управления, оценивать дисперсию флуктуаций внешнего момента на валу.
6. Предложен алгоритм оценки динамико-кинематической погрешности зубчатых передач по результатам измерений временных интервалов прохождения ведущим и ведомым звеном механизма фиксированных угловых положений, с точностью в несколько раз превышающей точность других методов измерения.
7. Разработана уточненная динамическая модель часового механизма с несвободным ходом типа ЧМ с дефектами изготовления и монтажа его элементов и программа, реализующая эту модель на ЭВМ. По результатам диагностического моделирования разработан алгоритм обнаружения дефектов часового механизма по спектру относительных отмасштабированных вариаций периода колебаний баланса. Показано, что разработанная динамическая модель адекватна экспериментальным данным.
8. Разработана методика экспериментального определения механической подвижности конструкции статора с использованием метода ударного возбуждения возбудителем, не прикрепленным к конструкции. По результатам испытаний установлено, что динамические свойства конструкции статора в первом приближении могут быть описаны в рамках линейной модели с помощью волновых частотных характеристик ускоряемости. В диапазоне частот измерения от 200 Гц до 5 кГц интегральная механическая подвиж-

- ность конструкции статора слабо зависит от состояния узлов креплений.
9. Разработаны структурные динамические модели дефектов статора с экспериментально определенными контактными динамическими силовыми характеристиками элементов статора, и программы, реализующие эти модели на ЭВМ. Изучена динамика дефектных узлов креплений и дана количественная спектральная оценка параметров динамических нагрузок, возбуждающих виброакустические колебания конструкции статора.
 10. Имитационным моделированием виброакустических колебаний обшивки корпуса статора работающего турбогенератора показано, что виброударные процессы в дефектных узлах креплений могут возбуждать достаточный для их обнаружения отклик в спектре виброускорения обшивки корпуса исправного статора работающего турбогенератора. Однако распознавание дефектов статора только по виду спектра в общем случае невозможно.
 11. Экспериментально подтверждены результаты математического моделирования динамики дефектов статора в части реализации виброударных стохастических и периодических режимов движения типа 1Т, 2Т, 3Т и т.д. с малыми и большими значениями амплитуды колебаний; зависимости интенсивности виброударных процессов от режима работы генератора; реализации монотонных и скачкообразных в форме петли гистерезиса зависимостей мощности сигнала ударной силы от режима работы генератора, а также результат имитационного моделирования в части отсутствия обобщенных спектральных образов у дефектов статора.
 12. По результатам имитационного моделирования и экспериментальным исследованиям разработан алгоритм виброакустической диагностики статора. Положенный в его основу динамический принцип обнаружения и распознавания дефектов статора, использующий зависимость мощности виброускорения обшивки корпуса статора работающего турбогенератора от режимных параметров его работы, является универсальным, применим к мощным турбо- и гидрогенераторам разных типов.
 13. Предложена концепция ресурсосберегающей эксплуатации генераторов, обеспечивающая продление срока службы основного энергетического оборудования электростанций. Ее сущность состоит в организации непрерывного контроля за интенсивностью износа активных частей генератора с помощью технических средств виброакустического мониторинга. В случае появления процессов ускоренного износа они блокируются посредством изменения параметров режима работы генератора, не влияющих на выдачу активной мощности.

Основные результаты диссертации опубликованы в следующих работах:

Монография

1. Морозов А.Н., Назолин А.Л. Динамические системы с флуктуирующим временем. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 197 с.

Статьи в журналах, рекомендуемых перечнем ВАК

2. Киселев М.И., Морозов А.Н., Назолин А.Л. и др. Измерение периода вращения валопровода турбоагрегата фотоэлектрическим методом // Измерительная техника. – 1996. - № 12. – С. 28-29.
3. Назолин А.Л. Измерительный контроль периода колебаний баланса часового

- механизма с несвободным ходом // Измерительная техника. – 1999. - № 2. – С. 29-31.
4. Киселев М.И., Морозов А.Н., А.Л. Назолин и др. Частотно-хронометрический контроль циклических машин и механизмов // Приборы и системы управления. - 1998. - № 3. – С. 33-34.
 5. Морозов А.Н., Назолин А.Л., Павлов Д.А. Временные измерения кинематических и динамических параметров редукторов // Измерительная техника. - 1999. - № 4. - С. 58-60.
 6. Морозов А.Н., Назолин А.Л. Статистическое описание процесса хронометрии динамики механизмов циклического действия // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана, Естественные науки. – 1999. - № 1. – С. 92-104.
 7. Кочиков И.В., Морозов А.Н., Назолин А.Л. и др. Дистанционный газовый анализ атмосферы при помощи пассивного Фурье-спектрометра. Натурные испытания // Известия РАН, Энергетика. - 2000. - № 1. - С. 151-158.
 8. Дворук С.К., Кочиков И.В., Назолин А.Л. и др. Применение Фурье-спектрометра для определения концентраций загрязняющих веществ в атмосфере // Оптический журнал. – 2000. – Т. 67. - № 4. – С. 37-42.
 9. Назолин А.Л. Математическое моделирование влияния неидеальных связей в упругой подвеске машины // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана, Естественные науки. – 2004. - № 3. – С. 26-39.
 10. Назолин А.Л. Математическое моделирование виброударного процесса в системе консоль – многослойное упругое основание с фрикционными свойствами // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана, Естественные науки. – 2004. - № 4. – С. 98-111.
 11. Назолин А.Л., Поляков В.И. Особенности вынужденных колебаний сердечник – упругая связь – корпус турбогенератора при дефекте ослабления жесткости подвески // Вестник ННГУ им. Н.И. Лобачевского, Математическое моделирование и оптимальное управление. – 2004. - № 1(27) - С. 139-143.
 12. Назолин А.Л. Математическая модель виброударного процесса в крайнем пакете шихтованного сердечника статора электрической машины // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2005. - № 2. - С. 10-17.
 13. Назолин А.Л. Поляков В.И. Экспериментально-теоретический метод моделирования виброударных процессов в шихтованном сердечнике электрической машины // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2005. - № 4. - С. 82-86.
 14. Атаманов В.В., Кузнецов А.В., Назолин А.Л. и др. Контроль состояния крайних пакетов активной стали турбогенератора под нагрузкой // Электрические станции. – 2005. - № 6. - С. 69-72.
 15. Morozov A.N. Nazolin A.L. Determinate and random processes in cyclic and dynamic systems // Journal of Engineering Mathematics. – 2006. - Vol. 55. - № 1-4. - P. 277-298.
 16. Дементьев В.Н., Кузнецов А.В., Назолин А.Л. и др. Обнаружение дефектов статора турбогенератора по параметрам виброакустических колебаний его стальных конструкций // Электричество. – 2005. - № 12. - С. 28-35.
 17. Назолин А.Л., Поляков В.И. Управление развитием дефектов на работающем генераторе // Электрические станции. – 2006. - № 1. - С. 49-52.

18. Морозов А.Н., Назолин А.Л. Временные измерения параметров движения звеньев циклических динамических систем // Вестник ННГУ им. Н.И. Лобачевского, Математическое моделирование и оптимальное управление. - 2006. - Вып. 2(31). - С.47-57.
19. Назолин А.Л., Поляков В.И. Особенности работы турбогенераторов в режиме недовозбуждения // Энергетик. – 2006. - № 11. - С. 27-28.
20. Назолин А.Л., Поляков В.И. Особенности работы крепления лобовых дуг обмотки статора турбогенератора // Энергетик. – 2007. - № 1. - С. 33-34.
21. Назолин А.Л., Поляков В.И. Особенности работы узлов крепления сердечника статора турбогенератора // Электрические станции. –2007. - № 6. - С. 63-65.
22. Назолин А.Л., Поляков В.И. Исследование виброударных режимов движения в системе стяжное ребро-сердечник электрической машины // Электричество. – 2007. - № 6. – С. 26-30.
23. Морозов А.Н., Назолин А.Л. Имитационное моделирование виброакустических колебаний корпуса статора турбогенератора с дефектом ослабления крепления упругой подвески // Нелинейный мир. - 2009. - № 7. - С. 556-562.
24. Назолин А.Л. Динамическая диагностическая модель узла крепления обмотки в пазу сердечника статора мощного турбогенератора // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. – 2012. - № 2. – С. 21с.

Статьи в других журналах и изданиях

25. Прецизионный хронометрический контроль работы машин и механизмов / М.И. Киселев, А.Н. Морозов, А.Л. Назолин и др. // Вопросы оптимального управления, устойчивости и прочности механических систем: Сб. науч. трудов Ереванского государственного университета. –Ереван, 1997. –С.224-225.
26. Морозов А.Н., Назолин А.Л. Математическое моделирование динамики спускового регулятора с несвободным ходом // Прикладная механика и технологии машиностроения: Сб. науч. Трудов / под. ред. В.И. Ерофеева, С.И. Смирнова, Г.К. Сорокина. – Нижний Новгород.: Изд-во общ-ва «Интелсервис», 1998. – Часть 1. – С. 39-45.
27. Фурье-спектрометр для контроля выбросов промышленных предприятий / И.В. Кочкиков, А.Н. Морозов, А.Л. Назолин и др. // Наука производству. – 1998. - № 8. - С. 46-51.
28. Морозов А.Н., Назолин А.Л. Интегральная оценка информации, содержащейся в результатах измерения сигналов // Нелинейная акустика твердого тела: Сб. трудов 8-й сессии Российского акустического общества / под. ред. В.И. Ерофеева. – Нижний Новгород, 1998. – С. 281-286.
29. Назолин А.Л., Поляков В.И. Математическая модель виброакустических колебаний корпуса турбогенератора при дефектах ослабления обмотки в пазу сердечника статора и узлов крепления сердечника // Нелинейные колебания механических систем: Сб. трудов 7-й Всероссийской науч. конф. – Нижний Новгород, 2005. – С. 338-340.
30. Назолин А.Л., Поляков В.И. Виброакустическая диагностика статора турбогенератора под нагрузкой // Методы и средства оценки состояния энергетического оборудования / под ред. А.И. Таджибаева, В.Н. Осотова, Г.В. Смирнова и др. – СПб.: ПЭИПК, 2005. - Вып. № 28. - С. 234-241.
31. Назолин А.Л., Поляков В.И. Виброакустическая диагностика статора турбо-

- генератора. Основные принципы и результаты применения // Совершенствование организации эксплуатации и повышение надежности турбогенераторов: Сб. докл. техн. сем. – М.: ОАО «Фирма ОРГРЭС», 2005. – С. 74-82.
32. Назолин А.Л., Поляков В.И. Виброударные режимы движения в дефектном узле подвески сердечника статора мощного генератора // Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем: Сб. трудов 15-го междунар. симпозиума. – Москва – Звенигород: РАН-ИМАШ им. А.А. Благонравова. – 2006. – С. 200-205.
33. Назолин А.Л., Поляков В.И. Виброакустическая диагностика статора на работающем генераторе // ЭЛМАШ-2006. Перспективы и тенденции развития электротехнического оборудования: Сб. трудов 6-го междунар. симпозиума. – М.: МА «Интерэлектромаш», 2006. – Т. 1. – С. 130-134.
34. Назолин А.Л., Поляков В.И. Теоретико-экспериментальное обоснование метода виброакустической диагностики статоров мощных генераторов // Необратимые процессы в природе и технике: Сб. трудов 4-й Всероссийской конф. – М., 2007. – Ч. 2. – С. 469-472.
35. Назолин А.Л., Поляков В.И. Виброакустический мониторинг и ресурсосберегающая технология эксплуатации генераторов // Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций: Сб. докл. междунар. науч.-техн. совещания. – М.: ОАО «ВТИ», 2007. – С. 159-166.
36. Назолин А.Л., Поляков В.И. Генераторы. Виброакустическая диагностика и ресурсосберегающая эксплуатация // Новости электротехники. – 2008. – № 3(51). – С. 80-83.
37. Назолин А.Л., Поляков В.И. Надежность и ресурс турбогенераторов. Диагностика и ремонт подвески сердечника // Новости электротехники. – 2008. – № 4(52). – С. 57-61.
38. Назолин А.Л. Обнаружение дефектов машин и механизмов циклического действия по временным и виброакустическим параметрам // Необратимые процессы в природе и технике: Сб. трудов 7-й Всероссийской конф. – М., 2013. – Ч. 2. – С. 231-235.

Материалы научных конференций

39. Назолин А.Л. Многофакторная математическая модель часового механизма с несвободным ходом // Инженерно-физические проблемы новой техники: Тез. докл. 3-го междунар. совещания. – М., 1994. – С. 34-35.
40. Назолин А.Л. Математическая оптимизация прецизионной регистрации момента прихода информационного импульса // Состояние и проблемы технических измерений: Тез. докл. 1-й науч.-техн. конф. – М., 1994. – С.93-94.
41. Система измерительного контроля и диагностики циклических механизмов / С.Н. Горчаковский, О.А. Ивлев., А.Л. Назолин и др. // Инженерно-физические проблемы авиационной и космической техники: Тез. докл. 1-й междунар. науч.-техн. конф. – Егорьевск, 1995. – С. 78-79.
42. Назолин А.Л. Исследование неравномерности хода часового механизма // Состояние и проблемы технических измерений: Тез. докл. 2-й науч.-техн. конф. – М., 1995. – С. 32-33.
43. Измерение периода вращения валопровода турбоагрегата оптико-электронным методом / М.И. Киселев, А.Н. Морозов, А.Л. Назолин и др. //

- Состояние и проблемы технических измерений: Тез. докл. 2-й науч.-техн. конф. - М., 1995. - С. 100-101.
44. Результаты испытания системы хронометрического контроля динамики вращения валопровода турбоагрегата / О.А. Ивлев, М.И. Киселев, А.Л. Назолин и др. // Инженерно-физические проблемы новой техники: Тез. докл. 4-го междунар. сов.-сем. – М., 1996. - С. 12-13.
 45. Назолин А.Л. Исследование динамики часового механизма частотно-хронометрическим методом // Инженерно-физические проблемы новой техники: Тез. докл. 4-го междунар. сов.-сем. – М., 1996. - С. 14-15.
 46. Прецизионный оптико-электронный измерительный контроль режима вращения валопровода турбогенератора / М.И. Киселев, А.Н. Морозов, А.Л. Назолин и др. // Неразрушающий контроль и диагностика: Тез. докл. 14-й Российской науч.-техн. конф. - М., 1996. - С. 422.
 47. Прецизионный оптико-электронный измерительный контроль поведения валопровода турбоагрегата / М.И. Киселев, А.Н. Морозов, А.Л. Назолин и др. // ICSEC'96: Тез. докл. междунар. науч.-практ. конф. по использованию достижений науки и техники в развитии городов. -М., 1996. –Ч.1. -С.250-252.
 48. Морозов А.Н., Назолин А.Л., Павлов Д.А. О возможности применения частотно-хронометрического метода для исследования динамики редукторов // Проблемы машиноведения: Тез. докл. науч.-техн. конф., посвященной 10-летию НФ ИМАШ РАН. – Нижний Новгород, 1997. - С. 118.
 49. Переходные процессы при пуске турбогенератора / М.И. Киселев, А.Н. Морозов, А.Л. Назолин и др. // Инженерно-физические проблемы авиационной и космической техники: Тез. докл. 2-й междунар. науч.-техн. конф. – Егорьевск, 1997. - С. 60-61.
 50. Морозов А.Н., Назолин А.Л., Павлов Д.А. Исследование динамики редукторов частотно-хронометрическим методом // Инженерно-физические проблемы авиационной и космической техники: Тез. докл. 2-й междунар. науч.-техн. конф. – Егорьевск, 1997. - С. 62-63.
 51. Малогабаритный Фурье-спектрометр на оптический диапазон 6-12 мкм / С.Н. Горчаковский, А.Н. Морозов, А.Л. Назолин и др. // Инженерно-физические проблемы авиационной и космической техники: Тез. докл. 2-й междунар. науч.-техн. конф. – Егорьевск, 1997. – С. 240-241.
 52. Диагностика работы турбоагрегата / М.И. Киселев, А.Н. Морозов, А.Л. Назолин и др. // Достижения науки и техники - развитию города Красноярска: Тез. докл. науч.-практ. конф. – Красноярск, 1997. – С. 26-27.
 53. Измерение кинематической погрешности зубчатых передач / М.И. Киселев, А.Н. Морозов, А.Л. Назолин и др. // Состояние и проблемы технических измерений.: Тез. докл. 4-й Всерос. науч.-техн. конф. - М., 1997. - С. 18-19.
 54. Кузиванов В.А., Мокин А.В., Назолин А.Л. Экспресс обработка измерительных данных вариометра // Состояние и проблемы технических измерений: Тез. докл. 4-й Всерос. науч.-техн. конф. - М., 1997. - С. 161.
 55. Морозов А.Н., Назолин А.Л., Пронякин В.И. Влияние вибрации циклического механизма на частотно-хронометрические измерения // Инженерно-физические проблемы новой техники: Тез. докл. 5-го междунар. сов.– сем. – М., 1998. - С. 32-33.
 56. Оптимизация работы одноканального вариометра S-20Ц / А.Н. Морозов,

- А.В. Мокин, А.Л. Назолин и др. // Инженерно-физические проблемы новой техники: Тез. докл. 5-го междунар. сов.– сем. – М., 1998. - С. 52-53.
57. Морозов А.Н., Назолин А.Л. Интегральная оценка информации, содержащейся в случайном процессе // Инженерно-физические проблемы новой техники: Тез. докл. 5-го междунар. сов.– сем. – М., 1998. - С. 200-201.
58. Натурные испытания малогабаритного Фурье-спектрометра с использованием тест-объектов / И.В. Кочкиков, А.Н. Морозов, А.Л. Назолин и др. // Инженерно-физические проблемы новой техники: Тез. докл. 5-го междунар. сов.– сем. – М., 1998. - С. 205-207.
59. Морозов А.Н. Назолин А.Л. Исследование нелинейных колебаний баланса несвободного спускового регулятора // Нелинейные колебания механических систем: Тез. докл. 5-й междунар. конф., посвященной 275-летию РАН. – Нижний Новгород, 1999. – С. 157.
60. Морозов А.Н. Назолин А.Л. Флуктуации периода автоколебательной динамической системы // Испытания материалов и конструкций: Тез. докл. междунар. науч.-техн. конф., посвященной 100-летию со дня рожд. М.И. Вольского и 50-летию со дня основания НИЛИМ. - Нижний Новгород, 2000. –С. 74-75.
61. Назолин А.Л. Влияние неидеальных связей в упругой подвеске сердечника статора на изгибные колебания корпуса турбогенератора // Волновая динамика машин и конструкций: Тез. докл. Всерос. науч. конф., посвященной памяти проф. А.И. Весницкого. – Нижний Новгород, 2004. - С. 86.
62. Назолин А.Л. Математическая модель возбуждения продольной волны в консольном стержне при его поперечном ударе по основанию с трением // Необратимые процессы в природе и технике: Тез. докл. 3-й Всероссийской конф. – М., 2005. - С. 187-189.
63. Назолин А.Л., Поляков В.И. Обнаружение и распознавание дефектов ослабления креплений элементов статора на работающем генераторе // Волновая динамика машин и конструкций: Тез. докл. 2-й Всероссийской науч. конф. – Нижний Новгород, 2007. – С. 69.

Патенты на изобретения

64. Способ обнаружения дефектов статора на работающей электрической машине: Патент 2216841 (РФ) / А.Л. Назолин, В.И. Поляков – Заявл. 09.01.2002 // 2003. - Бюл. № 32.
65. Способ распознавания дефектов сердечника статора на работающей электрической машине с отдельным охлаждением сердечника и обмотки: Патент 2273085 (РФ) / А.Л. Назолин, В.И. Поляков – Заявл. 09.01.2002 // 2006. - Бюл. № 9.
66. Способ обнаружения дефектов узлов крепления статора на работающей электрической машине: Патент 2279103 (РФ) / А.Л. Назолин, В.И. Поляков – Заявл. 15.07.2004 // 2006. - Бюл. № 18.
67. Способ контроля технического состояния электрической машины: Патент 2304837 (РФ) / А.Л. Назолин, В.И. Поляков - Заявл. 15.07.2005 // 2007. - Бюл. № 23.
68. Заявка на изобретение № 2011131410/07(046308) Способ снижения износа узла крепления элементов статора на работающей электрической машине / А.Л. Назолин, В.И. Поляков. Заявл. 28.07.2011.