

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ  
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ УКРАИНЫ  
„КИЕВСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ”

На правах рукописи

**Штогрин Александр Валериевич**

УДК 621.313.32.2-81

**НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ МЕРОПРИЯТИЯ ПО УМЕНЬШЕНИЮ  
ПОВРЕЖДАЕМОСТИ СТАТОРОВ МОЩНЫХ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ,  
ВЫЗВАННОЙ ВИБРАЦИЕЙ В ТОРЦЕВЫХ ЗОНАХ**

Специальность 05.09.01 “Электрические машины и аппараты”

Диссертация на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель доктор  
технических наук, профессор  
Шумилов Ю. А.

Киев - 2015

## СОДЕРЖАНИЕ

СПИСОК УСЛОВНЫХ СОКРАЩЕНИЙ.....	5
ВВЕДЕНИЕ.....	6
ГЛАВА 1. ОТКАЗЫ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ И ДЕФЕКТЫ ИХ СТАТОРОВ, ВЫЗВАННЫЕ ВИБРАЦИЯМИ.....	17
1.1. Современное состояние турбогенераторов на АЭС Украины.....	17
1.2. Дефекты статоров турбогенераторов ТВВ-1000-2У3 .....	21
1.3. Модернизация турбогенераторов ТВВ-1000-2У3 на АЭС Украины .....	24
1.4. Направления дальнейших исследований по уменьшению повреждаемости статоров мощных турбогенераторов.....	33
1.5. Выводы по Главе 1.....	37
ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ И МЕТОДЫ ДЛЯ АНАЛИЗА ВИБРАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ В СТАТОРЕ ТУРБОГЕНЕРАТОРА.....	39
2.1. Методы расчета электромагнитных сил.....	39
2.2. Двухмерная математическая модель для расчета электромагнитных полей и вибровозмущающих сил в активной зоне сердечника статора.....	43
2.3. Двухмерная математическая модель для расчета электромагнитных полей и вибровозмущающих сил в торцевой зоне сердечника статора .....	47
2.4. Трёхмерная математическая модель электромагнитного поля и вибровозмущающих сил в торцевой зоне турбогенератора.....	54
2.5. Метод спектрального анализа вибровозмущающих сил.....	57
2.6. Выводы по Главе 2.....	60
ГЛАВА 3. ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВРЕЖДАЕМОСТИ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СЕРДЕЧНИКА СТАТОРА МЕТОДАМИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ.....	62
3.1. Моделирование и исследование процесса усталостного разрушения стяжных призм сердечника статора.....	62
3.1.1. Моделирование и исследование вибровозмущающих осевых сил в сердечнике статора турбогенератора ТВВ–1000–2 на двухмерной модели.....	64

3.1.2. Моделирование и исследование вибровозмущающих осевых сил в сердечнике статора турбогенератора ТВВ–1000–2 на трехмерной модели.....	68
3.1.3. Анализ причин разрушения стяжных призм сердечника статора турбогенератора.....	73
3.2. Моделирование процесса усталостного разрушения зубцов крайних пакетов сердечника статора.....	82
3.3. Технические мероприятия по снижению повреждаемости конструктивных элементов сердечника статора турбогенератора.....	89
3.4. Выводы по Главе 3.....	91
<b>ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРИЧИН ПОВРЕЖДАЕМОСТИ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ШИН ОБМОТКИ СТАТОРА.....</b>	<b>93</b>
4.1. Методика экспериментальных исследований вибраций элементов конструкции статора.....	93
4.2. Экспериментальные исследования вибраций соединительных шин обмотки статора турбогенератора ТВВ–1000–2.....	96
4.3. Технические мероприятия по снижению повреждаемости соединительных шин обмотки статора.....	107
4.4. Выводы по Главе 4.....	112
<b>ГЛАВА 5. МОНИТОРИНГ И ВИБРОДИАГНОСТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТУРБОАГРЕГАТОВ АЭС.....</b>	<b>114</b>
5.1. Методы мониторинга и вибрационной диагностики технического состояния турбогенератора.....	114
5.2. Построение автоматизированной системы мониторинга и вибрационной диагностики турбоагрегатов АЭС .....	120
5.3. Структурная схема автоматизированной системы мониторинга и вибрационной диагностики турбоагрегатов АЭС.....	125
5.4. Выводы по Главе 5.....	130
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....</b>	<b>132</b>
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>	<b>135</b>

ПРИЛОЖЕНИЕ А. Акт об использовании результатов диссертационной работы.....	147
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Акт об использовании результатов диссертационной работы.....	148
ПРИЛОЖЕНИЕ В. Технический акт. Вибрационное обследование соединительных шин обмотки статора ТВВ-1000-2У3 ст. № 3 ЮУ АЭС после замены обмотки статора.....	149
ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Предложения по созданию диагностического комплекса турбоагрегата АЭС.....	151

## СПИСОК УСЛОВНЫХ СОКРАЩЕНИЙ

АСМВ	- автоматизированная система мониторинга и вибродиагностики
АЭС	- атомная электростанция
БПФ	- быстрое преобразование Фурье
ГРЭС	- государственная районная электростанция
КЗ	- короткое замыкание
КПД	- коэффициент полезного действия
МКЭ	- метод конечных элементов
НС	- намагничивающая сила
НТД	- нормативно-техническая документация
НТС	- научно-технический совет
ОЭС	- объединенная энергетическая система
ПК	- персональный компьютер
ППР	- планово-предупредительный ремонт
РАЭС	- Ровенская АЭС
ТГ	- турбогенератор
ТА	- турбоагрегат
ТЗ	- техническое задание
ТОЭ	- теоретические основы электротехники
ТЭС	- тепловая электростанция
ХАЭС	- Хмельницкая АЭС
ХХ	- холостой ход
ЭДС	- электродвижущая сила
ЮУАЭС	- Южно-Украинская АЭС

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы.** В принятой «Энергетической стратегии Украины на период до 2030 г.» предусматривается дальнейшее наращивание мощностей атомных электростанций в комплексе с принятием мер по повышению безопасности их эксплуатации.

На долю АЭС Украины, в составе которых находится 2 энергетических блока с реакторами ВВЭР-440 и 13 энергетических блоков с реакторами ВВЭР-1000, в настоящее время приходится около 50% ежегодной выработки электроэнергии, большая часть которой (~ 94%) обеспечивается «миллионниками», парк которых включает в себя:

- 8 «тихоходных» турбоагрегатов с турбогенераторами (ТГ) типа ТВВ-1000 - 4 и частотой вращения ротора 1500 об/мин, а именно: энергоблоки № 1-6 ЗАЭС (первый блок введен в эксплуатацию в декабре 1984 года); энергоблоки № 1-2 ЮУАЭС (первый блок введен в эксплуатацию в декабре 1982 года);

- 5 «быстроходных» турбоагрегатов с турбогенераторами типа ТВВ-1000-2УЗ и частотой вращения ротора 3000 об/мин, а именно: энергоблоки № 3-4 РАЭС (первый блок введен в эксплуатацию в декабре 1986 года); энергоблоки № 1-2 ХАЭС (первый блок введен в эксплуатацию в декабре 1987 года); энергоблок № 3 ЮУАЭС (введен в эксплуатацию в сентябре 1989 года). Все генераторы – производства ОАО «Электросила» (г. Санкт-Петербург, Россия).

Как видно, многие турбоагрегаты отработали либо приближаются к отработке своего ресурса, в связи с чем участились отказы работающего оборудования АЭС. Среди причин отказов турбоагрегатов, как свидетельствует статистика, одно из первых мест занимают турбогенераторы, особенно быстроходные типа ТВВ-1000-2УЗ. При этом часто причинами отказов становятся факторы, которые в начале эксплуатации ТГ себя практически не проявляли. К таким относятся повышенная вибрационная активность элементов конструкции статора, в частности, в торцевой зоне ТГ, приводящая в некоторых случаях к разрушению стяжных призм, удерживающих сердечник статора в спрессованном состоянии, разрушению зубцов

крайних пакетов статора, появление трещин в соединительных шинах обмотки статора, через которые вытекает охлаждающий дистиллят, способный увлажнить и замкнуть выводные концы обмотки статора и вызвать её короткое замыкание со всеми вытекающими последствиями. Повышенная вибрация статора ТГ, вызываемая вибровозмущающими силами электромагнитного и механического происхождения, обуславливается: ослаблением уплотнения (клиньями) стержней статора в пазу, ослаблением крепления и загрязнением лобовых частей обмотки статора, износом и изменением физико-химических свойств изоляции. Повышенная вибрация прямо или косвенно свидетельствует о накоплении усталости комплектующих материалов, тепловой циклической нагрузке, потере заземления стержней обмотки и сердечника статора, образовании трещин в изоляции, поломке крепёжных элементов, отслоениях, уменьшении электрической и механической прочности изоляции, наличии разрядов (в пазу и лобовых частях), пробое изоляции, перегревах, измельчении материала, утечке хладагентов (вода или водород) в системе охлаждения и др., т.е. уровень вибрации является обобщающим показателем технического состояния ТГ.

Вопросам надёжности мощных турбогенераторов посвящено много работ разных авторов, в том числе учёных ИЭД НАН Украины, ВНИИ Электромаш, ОАО «Электросила», Санкт-Петербургского технического университета, НПО «Электротяжмаш» и др. В этих работах основное внимание уделяется диагностике теплового и термоупругого состояния статора ТГ, расчётно-экспериментальному определению распределения магнитного поля и потерь активной мощности, а также радиальной составляющей вибрации сердечника статора на частоте 100 Гц, вызванной силой магнитного натяжения между статором и ротором. *В то же время осевой вибрации сердечника статора, лобовых частей и соединительных шин обмотки статора не уделялось должного внимания.* Последнее обстоятельство можно объяснить тем, что в благополучные (начальный и промежуточный) периоды эксплуатации ТГ вибрационные процессы в торцевой зоне ТГ не вызывали заметной озабоченности у персонала АЭС. Однако в последние годы отказы турбоагрегатов по причине аварийного состояния ТГ, вызываемых повышенной

вибраактивностью элементов торцевой зоны ТГ, участились, а убытки от простоев турбоагрегатов значительно возросли и составили много миллионов гривен.

Турбогенераторы в процессе эксплуатации подвержены воздействию различных процессов, как внутренних, так и внешних. Все они вызывают изменения характеристик ТГ, в том числе виброакустических. Особо опасными являются необратимые процессы, приводящие к прогрессирующему ухудшению параметров машины с течением времени. Наиболее опасными являются следующие необратимые процессы:

- изнашивание кинематических пар (подшипники скольжения);
- ползучесть материала сильно нагруженных элементов (стяжные призмы сердечника статора и др.);
- перераспределение внутренних напряжений и коробление деталей в процессе длительной эксплуатации;
- рост усталостных трещин в деталях, испытывающих динамические нагрузки (трещины в стяжных призмах сердечника статора и в соединительных токонесущих шинах обмотки статора);
- коррозия материалов;
- резонансные колебания элементов конструкции ТГ (соединительных шин обмотки статора, зубцов крайних пакетов сердечника статора и др.).

Закономерности изменения во времени виброакустических характеристик (ВАХ) ТГ определяются характером изменений во времени вышеперечисленных процессов.

Вышеназванные внутренние причины виброакустических отказов свойственны многим объектам общего машиностроения, всеми чертами которых обладает и ТГ. Однако в ТГ заметную роль играют вибровозмущающие силы электромагнитного происхождения, которые в сочетании с другими факторами существенно влияют на виброакустическую активность элементов конструкции генератора. Существенным является также то обстоятельство, что обмотка статора мощных ТГ имеет внутреннее водяное охлаждение, также влияющее на динамические свойства обмотки и соединительных шин, которые находится в среде водорода под



давлением порядка 4,5 атм. Можно этот перечень продолжить, однако многие из этих факторов плохо поддаются числовой оценке, так как имеют признаки стохастичности, а для определения закономерности их влияния на виброакустическую активность ТГ нужно иметь необходимую статистику, которую для таких объектов, как ТГ, получить весьма сложно, поскольку ТГ выпускаются небольшими партиями. Кроме того, необходимо накапливать нужную информацию на протяжении значительного отрезка времени. Для того чтобы выявить аномалии поведения ТГ и на интуитивном уровне сформулировать гипотезы о причинах, вызвавших повышенный уровень виброакустической активности отдельных элементов конструкции, необходимо обладать большим опытом в производстве и эксплуатации ТГ. Значительно надёжнее организовать мониторинг виброакустических показателей конструкции ТГ, а в более ответственных случаях перейти к вибродиагностике технического состояния ТГ, в частности, тех конструктивных элементов, которые чаще всего выходят из строя.

Основными источниками изменения вибрационных характеристик в ТГ являются:

1. Неудачная конструкция и крепление лобовых частей обмотки статора.
2. Витковые короткие замыкания обмотки ротора.
3. Закупорка вентиляционных каналов обмотки ротора и статора.
4. Неуравновешенность вращающихся частей.
5. Несоосности и нарушения геометрии кинематических пар.
6. Рост зазоров в сочленениях и др.

Проблеме возникновения и развития трещин в конструктивных материалах уделяется большое внимание в работах различных исследователей. Доказано, что усталостное повреждение обусловлено реверсивным пластичным деформированием материала. При этом различают малоцикловые и многоцикловые нагружения. Что касается ТГ, то основное влияние на их конструкцию оказывают прежде всего многоцикловые нагружения, в которых число циклов воздействия достигает многих сотен миллионов. Например, двадцати годам непрерывной работы ТГ, при частоте действия вибровозмущающей силы, равной 100 Гц, число циклов воздействия на детали равно  $6,32 \cdot 10^{10}$ .

Разрушение материала при многоцикловом нагружении происходит вследствие накопления усталости, под которой подразумевают постепенное накопление повреждений в материале в условиях воздействия переменных нагрузок, приводящих к возникновению усталостной трещины, её развитию и окончательному разрушению. При этом необходимо учитывать влияние и малоцикловых нагружений деталей ТГ, обусловленных изменением температуры и сопутствующими явлениями термоупругости, что также вызывает накопление усталости материала детали и снижение предела усталостной прочности.

В соответствии с континуальной теорией повреждений, наибольшие размахи пластической деформаций реализуются по линии продолжения трещины. С точки зрения усталостных повреждений, максимальные повреждения также будут локализованы на этой линии, а разрушение материала может произойти при относительно небольшом размахе пластической деформации и большом числе циклов такой деформации. И, наоборот, при значительной интенсивности размахов пластической деформации разрушение материала может произойти при малом числе циклов [65].

Явление усталости материалов характеризуется исключительной сложностью, разнообразием процессов и большой чувствительностью этих процессов к влиянию различных технологических, эксплуатационных и многих случайных факторов. Как правило, детали ТГ в процессе эксплуатации подвергаются комплексному нагружению. В одних случаях – это различные компоненты механических напряжений, например, переменные напряжения переменной частоты, комбинации переменных и статических напряжений и т. д. В других случаях – это комбинации различных повреждающих факторов, например, механические напряжения, гидродинамические, коррозионные и др. воздействия. В токонесущих элементах (лобовые части и соединительные шины обмотки статора) появляются другие факторы: вибрация, нагрев и электродинамические силы, стремящиеся увеличить образовавшуюся трещину в полых стержнях ТГ с внутренним водяным охлаждением.

Выявить возникающие повреждения элементов конструкции статора ТГ можно с помощью современных средств диагностики – вибрационной, тепловой, а также диагностики состояния высоковольтной изоляции обмотки статора ТГ с помощью контроля частичных разрядов в изоляции.

Кроме вышеназванных, существует много других методов дефектоскопии: оптические, капиллярные, акустические, ультразвуковые, магнитные, токовихревые, электрические, радиоволновые, радиационные. Однако их применение для выявления дефектов в конструкции ТГ весьма ограничено. Практически лишь некоторые из этих методов могут использоваться на стадии изготовления деталей и узлов ТГ или же при выполнении ремонтов. При эксплуатации ТГ наиболее эффективными являются вибромониторинг и вибродиагностика ответственных элементов конструкции. Широко используется также тепловая диагностика, однако наиболее оперативно и полно информацию о состоянии элементов конструкции ТГ обеспечивает вибродиагностика.

**Связь работы с научными программами, планами, темами.** Диссертационная работа выполнялась в рамках реализации заданий, поставленных перед энергетиками Украины следующими Государственными Программами и Решениями Правительства Украины:

- "Энергетическая стратегия Украины на период до 2030 года" и распоряжении Кабинета Министров Украины от 27 июля 2007 г. № 436-р "Об утверждении плана мероприятий на 2006 – в 2010 г. относительно реализации Энергетической стратегии Украины на период до 2030 г."
- Распоряжение Кабинета Министров Украины от 29.08.2002 г. № 504-р «Об утверждении комплексной программы модернизации и повышения безопасности энергоблоков атомных электростанций».
- Научно-техническая программа «Разработка научных, технологических и методических основ, математических, программных и инструментальных средств системы комплексного мониторинга технического состояния электротехнического оборудования энергоблоков АЭС Украины».
- Указ Президента Украины № 156/2008 «О решении Совета национальной

безопасности и обороны от 1 февраля 2008 г. «О безопасности ядерной энергетики государства».

Работа выполнялась также в рамках хозяйственного договора № 386 между ЗАО «Укратомэнергострой» и НТУУ «КПИ» на тему: «Научно – методическое обеспечение для создания систем вибродиагностики и мониторинга турбоагрегатов атомных электростанций» (№ Госрегистрации 0107U005831).

**Цель и задачи исследования.** Актуальность рассматриваемой тематики определяет основную *цель* диссертационной работы – научное обоснование и разработку научно-технических мероприятий по уменьшению повреждаемости конструктивных узлов статора ТГ, вызванных вибрацией в его торцевых зонах. В работе исследуются следующие узлы статора, частая повреждаемость которых подтверждается опытом длительной эксплуатации ТГ: стяжные призмы сердечника статора; зубцы крайних пакетов статора; соединительные шины в лобовых частях обмотки статора. Учитывая особую важность решения данной проблемы применительно к мощным ТГ АЭС, исследования проводятся для турбогенератора типа ТВВ-1000-2У3 мощностью один млн. кВт.

Достижение поставленной в диссертации цели предусматривает решение следующих задач:

- Системный анализ отказов и дефектов статоров турбогенераторов типа ТВВ-1000-2У3 для выявления истинных причин их возникновения в процессе эксплуатации.
- Разработку методов и математических моделей для анализа вибрационных процессов в статоре турбогенератора.
- Исследование причин повреждаемости конструктивных узлов сердечника статора методами математического моделирования, в частности, причин повреждаемости стяжных призм сердечника статора и зубцов крайних пакетов сердечника под воздействием осевых сил электромагнитного происхождения.
- Экспериментальные исследования вибраций и причин повреждаемости соединительных шин лобовых частей обмотки статора в ТВВ-1000-2У3.

- Обоснование технических рекомендаций по ослаблению влияния осевой вибрации в торцевой зоне статора с целью продления ресурса ТГ.
- Формулировка основных требований и предложений по созданию комплексной системы мониторинга и вибродиагностики технического состояния статора ТГ.

*Объект исследования* – турбогенератор типа ТВВ-1000-2У3.

*Предмет исследования* – торцевая зона

*Методы исследования* – в работе используются методы теории электрических машин, теории электромагнитного поля, сопротивления материалов деформированию и разрушению, методы экспериментальных исследований вибраций, а также теоретической и прикладной вибродиагностики.

#### **Научная новизна полученных результатов:**

- Разработана новая квазитрехмерная полевая математическая модель, позволяющая рассчитать осевые вибровозмущающие силы в торцевой зоне ТГ как сумму двух составляющих, одна из которых обусловлена магнитными потоками рассеяния от лобовых частей обмоток статора и ротора, а вторая – магнитными потоками выпучивания из-за геометрической неоднородности магнитопровода в торцевых зонах ТГ.
- Впервые разработана трехмерная полевая математическая модель, позволяющая рассчитать электромагнитное поле и вибровозмущающие силы в элементах торцевой зоны ТГ с учетом сложной конструкции лобовых частей обмоток статора и ротора.
- Разработана математическая модель процесса усталостного разрушения стержней сердечника статора под воздействием осевых вибровозмущающих сил.
- Научно обоснована и доказана методами математического моделирования гипотеза, объясняющая повреждаемость стержней сердечника статора процессом их усталостного разрушения при многоцикловом нагружении аксиально направленными вибрационными электромагнитными силами, возникающими в торцевых зонах и воздействующими на крайние пакеты сердечника статора.

- Разработана математическая модель, на основании которой сформулирована гипотеза, объясняющая разрушение зубцов крайних пакетов сердечника статора уменьшением пределов усталостной прочности шихтованных пакетов при длительной эксплуатации ТГ и возникающих при этом резонансных колебаний расслоенных частей зубцов в широком диапазоне частот.
- Экспериментально доказано, что соединительные шины обмотки статора ТВВ-1000-2УЗ испытывают сложные вибрации, спектр которых содержит высшие гармоники, кратные 50 и 100 Гц. Показано, что появление и рост сквозных трещин в выводных и соединительных шинах обмотки статора ТВВ-1000-2УЗ вызваны резонансными колебаниями отдельных шин на частоте, близкой к 200 Гц.

#### **Практическое значение результатов работы**

- Для уменьшения неравномерности распределения прессующих усилий между отдельными стяжными призмами предложена установка тензометрических датчиков на 4-х призмах (по одному датчику на верхней, нижней, боковой левой и боковой правой призмах) и контроль механических напряжений в призмах в режиме on-line или их периодический контроль с периодичностью не реже, чем один раз в месяц. Обработка и анализ получаемых с датчиков сигналов служат основой для принятия решений о дополнительной подтяжке ненагруженных призм, что обеспечивает разгрузку наиболее нагруженных призм и снижение интенсивности их усталостного разрушения.
- Показано, что при появлении расслоения зубцов, из-за взаимного механического трения листов стали при изгибных колебаниях, в зубцах возникают дополнительные потери на трение, которые ведут к несимметричному нагреву сердечника и ускоренной деградации не только зубцов, но и изоляции обмотки статора. Расслоение зубцов сопровождается также появлением шумовой акустической составляющей в спектре вибраций сердечника. Эти факторы служат дополнительными диагностическими признаками, свидетельствующими о необходимости замены поврежденных пакетов сердечника статора.

- Предложен практический способ определения собственных колебаний выводных и соединительных шин обмотки статора без разборки турбогенератора после остановки турбоагрегата.
- Показано, что предусмотренная нормативной методикой ОБС 477.876 отстройка резонансных частот соединительных шин обмотки статора от частот 50 и 100 Гц является недостаточной и требует дополнения: необходима инструкция, предусматривающая отстройку собственных частот шин от частоты 200 Гц, поскольку в ТГ генерируются колебания высших гармоник, которые способны вызвать резонанс соединительных шин.
- Для повышения надежности обмотки статора ТВВ-1000-2У3 предложено отказаться от конструкции обмотки статора ВАТ «Електросила» для всех ТГ ТВВ-1000-2У3 и перейти на более совершенную конструкцию обмотки статора, где применяются гибкие связи, что обеспечит вибросмещение отдельных секций в зоне лобовых частей в аксиальном направлении и уменьшение механических напряжений выводных и соединительных шин.
- Для раннего распознавания дефектов, возникающих в элементах конструкции статора, рекомендуется внедрить систему вибрационного контроля и диагностики в качестве эффективного инструмента предотвращения аварий с тяжёлыми последствиями. Показана актуальность создания и предложена структурная схема автоматизированной системы вибрационного контроля и диагностики сердечника статора и соединительных шин обмотки статора для обеспечения требуемого уровня надежности турбогенераторов ТВВ-1000-2У3 в условиях снижения ресурса его эксплуатации.

**Личный вклад соискателя.** Диссертанту принадлежат все результаты и выводы, составляющие основную часть диссертации. В работах, опубликованных в соавторстве, автору принадлежат такие результаты: в [114, 116] сформулировал основные идеи и принципы построения системы вибрационного мониторинга и диагностики статора ТГ АЭС; в [14] разработал математическую модель для оценки повреждаемости стержневой призмы статора с точки зрения теории усталостных напряжений, в [117] выполнил экспериментальные исследования вибраций

турбогенератора ТВВ-1000-2У3 энергоблока № 3 ЮУ АЭС; в [15] выполнил расчет собственных частот колебаний зубцов крайних пакетов сердечника статора; в [19] обобщил результаты расчёта сил, действующих на элементы конструкции торцевой зоны ТГ, с использованием трёхмерной модели; в [118] принадлежит постановка задачи.

**Апробация результатов диссертации.** Основные результаты выполненных в диссертации исследований докладывались: на ежегодном Международном симпозиуме «Проблемы усовершенствования электрических машин и аппаратов. Теория и практика (SIEMA'2008), (SIEMA'2009), (SIEMA'20013)» (г. Харьков, 18-21 октября 2008г., 20-23 октября 2009 и 23-26 октября 2013 г.); на Международной научно-технической конференции «Проблемы повышения эффективности электромеханических преобразователей в электроэнергетических системах», г. Севастополь, 21-25 сентября 2009 г. и 12-16 сентября 2010 г.

**Публикации.** По материалам диссертации опубликованы 7 научных статей в специализированных научных изданиях, в частности, 5 статей – в научных журналах, 2 статьи – в сборнике научных работ, а также тезисы двух докладов (в сборниках тезисов докладов международной НТК «Проблемы повышения эффективности электромеханических преобразователей в электроэнергетических системах», г. Севастополь, 21-25 сентября 2009 г. и 12-16 сентября 2010 г.).



## ГЛАВА 1

### ОТКАЗЫ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ ТВВ-1000-2УЗ И ДЕФЕКТЫ ИХ СТАТОРОВ, ВЫЗВАННЫЕ ВИБРАЦИЯМИ

#### 1.1. Современное состояние турбогенераторов на АЭС Украины

Характерной особенностью современной электроэнергетики является эксплуатация на тепловых (ТЭС) и атомных (АЭС) электростанциях значительного числа турбогенераторов, выработавших установленный срок службы. Однако отечественная и зарубежная практика показывает, что фактический срок эксплуатации ТГ зачастую существенно превышает срок, заявленный производителем [83]. В Украине в настоящее время более 50 % всего парка ТГ выработало свой ресурс. В результате в последние годы участилось количество аварий на энергоблоках с тяжелыми последствиями, а проблема продления ресурса эксплуатации ТГ является наиболее актуальной. Особенно тяжелыми являются последствия аварий мощных энергоблоков АЭС. Так, например, 19.09.2006 г. произошло аварийное отключение турбогенератора типа ТВВ-1000-2УЗ энергоблока № 3 на Южно-Украинской АЭС из-за межфазного замыкания сети генераторного напряжения 24 кВ. Аварийное отключение блоков ТГ мощностью 1000 МВт крайне негативно влияет на работу энергосистемы Украины [111]. На долю АЭС Украины приходится около 50% ежегодной выработки электроэнергии, основная часть которой (94%) обеспечивается ТГ мощностью 1000 МВт производства ОАО «Электросила» (г. Санкт-Петербург, Россия). Согласно данным, приведенным в «Протоколе совместного заседания секций "Ядерная энергетика» и «Электроэнергетика» Научно-технического Совета Минтопэнерго Украины по вопросам рассмотрения проблем эксплуатации турбогенераторов АЭС типа ТВВ-1000-2УЗ», за время их эксплуатации по состоянию на 26.06.06, из-за конструктивных недостатков и низкого качества изготовления ТГ типа ТВВ-1000-2УЗ произошло более 50 (на конец 2007 г. – более 60) аварийных остановов энергоблоков.

В соответствии с заключением завода-изготовителя, основной причиной низкой надежности работы генераторов ТВВ-1000-2УЗ является то, что «эти генераторы, спроектированные и изготовленные в габаритах генераторов мощностью 800 МВт, не прошли в свое время обязательного для всех генераторов нового типа цикла доводки конструкции на электростанциях, практикуемого всеми мировыми фирмами». В результате указанной недоработки конструкции генератора ТВВ-1000-2УЗ был нанесен значительный экономический ущерб экономике Украины. Затраты за выполненные аварийно-восстановительных и плановых ремонтов, а также модернизацию превысили 100 млн. долларов США (в том числе, за счет замены двух статоров ТГ энергоблока № 1 Хмельницкой АЭС (1990, 1997 г.), трёх статоров ТГ блока № 3 Ровенской АЭС (1995, 2000, 2005 г.), модернизации и капитального ремонта статора ТГ блока № 3 Южно-Украинской АЭС, а также модернизации статора ТГ блока № 2 Хмельницкой АЭС с заменой обмотки статора на обмотку, изготовленную по технологии фирмы «Альстом»).

При конструировании статоров мощных ТГ [21, 22, 57, 104] основное внимание уделялось проблемам их охлаждения, надежности высоковольтной изоляции, теплового и термоупругого состояния обмоток статоров [24, 29]. Исследовались электромагнитные поля и электродинамические процессы как в поперечном сечении, так и в концевых зонах статоров ТГ [8, 10, 18, 31, 32, 36, 38, 46, 65 и др.]. Результаты такого анализа были использованы для разработки технических решений по повышению надежности ТГ, особенно концевых зон, при работе с высокими значениями коэффициента мощности [69, 70, 92].

Однако, по мере старения ТГ и истечения гарантийных сроков их эксплуатации, все более актуальными становятся проблемы диагностики и продления ресурса их надежного функционирования. Исследования по данным проблемам ведутся как в области механики разрушения конструктивных элементов при соответствующих эксплуатационных условиях спрессованных сердечников [52, 74, 82, 101, 103, 105 и др.], так и в сфере анализа статистических данных о причинах их повреждения в процессе эксплуатации [23, 46, 67 и др.].

С ростом мощности ТГ значительно повысилась актуальность исследования вибрационного состояния сердечников статоров, обусловленного воздействием всё возрастающих сил радиального магнитного натяжения со стороны ротора [74, 86, 98]. При этом используются оригинальные технические решения. Так, в мощных ТГ для уменьшения передачи магнитных вибраций сердечника на корпус применяется упругая подвеска сердечника в корпусе статора [72, 74]. В генераторах серии ТВВ в качестве упругих пружинящих элементов используются равномерно расположенные по длине и окружности статора аксиально-ориентированные стяжные ребра статора с продольными сквозными прорезями, жестко соединенные с поперечными стенками корпуса и с помощью ласточкина хвоста – с сердечником. Виброизоляция сердечника в корпусе статора осуществляется за счет изгиба упругих элементов ребер, податливых в радиальном и тангенциальном направлениях. Виброударные взаимодействия элементов подвески обнаруживаются по появлению в высокочастотной части спектра виброускорений корпуса статора гармоник, целочисленно или дробно кратных основной частоте вибрации корпуса 100 Гц [74]. При виброударном взаимодействии элементов подвески значительная часть энергии сигнала может лежать за пределами 1000 Гц. В этом случае для диагностики подвески неприменимы методы, основанные на анализе только низкочастотной части спектра виброускорений корпуса статора, поскольку это будет приводить к пропуску дефектов значительного уровня и ущерб от снижения надежности и ресурса ТГ.

В качестве основного показателя надежности электрооборудования принят коэффициент готовности  $K_r$ , который для рассматриваемых мощных ТГ за 1986-1993 г.г. составлял, соответственно, 96,3 - 95,5 %. В 2006 г. для АЭС Украины коэффициент готовности понизился до  $K_r=71,4\%$  [97]. Рост выработки электроэнергии на электростанциях характеризуется увеличением коэффициента использования установленной мощности  $K_{и}$ . Для АЭС мира коэффициент использования достигает  $K_{и}=80\%$ , а на некоторых АЭС превышает  $K_{и}=90\%$  [84]. В Украине для АЭС в 2006 г. этот коэффициент составлял  $K_{и}=68,9\%$ , а для всех

электростанций – всего лишь  $K_{и}=37,4$  %. Заметим, что в период 1980-1990 г.г. этот показатель составлял  $K_{и}=69$  %.

Пониженное значение коэффициента использования  $K_{и}$  вызвано значительным временем как плановых, так и внеплановых ремонтов. За последние четыре года наблюдается тенденция снижения  $K_{и}$  генераторов ТВВ-1000-2УЗ: на 15,4 % для блока № 3 Ровенской АЭС и на 11,4 % для блока № 1 Южно-Украинской АЭС. В 2006 г. усреднённый по энергоблокам Украины коэффициент использования  $K_{и}=68,9$  %, а коэффициент готовности  $K_{г}=71,4$  %, что ниже мировых аналогичных показателей на 10-15 %.

Основными причинами нарушения работы ТГ на АЭС Украины являются:

- недостатки конструкции;
- нарушения режимов эксплуатации;
- недостаточная информация об элементах конструкции на момент проектирования.
- большая часть ТГ АЭС приближаются к отработке рабочего ресурса или же отработала свой ресурс.

Повышение надежной, безопасной и эффективной эксплуатации ТГ АЭС может быть достигнуто за счет:

- Внедрения системы комплексного мониторинга технического состояния с использованием современных методов контроля и диагностики элементов и систем, а именно:

1) интеллектуальных методов обработки и анализа оперативной информации, которая поступает от штатных систем контроля состояния ТГ [2, 15, 28, 61, 62, 67]. Рациональное использование и целенаправленная обработка оперативной информации, поступающей от штатных систем контроля, позволяет объективно оценивать техническое состояние активных элементов машины, определять их остаточный ресурс, по реальному состоянию планировать проведение ремонтно-восстановительных работ.

- 2) методов инфракрасной диагностики;
- 3) виброакустических методов диагностики;
- 4) метода «частичных разрядов».

- Путем оптимизации режимов эксплуатации электротехнического оборудования.
- Введением в эксплуатацию ГАЭС – долгостроев.
- Путем модернизации ТГ ТВВ-1000-2У3 с целью повышения их коэффициентов готовности  $K_r$  и использования  $K_{и}$  [11, 48].

## 1.2. Дефекты статоров турбогенераторов ТВВ-1000-2У3

С момента ввода в эксплуатацию турбогенераторов ТВВ-1000-2У3 на АЭС Украины вплоть до 2000 г. отмечались низкие показатели их надежности. Так, на генераторах энергоблоков № 3, 4 Ровенской АЭС за период с 1986 г. по 1995 г. произошло 12 внеплановых отключений ТГ из-за следующих дефектов статоров:

- трещины в сварных швах напорного и сливного коллекторов;
- обрыв болтов крепления сливного коллектора;
- трещины в паяных соединениях головок лобовых частей обмотки;
- неплотность полых проводников;
- трещины и «сплющивание» фторопластовых шлангов предположительно из-за повышенного нагрева и перепада давлений при воздействии вибрации обмоток;
- неплотная затяжка гаек штуцеров присоединения фторопластовых шлангов к головкам стержней;
- усталостные трещины в медных водо-соединительных трубках выводов обмотки статора вблизи пайки медной трубки к стальному штуцеру, в т.ч. и в медных патрубках охлаждающих шин;
- увеличенные виброперемещения лобовых частей в номинальных режимах работы генератора;
- ослабления крепления радиальных шпилек в лобовых частях обмотки с повреждением датчиков термоконтроля нижних стержней;
- неплотности между камерами охлаждения в концевых выводах, приводившие к перегреву выводов и ускоренному процессу кристаллизации уплотнительных деталей.

Особое значение занимают повреждения активной стали статора, где наблюдаются следующие виды повреждений:

- ослабление прессовки;
- повышенный нагрев отдельных зубцов сердечника;
- оплавление отдельных участков активной стали;
- скол и выкрашивание сегментов в торцевой зоне;
- поломка и выпадение дистанционных распорок.

Давление прессовки активной стали должно обеспечить силу трения между отдельными листами, исключая возможность их взаимного перемещения из-за изгибных колебаний сердечника и фреттинг-коррозии. Ослабление прессовки активной стали при работе ТГ вызывает появление специфического шума, а сильное ослабление может вызвать и вибрацию корпуса статора. Локальные ослабления прессовки в торцевой зоне приводят к распушению листов коронок зубцов крайних пакетов.

Причинами ослабления прессовки активной стали являются самоотвинчивание гаек крепления стяжных призм к нажимной плите, усадка и разрушение лаковых покрытий сегментов, истирание и коррозионный износ отдельных сегментов, остаточная деформация нажимных пальцев, излом и выпадение вентиляционных распорок, попадание посторонних предметов в расточку сердечника. В ряде случаев ослабление является следствием недостаточной прессовки активной стали заводом-изготовителем. Имели место случаи перекоса запеченных пакетов при их установке в сердечник.

Распушение зубцов в торцевой зоне сопровождается вибрацией листов активной стали под действием аксиальных знакопеременных электромагнитных сил, воздействующих на торцевую зону зубцов сердечника. Возникают усталостные трещины листов с последующим их изломом и выкрашиванием, что весьма опасно: имели место случаи, когда фрагменты листов прорезали корпусную изоляцию стержней обмотки статора и приводили к пробое изоляции. Очень быстро (менее чем за год) повреждения ослабленных зубцов наступают при работе ТГ с коэффициентом мощности, близким к единице, и особенно в режиме потребления реактивной мощности, когда резко возрастают аксиальные электромагнитные силы в торцевых зонах.

Ослабление плотности прессовки торцевых зон сердечников приводит к относительному перемещению листов активной стали друг относительно друга, истиранию межлистовой изоляции, коррозионному износу сегментов, чему способствуют повышенная вибрация сердечника и попадание масла между сегментами. В результате фреттинг-коррозии, которой подвержены поверхности сжатых взаимно перемещающихся стальных листов и деталей, на зубцах появляется полупроводящая красно-коричневая пыль (коррозионный износ). Смесь этой пыли и продуктов износа лака с маслом под воздействием нагрева и вибрации превращается в темную дегтеобразную массу со слабомагнитными свойствами. В результате разрушения изоляции листов возникают их местные замыкания и повышенный нагрев стали.

Снижение давления прессовки в сердечнике, начинаясь в торцевых зонах зубцов, при неблагоприятных условиях может распространяться на другие зоны сердечника. Об этом свидетельствует нарастание налета красно-коричневой пыли в расточке и на спинке сердечника. Весьма опасным развитием этого процесса является увеличение нагретой дефектной зоны в сердечнике и переход к лавинообразному росту нагрева очагов вплоть до плавления стали с повреждением корпусной изоляции стержней обмотки.

На основании анализа источников информации и объективных данных можно выделить следующие причины возникновения дефектов статора ТГ.

1. Ослабление крепления лобовых частей обмотки статора в исходной конструкции генератора типа ТВВ-1000-2У3 явилось следствием как возросших в 1,56 раза динамических усилий между стержнями, так и недостатками конструкции и технологии крепления лобовых частей. Рост динамических сил обусловлен повышением мощности ТГ с 800 до 1000 МВт при неизменном (24 кВ) напряжении обмотки статора и увеличенном на 25% токе статора. При этом крепежный лавсановый шнур не подвергался термообработке, что послужило одной из причин «рыхлости» конструкции. Сборка шин на нажимном фланце находится под воздействием вибромеханических усилий различного характера. Эти силы

различаются не только по амплитуде, но и по фазе, что неизбежно приводит к возникновению изгибных напряжений с частотой 100 Гц.

2. Причины повреждения узлов крепления водяного коллектора сходны с предыдущими. Коллектор с одной стороны жестко закреплен на нажимном фланце, а с другой – через патрубки к корпусу. Оба места крепления жесткой связи коллектора имеют различные вибрационные характеристики, что ведет к систематическим поломкам. Поскольку коллектор находится на незначительном расстоянии от шин, то повышенная вибрация коллектора усугубляется взаимодействием токов от полей рассеяния шин.

3. Наблюдались случаи разгерметизации ниппельных соединений, появление трещины в составных штуцерах (стальной штуцер – медная трубка, сплющивание шлангов). К настоящему времени составные патрубки из стального штуцера и медной трубки заменены на штуцер со стальной трубкой, а форма патрубков была выбрана такой, чтобы уйти от резонанса.

4. Причины появления остальных дефектов известны и способы их устранения сводятся к следующему [107]:

- Появление неплотностей в полых проводниках является следствием аномального вибрационного состояния статора, нарушения водно-химического режима в системе охлаждения обмотки статора, а также низкой эффективности работы магнитных фильтров;

- Повреждения термометров сопротивления, контролирующих нагрев обмотки статора, возникали из-за неудовлетворительного вибрационного состояния лобовых частей;

- Ослабления расклиновки обмотки статора в пазовой части является следствием как повышенной вибрации обмотки, так и несовершенством применения системы ее крепления.

### **1.3. Модернизация турбогенераторов ТВВ-1000-2У3 на АЭС Украины**

В начале 2000 г. ОАО «Электросила» подготовило техническое задание на выполнение работы «Разработка проекта модернизации конструкции



турбогенератора энергоблока № 3 Ровенской АЭС в условиях станции». Проектом предусматривалось:

1. Модернизация ТГ за счёт внедрения новейших разработок завода-изготовителя в области конструкции статора последних выпусков с водородно-водяным и полным водяным охлаждением.

2. В модернизированной конструкции статора должно быть обеспечено:

- надёжное крепление лобовых частей обмотки статора, выводных шин и коллекторов, исключающее их повышенную вибрацию и повреждение;
- термоконтроль обмотки статора с помощью термометров сопротивления, установленных на сливах дистиллята из стержней;
- виброгашение рёбер упругой подвески сердечника статора, предотвращающее повышенные вибрации, шум и повреждения;
- снижение нагрева элементов торцевой зоны сердечника статора (крайних пакетов и нажимных колец);
- дополнительный контроль нагрева и вибрации торцевой зоны сердечника и лобовых частей обмотки статора;
- непрерывный контроль влажности водорода;
- контроль витковых замыканий в обмотке возбуждения ротора;
- автоматизированный мониторинг параметров ТГ при эксплуатации.

В результате выполнения работ было снята часть технических проблем, но не были решены задачи по совершенствованию узлов крепления «шины-вывода», «шины-стержни» и коллектора. Реконструированная система крепления лобовых частей ТГ привела к появлению новых дефектов, которые раньше не проявлялись либо обнаруживались намного реже и не приводили к аварийным отказам генераторов, а именно:

- разрушение гибких компенсаторов нулевых и линейных выводов;
- обрывы штуцеров шлангов водоподвода на выводные линейные шины;
- из-за вибрации соединительных и выводных шин происходит нарушение жесткости узлов крепления шин, в связи с чем проводимые в период ремонта ТГ работы по отстройке от резонансной частоты 100 Гц колебания шин теряют смысл.

Вибрация шин приводит к появлению в корпусе статора пыли желтого и белого цвета от выработки стеклотекстолитовых изоляционных и крепежных деталей и замазок холодного отверждения. Вибрация (с последующим разрушением) компенсаторов приводит к появлению пыли черного цвета, состоящей из микрочастиц меди;

- ослабление крепления напорного коллектора;
- ослабление расклиновки стержней обмотки в пазах статора ( $\approx 80-90\%$ );
- появление трещин и течей по соединительным шинам обмотки статора.

Особо опасными оказались последние из перечисленных дефектов – они неоднократно проявлялись на генераторах Ровенской АЭС, а 19.09.06 привели к серьезному повреждению статора в результате межфазного короткого замыкания на ТГ блока № 3 Южно-Украинской АЭС, которое явилось следствием развития трещин и течей воды по выводным шинам и КЗ в районе их крепления к обмотке.

Модернизация ТГ блока № 3 Южно-Украинской АЭС и блоков № 3, 4 Ровенской АЭС выполнялась в условиях станции с использованием горизонтальной прессовки сердечника статора. А уже через год после проведения модернизации на ТГ блока № 3 Южно-Украинской АЭС в ходе плановой ревизии статора были обнаружены массовые сколы зубцов крайних пакетов. Такого рода дефекты ранее не проявлялись при эксплуатации мощных ТГ. Такие повреждения зубцов сердечника статора явились следствием внедрения еще одного неудачного усовершенствования. Так, по рекомендации ОАО «Электросила» ряд верхних ребер корпуса статора был приварен к активной стали. Аналогичные технические решения были внедрены и на ТГ блоков № 3, 4 Ровенской АЭС.

В связи с зафиксированным на ТГ блока № 3 Южно-Украинской АЭС случаем скалывания зубцов склеенных концевых пакетов следует указать на публикацию [9], где отмечено, что "запечка крайних пакетов активной стали существенным образом повышает надежность и срок службы генераторов, однако полностью не решает проблему предотвращения разрушения крайних пакетов, в частности, при работе генераторов в режимах недовозбуждения".

Отмеченные недостатки крепления корзинок лобовых частей обмотки статора требовали перехода на более современную конструкцию, апробированную на генераторах ТЗВ-800-2, хотя в ней и остался ряд недостатков, а именно:

- применение лавсановых тяг без термообработки;
- как сборка шин, так и коллектор остались закрепленными на нажимном фланце, хотя в узел коллектора и были введены демпфирующие элементы в виде резиновых прокладок.

При этом после модернизации ТГ оставались без ответа следующие вопросы:

- почему не прекратились отказы по причинам повреждения шин, стержней и других элементов тракта водяного охлаждения обмотки статора?
- почему стали выходить из строя гибкие вставки в районе «выводные шины – фазные выводы»?

К причинам этих дефектов можно было отнести лишь то, что:

- «корзинка» лобовых частей стала более жесткой и монолитной, вследствие чего она перестала компенсировать термические и вибрационные напряжения в шинах и элементах водяного тракта;
- с изменением жесткости новой конструкции «корзинок» часть шин и деталей лобовой зоны статора повреждается, не выдерживая вибрационных нагрузок.

Решение проблемы более интенсивного «расшатывания» элементов концевой зоны обмотки статора со стороны возбuditеля не удавалось найти до тех пор, пока не выяснилось, что все три модернизированных сердечника статора (ТГ блока №3 Южно-Украинской АЭС, ТГ блока №3 и ТГ блока №4 Ровенской АЭС) проходили процедуру запрессовки после модернизации концевых пакетов в горизонтальном, а не в вертикальном положении, да к тому же еще и на ребрах, приваренных к активной стали.

В результате после запрессовки было обнаружено существенное повышение вибрации нажимного фланца. Эта вибрация фланца неизбежно передается жестко связанной с ним сборке шин и водяному коллектору. Так, по данным ОАО «Электросила» уровень вибрации нажимного фланца на Южно-Украинской АЭС и

Ровенской АЭС по сравнению с Калининской АЭС достиг при номинальной нагрузке заметной величины (табл. 1.2).

Таблица 1.2

АЭС	Осевая/радиальная вибрация, мкм
Южноукраинская	20 – 83 / 120 – 130
Ровенская	110 – 125 / –
Калининская	23 / 39

Показательными являются данные вибрационного контроля состояния шин ТГ блока №3 Южно-Украинской АЭС перед аварией (табл. 1.3).

При прочих равных условиях, вибрация сердечника статора напрямую зависит от состояния прессовки. Если статор плохо запрессован по концевым частям (а на заваренные ребра его качественно запрессовать невозможно), то это влечет за собой не только разбалтывание крепления обмотки в пазовой и лобовой частях, но и неизбежные изломы зубцов, ослабление вентиляционных распорок и ряда других повреждений активной стали, ведущих к отказам в эксплуатации.

Таблица 1.3

Шина	Вибрация, мкм	
	вертикальная	осевая
2С1	385 – 405	386 – 427
С4	108 – 117	152 – 169
С6	271 – 294	393 – 410

Обрыв гибких соединений «шины-вывода» является следствием нежесткого крепления выводных концов шин, а также самих выводов, что приводит к значительным вибрационным перемещениям сопрягаемых токоведущих поверхностей.

Соединение каждой шины с выводом нужно выполнять гибкими вставками, изготовленными из плетеных проводников типа ПГЛ-10Т в расчете на одну параллельную ветвь. Если позволят изоляционные промежутки, целесообразно убрать изоляционные коробки на гибких соединениях.

Кроме того, необходимо изменить конструкцию уплотнений в зоне «фланец вывода – плита коробки выводов» с использованием уплотнений по водороду типа «резиновый жгут в пазу фланца вывода». Существующая конструкция выводов выполнена на основе применения фарфоровых изоляторов, динамическая и термическая прочность которых недостаточна. Технология изготовления фарфоровых изоляторов такова, что не представляется возможным точно выполнить внутреннюю поверхность и выдержать диаметр с незначительными отклонениями. Поэтому выводы выполняются с применением торцевых уплотнительных резиновых прокладок, которые постепенно теряют эластичность и герметичность.

Однако на сегодняшний день накоплен достаточный опыт применения стеклопластиковых изоляторов, у которых высокая электрическая прочность, а диэлектрические потери пренебрежимо малы. Поскольку такой изолятор абсолютно негигроскопичен, а точность его выполнения - высокая, то это обеспечивает необходимую газоплотность конструкции. Применяя такие изоляторы, можно выполнить радиальное уплотнение резиновыми кольцами, нечувствительное к температурным деформациям, а соединение с плитой – с непосредственным прилеганием металлических поверхностей (с применением резинового жгута в замкнутом объеме).

Особенно следует указать на *причины повышенной вибрации нажимного фланца сердечника статора*. Механические расчеты нажимных фланцев мощных ТГ проводятся только путем определения статической деформации фланца от сил давления запрессовки сердечника, а по самому шихтованному сердечнику устанавливается только уровень радиальных виброперемещений от сил магнитного натяжения между ротором и статором [86, 96, 98]. Радиальная вибрация сердечника в его шихтованной части, как правило, не превышает 30 мкм в средней части статора (при норме до 60 мкм). А по мере удаления от середины уровень этой вибрации падает благодаря радиальной жесткости нажимных фланцев. Поэтому практически исключается заметная деформация фланца от сил радиального магнитного натяжения сердечника статора.

Проанализируем объективные данные, полученные при стендовых испытаниях и в процессе плановых ремонтов крупных ТГ.

Первые симптомы проявления действия осевых сил на работоспособность деталей крепления нажимных фланцев сердечника статора проявились в начале 70-х годов XX века на ТГ типа ТГВ-200 (200 МВт) на Бурштынской ГРЭС. В работах [103 и др] отмечалось, что «практически на всех турбогенераторах, эксплуатируемых при циклических графиках нагрузок, возникают значительные ослабления затяжки гаек стяжных призм с отдельными случаями изломов или повреждения резьбы». В те времена проявление таких необычных дефектов связывалось исключительно с термоциклическими процессами.

Однако спустя несколько лет подобные дефекты стали обнаруживаться не только на генераторах 200 МВт, но и в ТГ мощностью 300 МВт типа ТГВ-300 на ряде электростанций Украины и России после 15–20 лет эксплуатации в режимах, близких к базовым. На то, что такие повреждения не могли быть следствием упомянутых сил радиального магнитного натяжения через деформацию нажимного фланца, указывают следующие моменты.

Во-первых, на генераторах ТГВ-300 отмечались случаи, когда радиальная вибрация сердечника статора выходила за допустимые пределы, приводя к повреждению рамы (внутреннего корпуса), но повреждения деталей крепежа нажимного фланца не отмечалось.

Во-вторых, если некоторые исследователи и делали попытки связать возможную радиальную деформацию нажимного фланца с его осевой вибрацией на примере двухполусных ТГ, то аналогичные случаи усталостных изломов призм гидрогенераторов [1], где крепление сердечника статора осуществляется локальными нажимными плитками, однозначно указывают на то, что радиальные силы здесь не при чем.

В-третьих, общеизвестные факты повышенного «гудения» сердечников статоров гидрогенераторов при заводских испытаниях на нагревание методом кольцевого намагничивания, причем этот шум резко ослабляется при подпрессовке сердечника.

Рост виброперемещений нажимных фланцев после нетрадиционной перепрессовки сердечника статора в «горизонтальном положении» также указывает на то, что кроме статического на нажимные фланцы действует и переменное давление со стороны сердечника, возникающее при работе ТГ.

*Модернизация турбогенератора ТВВ-1000-2У3 энергоблока № 2 Хмельницкой АЭС* выполнялась в стационарных условиях с полной заменой обмотки статора и реконструкции системы крепления лобовых частей по технологии фирмы «Альстом». При этом модернизация сердечника статора, предложенная ОАО «Электросила», с заменой концевых пакетов и перепрессовкой не производилась, а на статоре выполнялась только доработка нажимного фланца.

Основной объём работ предусматривал доработку нажимного фланца и замену комплекта обмотки статора, в том числе:

- установку новых стержней с нержавеющей сталью проводниками и водяными камерами. Полые проводники, изготовленные из нержавеющей стали, повышают их механическую прочность и снимают проблему вымывания меди в дистиллят;
- внедрение системы крепления лобовых частей, допускающей ее осевые перемещения при тепловых циклах. Система эластичной подвески дает свободу аксиального удлинения обмотки от тепловых расширений и исключает ее защемление, а также возникновение механических напряжений, и обеспечивает жесткость в радиальном направлении;
- термообработку статора в сборе до достижения температуры активной стали  $t = 90^{\circ}\text{C}$  в течении 24 часов и корректировки натяжения элементов крепления эластичной подвески, что позволило снять механические напряжения их в работе при номинальных тепловых напряжениях. Выполненная после термообработки полная перекалиновка статора исключила ослабление клиньев во время эксплуатации и перекалиновку их во время ремонта;
- применение системы термоконтроля на коллекторе слива дистиллята, а также новой системы контроля вибрации лобовых частей;
- радикальное изменение конструкции узла сборки шин. Выводные и

соединительные шины имеют круглое сечение и припаиваются к стержням в радиальном, а не осевом направлении, что удаляет их от торцевых щитов на 200 мм и уменьшает паразитные токи, наводимые в щитах, что имело место раньше. Крепление шин выполнено таким образом, что они имеют свободу перемещения вместе с головками стержней, к которым они припаяны, при тепловом удлинении стержней, эластично соединены с нажимными кольцами расточки статора и независимы от вибрации сердечника статора;

- внедрение более совершенной системы клиновки обмотки;

- установку новых водяных коллекторов. Коллекторы имеют коробчатое сечение, что позволяет пайку штуцеров фторопластовых шлангов производить согласно требованиям ГОСТа, т.е. обеспечение площадки, перпендикулярной оси штуцера. Крепление коллекторов осуществляется посредством эластичного соединения (подобие шаровой опоры автомобиля), исключающей повышенную вибрацию коллектора в эксплуатации;

- увеличена толщина фторопластовых шлангов на 0,5 мм, что позволило уменьшить расход дистиллята с 180 до 140 л/сек, а также увеличить давление дистиллята на выходе из обмотки до 2 атм и исключить сплющивание шлангов в работе;

- параллельность лобовых частей обмотки статора обеспечивает свободное удлинение стержней при тепловых расширениях, не создавая механических напряжений между смежными стержнями и элементами крепления.

Все элементы системы крепления лобовых частей, выводные и соединительные шины, коллектора, головки обмотки изначально были отстроены от частоты 100 Гц, что исключает их повышенную вибрацию во время эксплуатации.

Конструктивные решения, заложенные в проект модернизации энергоблока № 2 по технологии фирмы «Альстом», имеют явные преимущества по сравнению с проектом модернизации ТГ, предложенном ОАО «Электросила» за счет того, что:

- внедрен полностью нержавеющий тракт охлаждения собственно обмотки статора;

- вынесены сборки шин в менее виброопасную зону;



- применены шины круглого поперечного сечения;
- коллектор вынесен за пределы нажимного фланца и реализована эластичная связь его с фланцем.

Почти четырёхлетний опыт эксплуатации модернизированного ТГ энергоблока № 2 Хмельницкой АЭС подтверждает преимущество применения предложенных фирмой «Альстом» новых конструктивных решений. По результатам испытаний и опытной эксплуатации турбогенератора ТВВ-1000-2У3 энергоблока № 2 Хмельницкой АЭС режимных ограничений не установлено.

#### **1.4. Направления дальнейших исследований по уменьшению повреждаемости статоров мощных турбогенераторов**

Анализ известных публикаций позволяет сделать вывод об отсутствии в настоящее время удовлетворительного объяснения причин повышенных вибраций в торцевой зоне ТГ. Ни прикладные, ни фундаментальные труды в полной мере не освещали эту сторону динамических процессов, происходящих в сердечниках статоров ТГ, хотя фактический материал о возникновении аномалий и повреждений названных узлов во время эксплуатации, а также данные заводских экспериментов последних лет [67] свидетельствует о том, что такие силы реально существуют.

Задача продления срока службы и обеспечения надежности ТГ может решаться путем своевременного выявления и устранения дефектов, не давая им развиваться до такой степени, при которой последует аварийное отключение или необратимое повреждение статора. Наряду с устранением выявленных дефектов, известным способом сбережения ресурса работоспособности является замедление или прекращение развития этого дефекта. Этот способ получил название «управление развитием дефекта» [71]. Такое управление может осуществляться подбором и поддержанием таких параметров функционирования ТГ, при которых дефект не развивается или развивается с минимальной скоростью. Для реализации метода необходимо сначала с помощью диагностических методик выявить причины и механизмы развития дефекта, затем создать модель развития дефекта и далее на их основе разработать алгоритм управления развитием дефекта.

Нормативно узаконенные методы контроля состояния сердечника статора сводятся в основном к контролю качества межлистовой изоляции и удельных потерь в сердечнике. Регламентированное отраслевыми нормами измерение вибрации сердечника и корпуса статора предусматривается лишь «при вводе в эксплуатацию головных образцов новых типов турбогенераторов» и «при обнаружении неудовлетворительного состояния стальных конструкций статора». Основным же механическим свойством сердечника статора, определяющим его работоспособность, является заданное ему при изготовлении состояние упругого сжатия. Именно оно является необходимым условием длительного сохранения качества межлистовой изоляции и предупреждения выкрашивания листов активной стали вследствие их вибрации. Неизбежное с течением времени и под воздействием эксплуатационных нагрузок снижение усилий, сжимающих сердечник, является потенциальной причиной опасных аварийных повреждений статора и, следовательно, основным фактором, ограничивающим срок службы ТГ. Правильная оценка технического состояния сердечника становится особо актуальной в случаях, когда необходимо принять решение о целесообразности замены обмотки статора. Дорогостоящая замена обмотки может оказаться неоправданной, если сердечник статора уже утратил в значительной степени свои механические свойства.

Тем не менее, оценка механического состояния сердечника статора известными методами возможна лишь по косвенным признакам, когда процесс ослабления прессовки сердечника зашел достаточно далеко. Однако имеются возможности такого контроля и оценки состояния сердечника с помощью вибрационных методов, применяемых как на работающих турбогенераторах, так и во время ремонтов. *Причем вибрационные методы позволяют выявлять признаки ухудшения на ранней стадии их появления.* Критериями, позволяющими оценивать определенные аспекты технического состояния, являются как пороговые уровни отдельных вибрационных компонентов, так и тенденции их изменения, выявляемые в ходе вибрационных обследований.

О важности контроля вибрации ТГ говорит тот факт, что если её показатели превышают допустимые пределы или доходят до пределов, на АЭС Украины

осуществляется снижение мощности с 1000 до 850 МВт [111]. На третьем блоке Ровенской АЭС это – 650 МВт, в связи с вибрацией, которая по параметрам механического контроля там выше нормы.

Анализ методов диагностики генераторов показывает, что использование технических решений на базе микроэлектроники, робототехники, волоконной оптики, вычислительной техники позволяет получить существенно более полную информацию о техническом состоянии статоров ТГ при меньших затратах на выполнение ремонта по сравнению с традиционными методами ремонта. К наиболее эффективным методам диагностики можно отнести [76]:

- контроль генератора с помощью вводимой в воздушный зазор телеуправляемой измерительной аппаратуры (плотность заклиновки стержней обмотки статора, качество прессовки отдельных пакетов стали сердечника, состояние межлистовой изоляции сердечника), осмотр труднодоступных поверхностей узлов ТГ с помощью эндоскопов, имеющих высокую разрешающую способность и возможность проникновения в узкие промежутки по всей длине активной стали и ротора;
- ультразвуковой контроль плотности крайних пакетов стали статора;
- микроспектральный анализ механических примесей, содержащихся в охлаждающем водороде и сливах масла;
- определение местных перегревов в ТГ по продуктам пиролиза изоляции в охлаждающем газе;
- анализ вибрационных характеристик на работающем ТГ с использованием многоканального анализатора спектров;
- измерение уровня частичных разрядов (ЧР) при проведении испытаний повышенным напряжением;
- использование электронно-оптических дефектоскопов при проведении высоковольтных испытаний изоляции обмотки статора, для наблюдения за степенью коронирования;
- применение тепловизоров для контроля нагревов при испытаниях стали методом кольцевого намагничивания;

- оценка состояния ТГ с масляным охлаждением типа ТВМ методом хроматографического анализа газов, растворенных в масле.

Поскольку в РФ установлены такие же ТГ, интересно проанализировать их опыт [83]. Важным шагом в оценке текущего технического состояния и остаточного ресурса ТГ явился выпуск ОАО РАО «ЕЭС России» в 2008 году «Методических указаний по оценке технического состояния турбогенераторов, отработавших установленный нормативный срок службы» [76].

Для контроля технического состояния узлов крепления сердечника статора «Методические указания» предлагают вести контроль технического состояния подвески сердечника статора во время работы генератора методом измерения вибрации корпуса в соответствии с требованиями и нормами МУ 34-70-103-85 [75]. Измерение вибрации корпуса предлагается проводить 1 раз в три года на ТГ мощностью 50–150 МВт и 1 раз в год на ТГ мощностью 160 МВт и более.

Особенностью проявления дефекта ослабления узлов крепления сердечника является снижение в зоне дефекта амплитуды основной гармоники колебаний 100 Гц и появление гармоник, кратных частоте 100 Гц, в высокочастотной части спектра колебаний [74]. В то же время, в соответствии с МУ 34-70-103-85, эксплуатационный контроль ТГ ведется по значению гармоники колебаний корпуса 100 Гц, которая не должна превышать 30 мкм. Следовательно, появление дефекта ослабления узлов крепления сердечника с точки зрения МУ 34-70-103-85 может трактоваться как улучшение вибрационного состояния ТГ. В работе [74] приведен пример существенного разрушения узлов крепления статора генератора ТВВ-320-2 через полгода после его модернизации. В то же время, на момент завершения работ по модернизации этого ТГ и включения его в сеть по результатам визуального контроля и измерений вибрации корпуса в соответствии с нормами МУ 34-70-103-85, его техническое состояние оценивалось как удовлетворительное. Наблюдалось снижение гармоники колебаний корпуса на 100 Гц в сравнении с уровнем, имевшимся до модернизации. Таким образом, применение норм МУ 34-70-103-85 для контроля технического состояния подвески может приводить к пропуску

дефектов значительного уровня и снижению эксплуатационной надежности генераторов.

Ослабление узлов крепления подвески и вызванные этим виброударные взаимодействия элементов подвески обнаруживаются по появлению гармоник в высокочастотной части спектра виброускорений корпуса статора, целочисленно или дробно кратных основной частоте вибрации корпуса 100 Гц [74]. Для диагностики подвески применимы специальные методы виброакустической диагностики, основанные на анализе высокочастотной части спектра виброускорений корпуса статора.

В настоящее время в РФ выполнен значительный объем исследований по разработке методик виброакустических испытаний генераторов. Это работы ВНИИЭ и ОАО «Свердловэлектроремонт», «Мосэнерго» – РОО «МНТОЭ» и ООО НТЦ «Ресурс». Промышленность выпускает виброанализаторы, удобные для проведения периодических виброакустических испытаний генераторов. Ведётся внедрение программно-технического комплекса виброакустического мониторинга дефектов статора (ПТК «МоДеСт»), предназначенного для стационарной установки на генераторе и обслуживания эксплуатационным персоналом [73]. Всё это делает возможным и необходимым применение методов виброакустической диагностики при обследовании ТГ, отработавших нормативный срок службы. На необходимость использования методов виброакустической диагностики для выявления дефектов узлов крепления статора указывают специалисты как атомных, так и тепловых электростанций.

Особую актуальность данная тематика принимает также и в свете аварии на Саяно-Шушенской ГЭС 17 августа 2009 г. Следует отметить, что проблеме диагностики, отказов и дефектов мощных турбогенераторов уделяется большое внимание и в других странах мира [121-129].

## **Выводы по Главе 1**

Анализ отказов и дефектов турбогенераторов типа ТВВ-1000-2У3, прошедших модернизацию по проекту завода-изготовителя ОАО «Электросила», позволяет сделать следующие выводы:

1. Главная цель модернизации турбогенераторов ТВВ-1000-2У3, направленная на повышения их эксплуатационной надежности и основанная на внедрении новейших разработок ОАО «Электросила» в области конструирования турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением, не была достигнута. Проведенные мероприятия по усовершенствованию конструкции статоров не обеспечили надежную их работу в режимах, соответствующих техническим условиям и установленной диаграмме мощности.

2. Жесткое крепление лобовых частей исключает свободное перемещение обмотки статора в аксиальном направлении при изменении режимов работы, что в итоге снижает уровень их надежности, а повышенные вибрации лобовых частей обмотки статора приводят к усталостному повреждению медных проводников и возникновению в них трещин.

3. Основной причиной высокого уровня осевых вибраций нажимного фланца и прилегающих узлов концевой зоны является действующая на них многоцикловая знакопеременная нагрузка, вызванная знакопеременными осевыми силами электромагнитного происхождения. Это обуславливает деградацию конструкции и ее аварийное повреждение.

4. Наиболее существенный положительный эффект от модернизации статоров ТВВ-1000-2У3 по технологии ОАО «Электросила» получен в результате замены крайних пакетов сердечника статора.

5. Вибрационные методы контроля состояния статора турбогенератора позволяют отслеживать изменение и оценивать состояние механической системы статора, ресурсом работоспособности которой определяется срок службы турбогенератора. Для повышения эффективности контроля технического состояния статоров турбогенераторов вибрационными методами целесообразно оснащать их вибродатчиками, стационарно установленными непосредственно на сердечнике статора.

## ГЛАВА 2

### МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ И МЕТОДЫ АНАЛИЗА ВИБРАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ В СТАТОРЕ ТУРБОГЕНЕРАТОРА

Силы электромагнитного происхождения вносят существенный вклад в общий уровень вибраций ТГ и требуют специального изучения, а также разработки рекомендаций по их уменьшению. Для формулировки таких рекомендаций требуется достоверный расчет и детальное изучение приложенных к сердечнику статора электромагнитных сил.

Приложенные к статору вибровозмущающие силы содержат три пространственные составляющие, действующие вдоль основных геометрических осей машины. Тангенциально направленные силы обуславливают пульсации электромагнитного момента, радиальные силы ведут к изгибным деформациям сердечника статора, а осевые силы обуславливают вибрации узлов концевых зон статора. С ростом мощности ТГ осевые вибрации значительно возрастают по амплитуде, являясь одной из основных причин постепенного повреждения и последующего разрушения не только узлов концевых зон, но и других важных элементов конструкции статора.

С учетом сложности, а в ряде случаев и практической невозможности получения полной и достоверной информации об вибровозмущающих силах экспериментальными методами, существенные результаты по исследованию этих сил могут быть получены методами математического моделирования.

В данной главе разрабатываются полевые математические модели и методы анализа, необходимые для решения поставленной в диссертации задачи по исследованию повреждаемости важных элементов конструкции статора турбогенераторов, обусловленной осевой вибрацией в концевых зонах.

#### **2.1. Методы расчета электромагнитных сил.**

Расчет электромагнитных вибровозмущающих сил в сердечнике статора выполняется после расчета распределения электромагнитного поля в

турбогенераторе. В теоретической электротехнике известны и широко используются три метода расчета сил:

Первый метод [98] основан на определении вектора объемной плотности электромагнитной силы

$$\vec{f}_v = \vec{B} \times \vec{J} - \frac{1}{2} \cdot \frac{|B|^2}{\mu} \cdot \overline{grad \mu} . \quad (2.1)$$

где  $\vec{B}, \vec{J}$  – вектора магнитной индукции и плотности тока,  $\mu$  – магнитная проницаемость. Первое слагаемое в (2.1) отображает силу Ампера, которая действует на элементарный ток с плотностью  $\vec{J}$ , находящийся в магнитном поле, а второе слагаемое – силу, обусловленную неоднородным распределением (градиентом) магнитной проницаемости ферромагнитных материалов. Вектор результирующей силы, действующей на объем тела  $V$ , находится интегрированием вектора плотности электромагнитной силы:

$$\vec{F}_V = \int_V \vec{f}_v \cdot dv . \quad (2.2)$$

Этот метод удобно использовать для расчета сил между элементами, расположенными в воздушной среде, например, для определения сил, действующих на соединительные шины лобовых частей обмотки статора.

Второй метод основан на использовании закона сохранения энергии при выполнении электромагнитными силами механической работы [44]. Если рассматривать замкнутую систему при отсутствии поступлений энергии от внешних источников и пренебречь потерями энергии, то механическая работа электромагнитных сил равна изменению энергии электромагнитного поля системы:

$$A_{mex} = -\Delta W_{mag} . \quad (2.3)$$

Выражая механическую работу через произведение модуля результирующей электромагнитной силы  $F_X$  и обобщенного виртуального перемещения  $\Delta x$ , а также переходя к бесконечно малым приращениям величин, получим:

$$F_X = -\frac{\partial W_{mag}}{\partial x} \approx -\frac{\Delta W_{mag}}{\Delta x} . \quad (2.4)$$



Электромагнитная сила направлена вдоль виртуального перемещения (или деформации) электромеханической системы, которое будет происходить под действием рассматриваемых усилий.

Энергию магнитного поля системы можно выразить непосредственно через векторы магнитного поля

$$W_{mag} = \int_V \vec{B} \cdot \vec{H} \, dv = \int_V (|B|^2 / \mu) \, dv . \quad (2.5)$$

Второй метод универсален, но определение усилий по выражениям (2.4) требует двукратного расчета электромагнитного поля системы и численного дифференцирования. При этом замена производной конечной разностью несет дополнительную численную ошибку, связанную с выбором величины виртуального перемещения  $\Delta x$ . Поэтому на практике этот способ может вести к существенным вычислительным погрешностям.

Третий метод расчета усилий основан на эквивалентной замене распределенных объемных сил в теле силами поверхностного натяжения на поверхности тела. Ключевым в этом методе является понятие тензора магнитного натяжения  $\vec{T}$  [44]. Если  $S$  - площадь поверхности, ограничивающая выделенный объем  $V$  электромеханической системы, то тензор магнитного натяжения вводится таким образом, чтобы всегда выполнялось равенство

$$\vec{F}_V = \int_V \vec{f}_V \cdot dv = \oint_S \vec{T} \cdot ds . \quad (2.6)$$

Из выражения (2.6) следует, что если найдено распределение тензора магнитного натяжения на поверхности тела, то вектор полной силы на тело определяется интегрированием тензора только по поверхности тела. Это свойство тензора магнитного натяжения позволяет значительно сэкономить вычислительные ресурсы и обеспечивает ему значительные преимущества по сравнению с первыми двумя методами.

Тензор магнитного натяжения имеет физическую размерность  $(н/м^2)$ , т.е. является поверхностной плотностью силы.

Компактную математическую запись для тензора магнитного натяжения можно получить в нормально-тангенциальной системе координат. К каждой точке поверхности  $S$  можно провести два ортогональных орта – перпендикулярный к поверхности орт нормали  $\vec{n}$  и касательный к поверхности орт  $\vec{\tau}$ . При этом направление орта  $\vec{\tau}$  в пространстве выбирается не произвольно, а таким образом, чтобы он лежал в одной плоскости с ортом  $\vec{n}$  и вектором результирующей индукции. В этом случае вектор  $\vec{B}$  в любой точке поверхности может быть представлен суммой нормальной  $B_n$  и тангенциальной  $B_\tau$  составляющих:  $\vec{B} = \vec{n} B_n + \vec{\tau} B_\tau$ . Так же можно представить и вектор тензора магнитного натяжения  $\vec{T} = \vec{n} T_n + \vec{\tau} T_\tau$ , причем в общем случае направление в пространстве векторов  $\vec{B}$  и  $\vec{T}$  различно.

Подробные математические преобразования приведены в работах [44, 98]. Выражение для нормальной составляющей тензора натяжения записывается в следующем виде:

$$T_n = \frac{1}{2\mu} \cdot (B_n^2 - B_\tau^2). \quad (2.7)$$

Нормальная составляющая полной силы находится интегрированием по поверхности, охватывающей выбранный участок системы:

$$F_n = \int_S T_n ds = \frac{1}{2\mu} \cdot \int_S (B_n^2 - B_\tau^2) \cdot dS, \quad (2.8)$$

Аналогично для расчета тангенциальных составляющих тензора магнитного натяжения и тангенциальной составляющей полной силы получены следующие выражения:

$$T_\tau = \frac{B_n \cdot B_\tau}{\mu}, \quad (2.9)$$

$$F_\tau = \int_S T_\tau ds = \frac{1}{\mu} \cdot \int_S B_n \cdot B_\tau \cdot dS. \quad (2.10)$$

Интегрирование выражений (2.8), (2.10) проводится по произвольной замкнутой поверхности, охватывающей рассматриваемое тело. Указанные свойства

третьего метода расчета сил создают преимущества для его практического применения в задачах электромеханики. Метод тензора магнитного натяжения используется далее в данной работе при расчете вибровозмущающих сил, действующих на сердечник статора ТГ.

## 2.2. Двухмерная математическая модель для расчета электромагнитных полей и вибровозмущающих сил в активной зоне сердечника статора.

Рассмотрим вначале математическую модель для анализа электромагнитного поля и тензора магнитного натяжения в активной (центральной) зоне турбогенератора. С учетом значительной длины ТГ, достаточно применить *двумерную* полевую модель в расчётной области, которой в данном случае является поперечное сечение ТГ.

Магнитное поле в декартовой системе координат  $XU$  при отсутствии вихревых токов удовлетворяет стационарному уравнению Пуассона относительно аксиальной составляющей векторного магнитного потенциала  $A_z$  [37]:

$$\frac{\partial^2 A_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 A_z}{\partial y^2} = -\mu J_{z \text{ стор}}, \quad (2.11)$$

где  $J_{\text{стор}}$  – плотности сторонних токов, которые задаются в сечениях обмоток статора и возбуждения. Уравнение (2.11) дополняется однородным граничным условием первого рода, которое отображает затухание поля за пределами расчетной зоны:

$$A_z \Big|_G = 0 \quad (2.12)$$

Составляющие вектора магнитной индукции определяются по известным значениям векторного магнитного потенциала:

$$B_x = \partial A_z / \partial y, B_y = -\partial A_z / \partial x. \quad (2.13)$$

В нормально-тангенциальной системе координат составляющие магнитной индукции определяются по выражениям:

$$B_{\tau} = B_x \cos \alpha - B_y \sin \alpha = B_x \frac{y}{R_{\delta}} - B_y \frac{x}{R_{\delta}} \quad (2.14)$$

$$B_n = B_x \sin \alpha + B_y \cos \alpha = B_x \frac{x}{R_{\delta}} + B_y \frac{y}{R_{\delta}}, \quad (2.15)$$

где  $x, y$  – координаты произвольной точки, в которой рассчитывается индукция;  $R_{\delta}$  радиус-вектор точки;  $\alpha$  – угол между радиус-вектором и осью  $Y$  декартовой системы координат. Далее по формулам (2.7) – (2.10) рассчитываются составляющие тензора натяжения и полной силы.

Ввиду нелинейности задачи, обусловленной нелинейной зависимостью магнитной проницаемости для стали магнитопроводов  $\mu(B)$ , математическая модель (2.7) – (2.15) может быть решена только численным методом. В качестве численного метода решения был использован метод конечных элементов (МКЭ) [90,91]. Практическая реализация МКЭ выполнена в вычислительном комплексе COMSOL Multiphysics.

Для подтверждения достоверности и эффективности разработанной математической модели, приведем результаты численных расчетов электромагнитного поля и сил на примере двухполюсного ТГ типа ТВВ–1000–2У3. Основные данные ТВВ–1000–2У3 приведены в таблице 2.1.

На рис. 2.1 изображена расчетная картина поля магнитной индукции и распределение тензора магнитного натяжения на внутренней поверхности статора турбогенератора ТВВ-1000-2У3 в режиме номинальной нагрузки. Цветовой фоновой закраской показаны уровни магнитной индукции в соответствии с приведенной на рисунке шкалой. Наглядно видно смещение силовых линий магнитного поля относительно больших зубцов ротора, что обусловлено влиянием магнитного поля реакции обмотки якоря ТГ. Тензор магнитного натяжения изображен стрелками, имеющими длину и направление, соответствующие величине и направлению действующей электромагнитной силы.

### Основные данные турбогенератора ТВВ–1000–2У3

Название параметра	Условные обозначения	Величина параметра
Номинальная активная мощность, МВт	$P_{1N}$	1000
Номинальное напряжение, кВ	$U_{1N}$	24
Номинальный ток статора, кА	$I_{1N}$	26,76
Диаметр расточки сердечника, мм	$D_1$	1400
Диаметр ярма статора, мм	$D_a$	2950
Диаметр ротора, мм	$D_2$	1200
Длина сердечника, мм	$L_1$	7100
Толщина пакета сердечника, мм	$b_P$	41,4
Число пазов статора	$z_1$	42
Глубина паза статора, мм	$h_{n1}$	222
Ширина паза статора, мм	$b_{zn1}$	41
Число витков обмотки статора	$W_1$	7
Число пазов /пазовых делений ротора	$Z_2/Z'_2$	32/48
Глубина паза ротора, мм	$h_{n2}$	174,5
Ширина паза ротора, мм	$b_{zn2}$	34,5
Число витков в обмотке ротора	$W_2$	80
Ток возбуждения при х.х. и номинальном напряжении статора, А	$I_{f0}$	2569
Ток возбуждения при к.з. и номинальном токе статора, А	$I_{fk}$	6016,5
Ток возбуждения в номинальном режиме, А	$I_{fN}$	7580

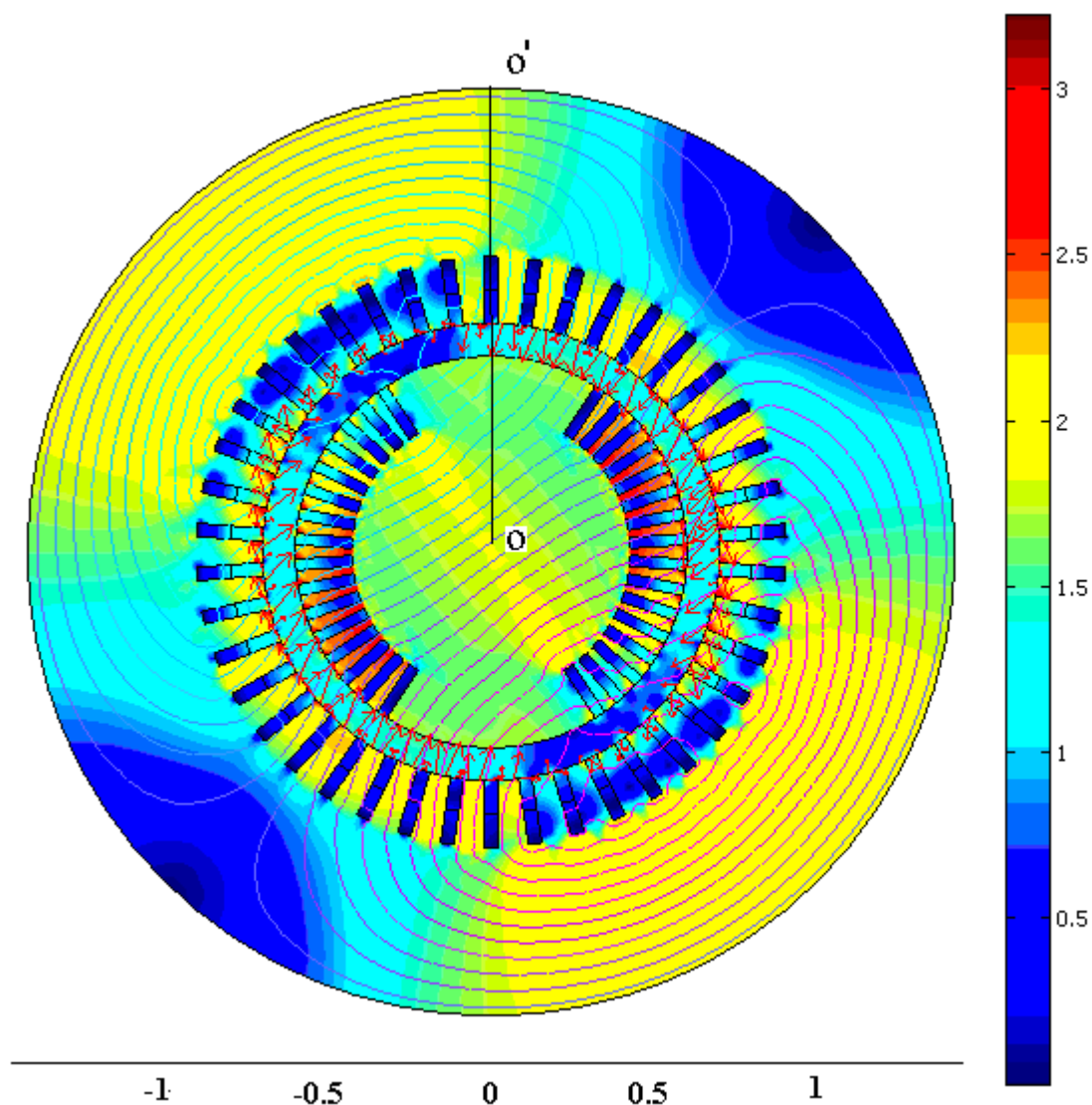


Рисунок 2.1. Распределение электромагнитного поля в активной зоне

На рис. 2.2 в более подробно показано распределение тензора натяжения (поверхностной плотности сил) вдоль расточки статора. Из рис. 2.2 видно, что большие по величине силы приложены к зубцам сердечника, а меньшие – к проводникам в пазах, порождая существенную неравномерность распределения сил. При вращении ротора эпюра сил перемещается относительно статора, вызывая в нем вибрации.

Разработанная конечно-элементная математическая модель позволяет рассчитать электромагнитные силы, направленные вдоль радиуса и вдоль касательной к расточке сердечника статора, что дает возможность определить радиальные и тангенциальные вибрации ТГ.

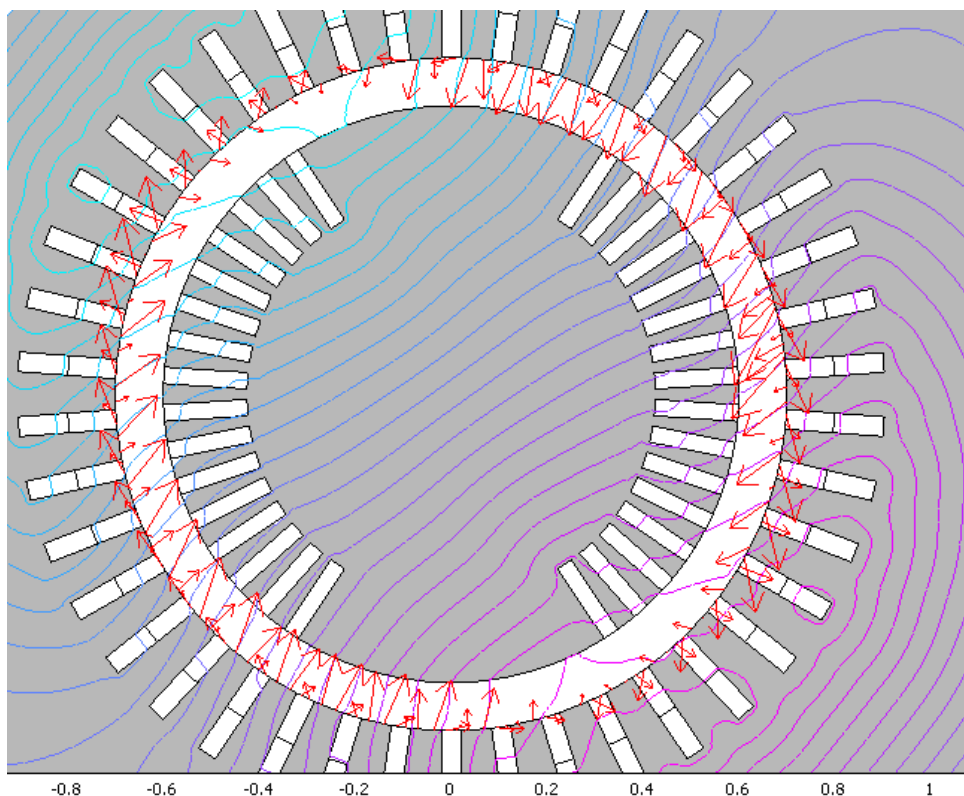


Рисунок 2.2. Распределение тензора магнитного натяжения  
вдоль расточки статора

Результаты решения задачи в активной зоне (распределение векторного магнитного потенциала вдоль радиуса  $OO'$  в поперечном сечении на рис. 2.1) используются также при задании граничных условий в задаче в торцевой зоне ТГ.

### 2.3. Двухмерная математическая модель для расчета электромагнитных полей и вибровозмущающих сил в торцевой зоне сердечника статора

Описанная в предыдущем разделе математическая модель сформулирована в поперечном сечении турбогенератора и позволяет найти электромагнитные силы, обуславливающие вибрации сердечника статора только в радиальном и тангенциальном направлениях. Однако, как показывают результаты экспериментальных измерений, на магнитопровод статора действуют также электромагнитные вибрации в осевом (аксиальном) направлении, ослабляющие прессовку сердечника и вызывающие разрушение важных конструктивных узлов.

При этом осевые силы могут и не быть чрезмерно большими по величине, но в виду циклического характера их действия и значительной частоты их повторения они обуславливают постепенное ухудшение прочностных свойств конструктивных материалов и последующее разрушение элементов и узлов конструкции. Поэтому изучение осевых сил и вибраций имеет важное значение для обоснования научно-технических мероприятий, направленных на уменьшение повреждаемости статоров мощных турбогенераторов.

В данном разделе разработана *двумерная полевая* математическая модель и методика расчетного определения вибровозмущающих аксиальных сил в сердечнике статора, обусловленных электромагнитными процессами в торцевых зонах ТГ. Также приведены результаты расчетов осевых сил и характер их распределения в крайних пакетах статора ТГ типа ТВВ–1000–2У3.

С физической точки зрения появление аксиальных сил можно объяснить двумя причинами.

Во-первых, аксиально направленные магнитные потоки рассеяния лобовых частей обмоток статора и ротора проникают со стороны торцов статора в крайние пакеты сердечника статора, нажимную плиту и другие электропроводные элементы и индуцируют в них вихревые токи, направленные в тангенциальном (вдоль оси  $\varphi$ ) направлении и замыкающиеся в пределах полюсного деления ТГ. Взаимодействие вторичного магнитного потока от вихревых токов с магнитными потоками рассеяния лобовых частей, а также с основным магнитным потоком (в ферромагнитных пакетах сердечника) приводит к появлению в элементах концевых зон переменных аксиально направленных электромагнитных сил.

Во-вторых, осевые усилия обусловлены также геометрической неоднородностью структуры магнитопровода в торцевых зонах ТГ (краевыми эффектами). Эта составляющая сил не связана с возникновением вихревых токов, а обусловлена выпучиванием из воздушного зазора в торцевую зону основного (радиально направленного) магнитного потока, пересекающего воздушный зазор из ротора в статор.



В соответствии с таким подходом, суммарную величину осевых электромагнитных сил, приложенных к элементам торцевой зоны сердечника статора, можно представить в виде наложения двух составляющих:

$$F_z = F_{z\sigma} + F_{zm}, \quad (2.16)$$

где составляющая  $F_{z\sigma}$  обусловлена действием магнитных потоков рассеяния от лобовых частей обмоток статора и ротора, индуцирующих вихревые токи в элементах торцевых зон сердечника статора, а  $F_{zm}$  обусловлена геометрической неоднородностью магнитопровода в торцевых зонах ТГ (краевыми эффектами).

Расчетная двумерная область, отображающая продольное сечение генератора в его торцевой зоне в цилиндрической системе координат  $RZ$ , изображена на рис. 2.3.

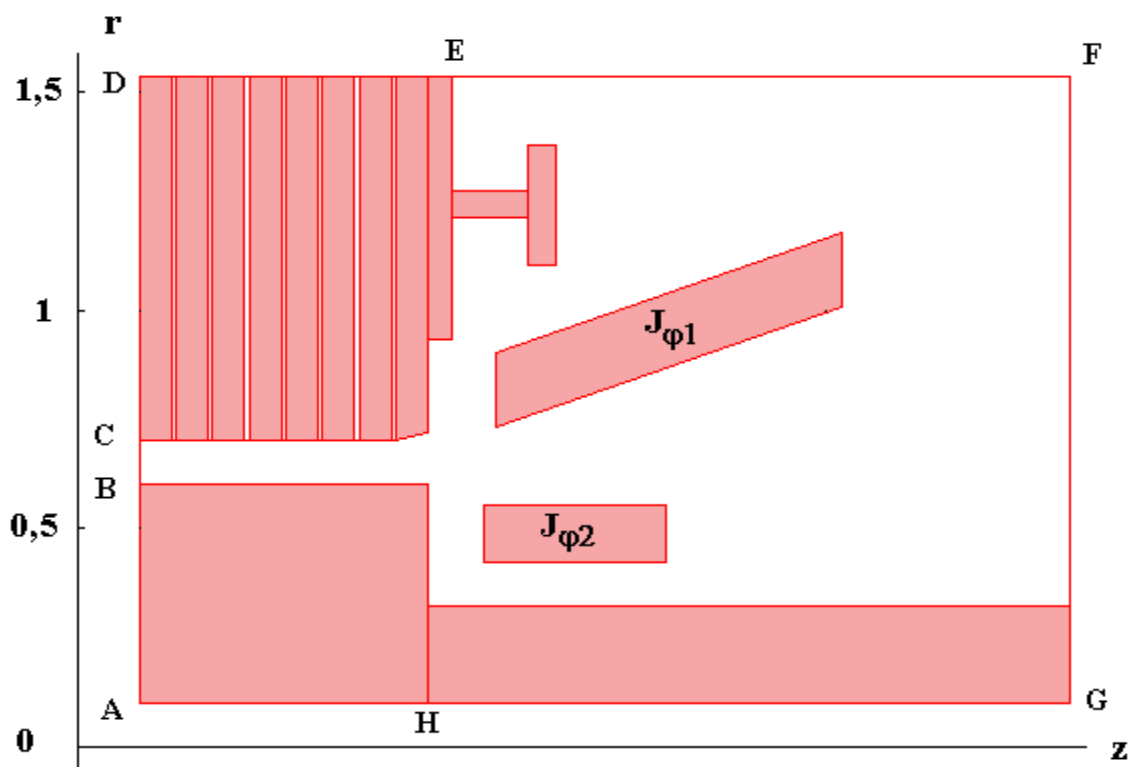


Рисунок 2.3. Расчетная область – продольное сечение торцевой зоны ТГ

С учетом влияния вихревых токов в листах сердечника от аксиальных магнитных потоков используется уравнение относительно комплексной амплитуды азимутальной составляющей векторного магнитного потенциала  $\dot{A}_{\phi}$ , изменяющегося во времени с частотой питания обмотки статора [36]:

$$\frac{\partial^2 \dot{A}_\varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \dot{A}_\varphi}{\partial r} + \frac{\partial^2 \dot{A}_\varphi}{\partial z^2} - j\omega_1 \mu \gamma \dot{A}_\varphi = -\mu \dot{J}_{\varphi \text{ стор}} \quad (2.17)$$

где  $\gamma$  - электропроводность стали листов статора,  $\omega_1$  - угловая частота изменения во времени переменных.

Отличная от нуля электропроводность задается только в пакетах сердечника статора, что позволяет учесть в них вихревые токи, наведенные токами лобовых частей обмоток. Очевидно, что осевые вибровозмущающие силы зависят не только от геометрии торцевой зоны, но и от режима работы генератора. Так, в режимах холостого хода или короткого замыкания эти силы имеют различную величину и характер. Влияние режима работы ТГ учитывается при задании источников поля и граничных условий.

Источниками электромагнитного поля в разных расчетных вариантах рассматриваемой задачи являются: а) тангенциальные (азимутальные) составляющие плотностей токов в лобовых частях обмоток статора  $J_{\varphi 1}$  и ротора  $J_{\varphi 2}$ , которые заполняют показанные на рис. 2.3 эквивалентные сечения лобовых частей; б) значение векторного магнитного потенциала на границе ABCD, учитывающее влияние основного (радиально направленного) магнитного потока. Рассматриваемое продольное сечение ТГ проводится по продольной d оси ротора (рис. 2.1). При этом значение плотности тока  $J_{\varphi 2}$  соответствует заданному току возбуждения. Например, в режиме холостого хода ТВВ–1000–2УЗ при номинальном напряжении статора эквивалентное значение плотности тока в лобовых частях ротора, равно  $J_{0\varphi 2} = 1,89 \text{ А/мм}^2$ , а в режиме номинальной нагрузки  $J_{N\varphi 2} = 5,6 \text{ А/мм}^2$  (см. табл. 2.1). Под эквивалентной плотностью тока подразумевается отношение полного тока всех витков обмотки, пересекающих эквивалентные сечения лобовых частей, к площади эквивалентных сечений. Например, поскольку область, отображающую лобовые части ротора, пересекает  $w_2/2$  проводников с током возбуждения  $I_f$ , то эквивалентное значение плотности тока в лобовых частях обмотки ротора определяется по формуле

$$J_{\varphi 2} = I_f W_2 / 2 / S_{\tilde{E} 2}, \quad (2.18)$$

где  $S_{\tilde{L} 2}$  – эквивалентная площадь сечения лобовых частей обмотки, состоящая не только из площади меди витков обмотки, но и из площади электрической изоляции витков и площади воздушных промежутков между витками.

При задании значения плотности тока статора  $J_{\varphi 1}$  необходимо учесть, что существует пространственный сдвиг положения амплитуды намагничивающей силы (НС) витков обмотки статора по отношению к амплитуде НС возбуждения. Поэтому в рассматриваемом продольном сечении расчетное значение плотности тока  $J_{\varphi 1}$  будет отличаться от своего амплитудного значения на величину, определяемую косинусом пространственного угла  $\psi$  сдвига векторов НС обмоток статора и ротора, определяемого по векторной диаграмме синхронного генератора [13]. Из этой диаграммы после преобразований можно получить следующее выражение для определения угла  $\psi$ :

$$J_{\varphi 1} = J_{\varphi 1 \max} \cos \psi, \quad \psi = \arctg \left( \frac{U_a \sin \varphi + X_d I_a}{U_a \cos \varphi + R_a I_a} \right), \quad (2.19)$$

где  $U_a, I_a$  - напряжение и ток обмотки статора,  $R_a, X_d$  - активное и синхронное индуктивное сопротивление обмотки статора,  $\varphi$  - заданный угол мощности, определяющий режим работы генератора.

Таким образом, эквивалентные плотности токов в сечениях лобовых частей обмоток статора и ротора и граничные условия в зависимости от рассматриваемого режима работы необходимо задавать следующим образом.

В режиме короткого замыкания плотность тока обмотки статора ТВВ – 1000 – 2У3 равна:  $J_{K\varphi 1} = y \cdot \sqrt{2} I_{1N} \cos \psi / S_{\tilde{L} 1} = - 5 \text{ А/мм}^2$ , где  $y = 17$  – шаг обмотки статора по пазам;  $S_{\tilde{L} 1} = 0,1286 \text{ м}^2$  – эквивалентная площадь сечения лобовых частей статора;  $\psi = 180^\circ$  – угол сдвига НС статора и ротора при КЗ. Эквивалентная плотность тока в зоне лобовых частей ротора равна  $J_{K\varphi 2} = I_{fk} W_2 / 2 / S_{\tilde{L} 2} = 4,45 \text{ А/мм}^2$ . Поскольку

магнитный поток в сердечнике статора при КЗ очень мал, то в на всей внешней границе задается граничное условие затухания поля

$$A_{\varphi}|_{ABCDEFGH} = 0. \quad (2.20).$$

В режиме холостого хода плотность тока в обмотке статора равна нулю, а эквивалентная плотность тока в лобовых частях ротора равна  $J_{0\varphi 2} = I_{f0} W_2 / 2 / S_{Л2} = 1,89 \text{ А/мм}^2$ , где  $S_{Л2} = 0,0541 \text{ м}^2$ . Магнитное состояние сердечника статора определяется основным магнитным потоком. Для учета его стекания в тангенциальном (вдоль оси  $\varphi$ ) направлении, на границах DE и AH задаются однородные граничные условия второго рода

$$\partial A_{\varphi} / \partial n|_{DE, AH} = 0. \quad (2.21)$$

На границе ABCD задана функция распределения векторного магнитного потенциала

$$A_{\varphi}|_{ABCD} = A_{\varphi 0}(r), \quad (2.22)$$

соответствующая известной функции распределения потенциала по радиусу в поперечном сечении (вдоль линии ОО' на рис. 2.1). На остальных границах задается условие  $A_{\varphi} = 0$ . Таким образом, устанавливается взаимосвязь электромагнитных полей в активной и торцевой зонах ТГ.

В режиме нагрузки эквивалентная плотность тока обмотки статора определяется с учетом формулы (2.19). Например, при  $\cos \varphi = 1$  плотность тока лобовых частей ротора равна  $J_{N\varphi 2} = 5,6 \text{ А/мм}^2$  (см. табл. 2.1), а плотность токов лобовых частей обмотки статора равна  $J_{N\varphi 1} = -1,72 \text{ А/мм}^2$ . Аналогично задаются плотности токов в других режимах нагрузки с другими значениями  $\cos \varphi$ .

Уравнение (2.17) вместе с заданными граничными условиями и плотностями тока решалось численно с помощью МКЭ в пакете программ COMSOL Multiphysics.

На рис. 2.4 представлена картина распределения электромагнитного поля в торцевой зоне ТВВ-1000-2УЗ в режиме КЗ. Видно, что электропроводные пакеты статора вытесняют аксиальные магнитные потоки из сердечника.

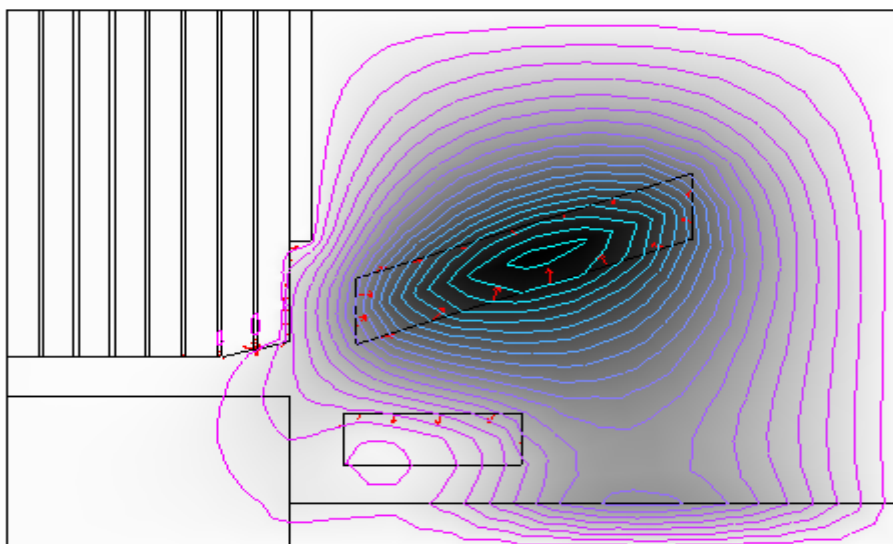


Рисунок 2.4. Картина электромагнитного поля в торцевой зоне  
ТБВ-1000-2У3 в режиме КЗ

Методика расчета сил на основе сформулированной математической модели (2.17) – (2.21) состоит из следующих этапов.

1. Вначале решается задача (2.7) – (2.15) по расчету распределения поля в поперечном сечении ТГ. Рассчитывается функция векторного магнитного потенциала  $A_\varphi|_{OO'} = A_{\varphi 0}(r)$  вдоль радиуса  $OO'$  и заносится в память ПК функция магнитной проницаемости  $\mu(r)|_{OO'}$  вдоль радиуса, которая изменяется из-за различного насыщения участков магнитопровода основным магнитным потоком.

2. Для определения в выражении (2.16) составляющей силы  $F_{z\sigma}$ , обусловленной действием магнитных потоков рассеяния, в расчетной области на рис 2.3. решается задача (2.17), (2.22) при однородных граничных условиях первого рода на внешних границах расчетной области. При этом распределение магнитной проницаемости вдоль радиуса задано и соответствует найденной в п. 1 функции  $\mu(r)|_{OO'}$ . Значения  $U_a, I_a$  и  $\cos\varphi$  соответствуют анализируемому режиму работы ТГ. Решение уравнения (2.17) позволяет учесть влияние реакции вихревых токов в крайних пакетах сердечника статора.

3. Для определения составляющей силы  $F_{zm}$ , в расчетной области на рис 2.3 решается уравнение (2.17) при значении электропроводности  $\gamma=0$ , поскольку предполагается, что радиальный магнитный поток в шихтованных пакетах статора вихревых токов не индуцирует, если пренебречь незначительными токами, влияние которых учитывается при расчете КПД. При этом принимается  $J_{\varphi 1} = J_{\varphi 2} = 0$ . Источником поля в этой задаче является значение потенциала  $A_{\varphi} = A_{\varphi 0}(r)$  на границе ABCD (2.22), найденное из решения вспомогательной задачи по п.2.2 в поперечном сечении. Для моделирования замыкания основного магнитного потока на полюсном делении в тангенциальном направлении на границах DE и AN задаются однородные граничные условия второго рода  $\partial A_{\varphi} / \partial n = 0$  (2.21). На остальных границах задается условие (2.20)  $A_{\varphi} = 0$ .

4. Определяется суммарная осевая сила, равная  $F_z = F_{z\sigma} + F_{zm}$ .

Разработанные выше двумерные полевые модели и методика их решения в целом формируют *квазитрехмерную математическую модель*, позволяющую рассчитать осевые вибровозмущающие силы в торцевой зоне ТГ. Однако такой подход не позволяет достоверно учесть все составляющие осевых сил, поскольку характер поля в торцевых зонах является существенно трехмерным, а в двумерной расчетной области в продольном сечении на рис. 2.3 невозможно строго учесть особенности распределения поля. Поэтому, несмотря на значительную вычислительную трудоемкость, требуется разработка и применение трехмерной полевой модели. Такая модель рассмотрена в следующем подразделе.

#### **2.4. Трёхмерная математическая модель электромагнитного поля и вибровозмущающих сил в торцевой зоне турбогенератора**

В качестве расчетной области была выбрана пространственная конструкция торцевой зоны ТВВ–1000–2У3, изображенная в двух видах на рис. 2.5. Построение области выполнено с помощью программного пакета автоматизированного проектирования SolidWorks. При этом, для уменьшения сетки конечных элементов и необходимых вычислительных ресурсов компьютера, в расчетной области не

отображаются вспомогательные элементы, такие как крепежные детали, элементы системы охлаждения, внешний корпус и другие элементы, которые практически не влияют на точность моделирования. По этой же причине в модели учитывается только один крайний пакет сердечника статора.

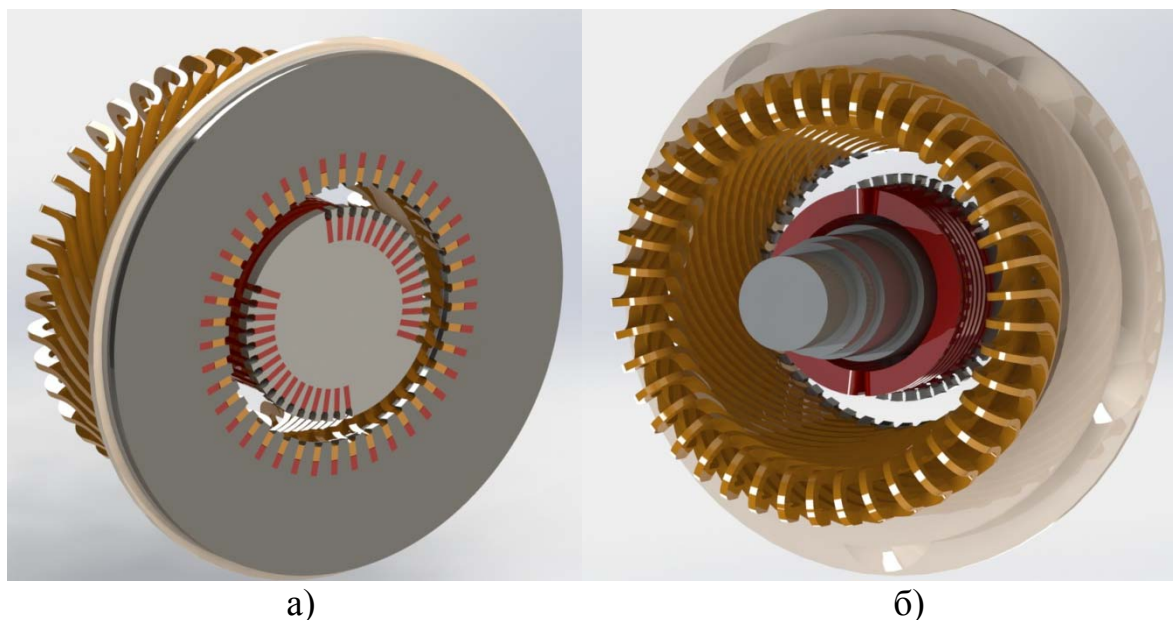


Рис. 2.5. Конструкция торцевой зоны ТВВ-1000-2У3 (а – вид со стороны крайнего пакета; б – вид со стороны выступающего конца вала)

Модель формулировалась для статического и квазистатического режима.

Для расчета электромагнитного поля использовалось общее уравнение поля относительно векторного магнитного потенциала  $\vec{A}$ , которое для квазистатического режима имеет следующий вид:

$$j\omega_1\gamma \cdot \vec{A} + \nabla \times \frac{\nabla \times \vec{A}}{\mu_0\mu_r} = \vec{J}_{стоп}. \quad (2.23)$$

Источниками поля являются плотности токов в лобовых частях фаз обмотки статора и обмотки ротора. Выражения для фазных значений плотностей тока статора задавались согласно следующим выражениям:

$$J_A = J_m \cdot e^{j \cdot (\omega_1 t)}, \quad J_B = J_m \cdot e^{j \cdot \left(\omega_1 t + \frac{2\pi}{3}\right)}, \quad J_C = J_m \cdot e^{j \cdot \left(\omega_1 t + \frac{4\pi}{3}\right)}, \quad (2.24)$$

где  $J_m$  – амплитуда плотности тока фазы обмотки статора. Моделировалось поле в рабочем режиме работы ТГ при  $\cos\varphi = 0,9$ . При этом продольная ось ротора повернута к оси поля якоря на угол нагрузки, равный  $\theta = 30_{эл}^\circ$ .

Для правильного задания граничных условий модель торцевой зоны ТГ была помещена внутрь цилиндра, который, во-первых, ограничивал расчетную область по трем координатам, а во-вторых – имитировал бесконечное воздушное пространство вокруг расчетной модели с соответствующими граничными условиями (Рис.2.6 а).

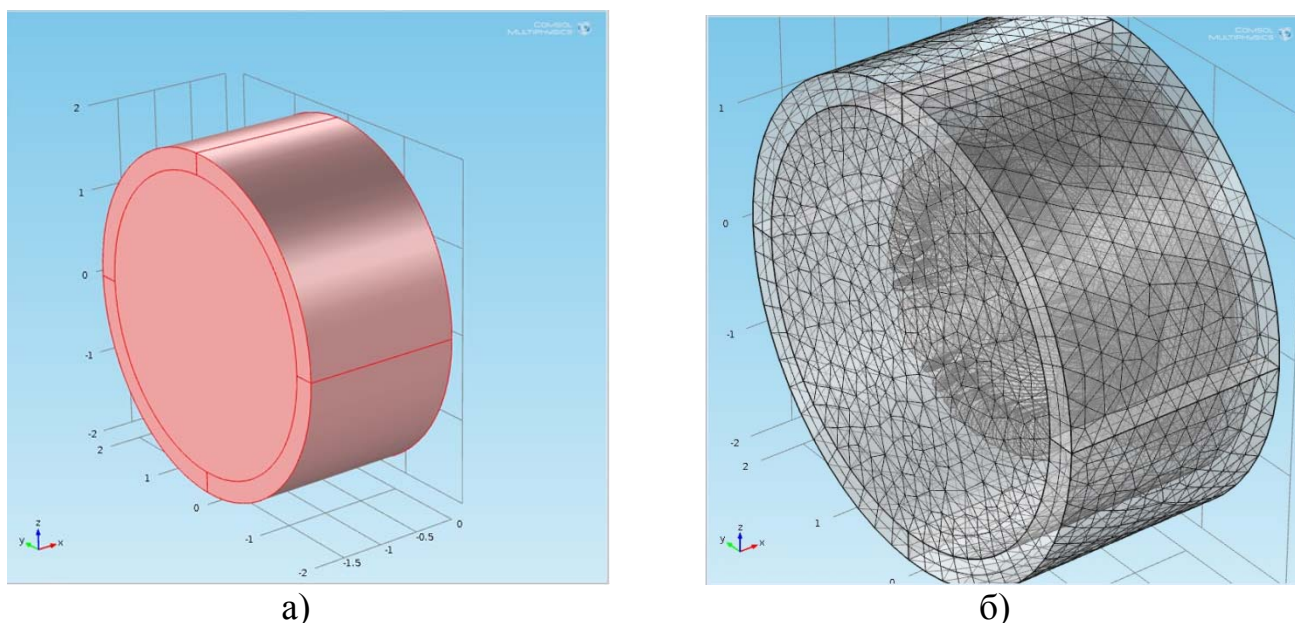


Рис. 2.6. Расчетная область: а) внешний цилиндр; б) сетка тетраэдральных конечных элементов

На внешней поверхности цилиндра задаются однородные граничные условия первого рода типа (2.20). Электромагнитные силы на элементы конструкции определялись по выражениям (2.7), (2.8).

Разработанная в SolidWorks трехмерная геометрическая модель импортируется в COMSOL Multiphysics, где задаются граничные условия и свойства материалов и осуществляется решение задачи с помощью МКЭ.

На рисунке 2.6 представлена сетка объемных конечных элементов модели, которая состоит из около  $2 \cdot 10^6$  тетраэдральных конечных элементов. Численное решение модели с таким количеством элементов предъявляет высокие требования к



вычислительной мощности компьютера как в отношении оперативной памяти, так и в отношении затрат процессорного времени. Время решения одной задачи в данном случае на 8-ядерном сервере составило около 5 суток. Это снижает возможности значительных расчетных вариаций в модели.

## 2.5. Метод спектрального анализа вибровозмущающих сил

Периодически изменяющиеся вибровозмущающие силы создают периодическую вибрацию сердечника статора. Периодическая вибрация может быть представлена в виде ее спектра. Использование спектра удобно тем, что он раскладывает вибрацию на компоненты с разными свойствами, которые могут быть изучены по отдельности.

Далее при исследовании вибровозмущающих сил в сердечнике статора будем использовать метод спектрального анализа функций пространственных распределений этих сил. Такой анализ позволяет выявить наиболее значительные и опасные гармоники вибраций.

Математической основой спектрального анализа является быстрое дискретное преобразование Фурье (БДПФ), которое связывает дискретное число отсчетов  $N$ , выбранных из исходной непрерывной пространственной эпюры  $t(n)$ , с ее эквивалентным представлением в частотной области – частотным спектром  $T_N(k)$  [79,89].

Формула для БДПФ записывается следующим образом:

$$T_N(k) = \sum_{r=0}^{\frac{N}{2}-1} t(2r)W_{N/2}^{rk} + W_N^k \sum_{r=0}^{\frac{N}{2}-1} t(2r+1)W_{N/2}^{rk}, \quad k = 0, 1, \dots, N-1 \quad (2.23)$$

Где  $W_N^{kn} = e^{-j\frac{2\pi kn}{N}}$  - поворачивающий множитель.

Для спектрального анализа тензора магнитного натяжения, рассчитанного в комплексе FEMLAB, в диссертации была разработана методика и алгоритмы спектрального анализа в интегрированной вычислительной среде FEMLAB –

EXCEL – MATLAB. Разработанные алгоритмы универсальны и пригодны для анализа как пространственных, так и временных периодических функций.

На рис. 2.7 а) показана расчетная функция распределения тангенциальной составляющей тензора натяжения  $T_\tau$  вдоль длины расточки статора в активной зоне турбогенератора ТВВ–1000–2У3.

Эта периодическая функция имеет сложный характер с наличием существенных колебаний, обусловленных зубчатостью сердечника статора. На рис. 2.7 б) показаны результаты спектрального анализа рассматриваемой кривой.

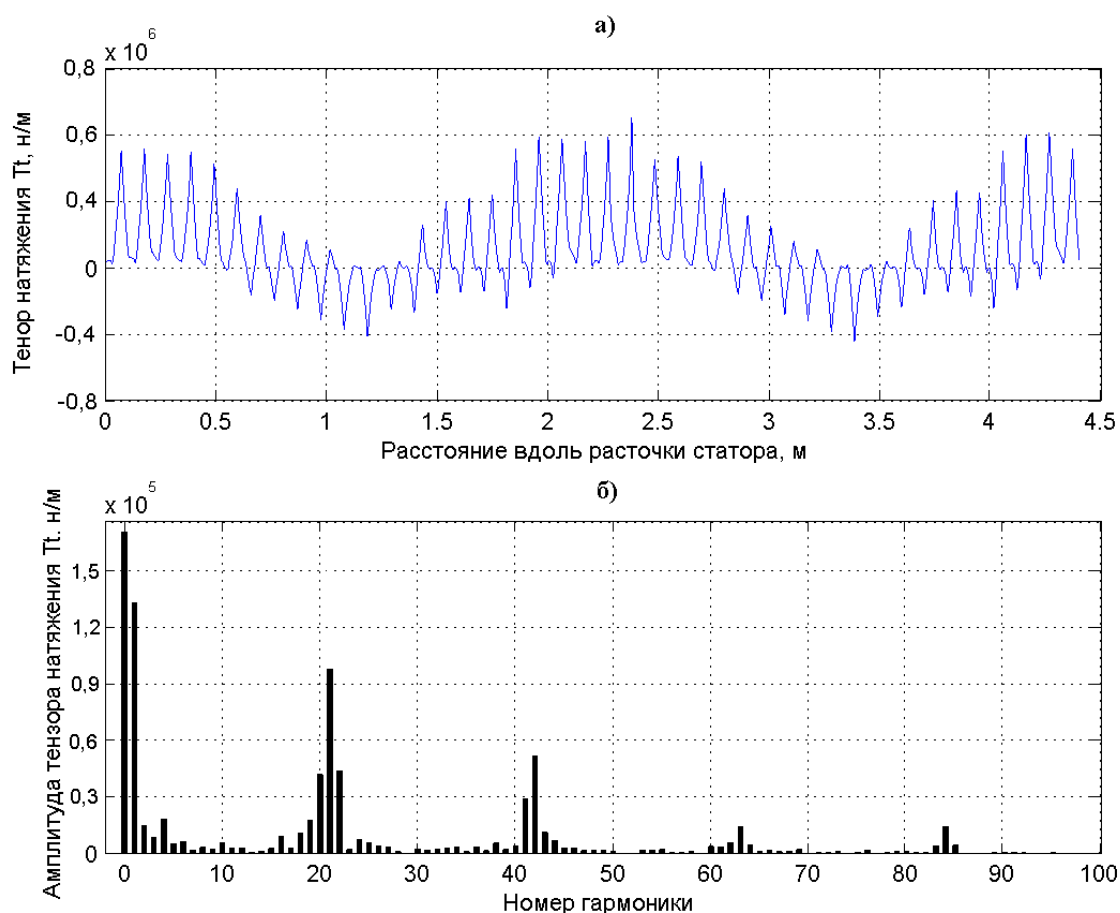


Рисунок 2.7. а) распределение тангенциальной составляющей тензора  $T_\tau$  вдоль расточки статора; б) спектр составляющей  $T_\tau$

Аналогичные кривые для нормальной составляющей тензора натяжения  $T_n$  показаны на рис. 2.8. а) и б). Тензор натяжения приведен к единице длины в аксиальном направлении, т.е. величины даны в размерности (н/м). Рассмотрение приведенных кривых сил позволяет сделать вывод, что в их спектрах присутствуют

значительные по величине постоянные составляющие, а также большие первые гармоники. Постоянные составляющие обуславливают постоянно действующие усилия, вызывающие деформацию статора.

Первые гармоники сил при вращении ротора с частотой 50 об/с возбуждают в статоре вибрации с частотой 100 Гц. Это хорошо видно из рис. 2.7 а) и 2.8 а), поскольку кривые сил на этих рисунках имеют два периода изменения на полной длине расточки статора.

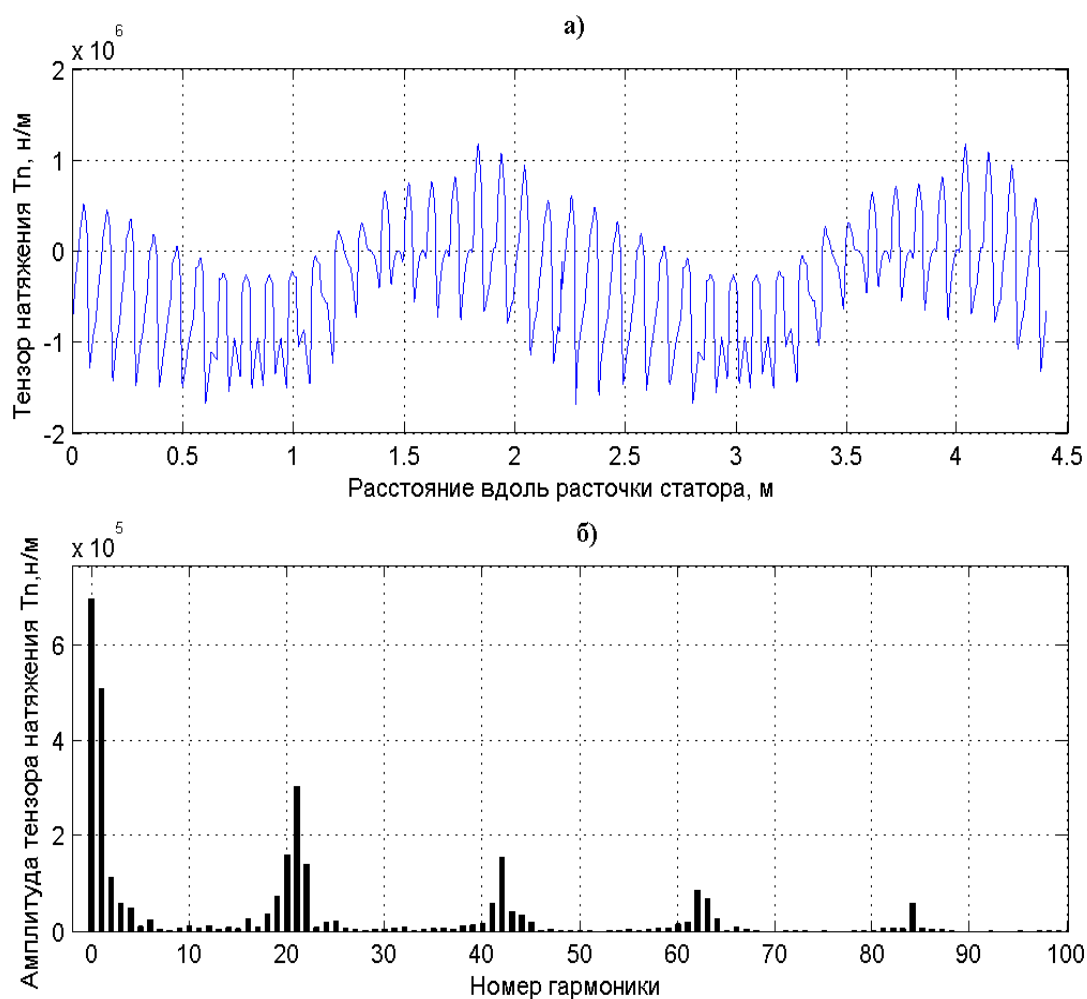


Рисунок 2.8. а) распределение нормальной составляющей тензора  $T_n$  вдоль расточки статора; б) спектральный анализ составляющей  $T_n$

Вместе с тем в приведенных спектрах составляющих  $T_r$  и  $T_n$  присутствует значительная по величине 21 гармоника и кратные ей гармоники с номерами 42, 63, 84. Как следует из Таблицы 2.1, сердечник статора ТВВ–1000–2У3 содержит 42 зубца. Поэтому указанные гармоники обусловлены зубчатой структурой сердечника

статора и вызывают в нем вибрации высокой частоты. Например, гармоника с номером 21 приводит к вибрациям в статоре с частотой 2,1 кГц, 42 гармоника дает 4,2 кГц и т.д. Наличие мощных зубцовых гармоник вибровозмущающих сил возбуждает интенсивный электромагнитный шум в ТГ и способствует разрушению шихтованной структуры сердечника.

С целью недопущения резонанса требуется специальная отстройка собственных частот элементов конструкции от частот зубцовых гармоник.

Электромагнитный момент турбогенератора ТВВ-1000-2У3, рассчитанный через тангенциальную составляющую тензора натяжения на поверхности статора, равен  $M = T_{\tau 0} \cdot 2\pi R_1 \cdot L_{1\varphi} \cdot R = 1,73 \cdot 10^5 \cdot 6 \cdot 6,2832 \cdot 0,7 \cdot 0,7 = 3,195$  (МН·м), что практически совпадает с величиной, рассчитанной через активную мощность турбогенератора  $M = P / 2\pi n = 1000 / 314,16 = 3,183$  (МН·м) и подтверждает адекватность расчетной методики.

Постоянная составляющая тензора  $T_{n0}$  оказывает на сердечник статора постоянное радиальное давление, равное 19 МН/м<sup>2</sup> (или 19 МПа). Динамическое давление с частотой 100 Гц равно 13,5 МПа, а шумовое давление частотой 2,1 кГц (по 21 гармонике) равно 7,6 МПа.

Метод спектрального анализа используется также в диссертации при обработке результатов экспериментальных измерений вибраций соединительных шин лобовых частей обмотки статора турбогенератора ТВВ-1000-2У3 (Глава 4).

## 2.6. Выводы по Главе 2

Проведенные во второй Главе диссертации исследования и разработки позволили сделать следующие выводы.

1. Разработано научно-методическое обеспечение в виде совокупности полевых математических моделей и методов анализа, необходимых для исследования повреждаемости важных элементов конструкции статора турбогенераторов, обусловленной осевой вибрацией в концевых зонах.

2. Показано, что наиболее эффективным методом расчета вибровозмущающих сил в сердечнике статора турбогенератора, обеспечивающим высокую

достоверность и экономию вычислительных ресурсов, является метод тензора магнитного натяжения, использованный при построении соответствующих математических моделей.

3. Для исследования радиальных и тангенциальных вибраций статора разработана математическая модель, основанная на анализе магнитного поля в поперечном сечении турбогенератора – в его активной зоне. Результаты численной реализации модели, полученные с помощью метода конечных элементов, используются не только для анализа уровня сил и вибраций, но также для задания граничных условий в построенной далее математической модели для исследования осевых вибраций сердечника статора в торцевой зоне турбогенератора.

4. Для исследования осевых вибраций сердечника статора разработана квазитрехмерная полевая математическая модель и методика расчетного определения аксиально направленных вибровозмущающих сил, действующих на крайние пакеты сердечника статора. Показано, что суммарная величина осевых вибровозмущающих сил обусловлена влиянием двух факторов – действием магнитных потоков рассеяния от лобовых частей обмоток статора и ротора, индуцирующих вихревые токи в листах крайних пакетов сердечника статора, и геометрической неоднородностью структуры магнитопровода в торцевых зонах турбогенератора. Также разработана трехмерная полевая модель, позволяющая строго учесть распределение магнитного поля в торцевой зоне с учетом сложной конфигурации лобовых частей обмоток статора и ротора.

### ГЛАВА 3

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВРЕЖДАЕМОСТИ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СЕРДЕЧНИКА СТАТОРА МЕТОДАМИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

### 3.1. Моделирование и исследование процесса усталостного разрушения стяжных призм сердечника статора

В настоящее время значительная часть генерирующего оборудования электростанций Украины выработала или приблизилась к выработке своего рабочего ресурса. Происходящие в оборудовании рабочие процессы приводят к медленному изменению его параметров и характеристик, накоплению повреждений и дефектов конструкций, что обуславливает постепенную деградацию оборудования и существенное снижение его эксплуатационной надежности. Это в значительной мере относится и к мощным турбогенераторам атомных электростанций. С учетом высоких требований к надежности функционирования оборудования АЭС необходимы обоснованные технические решения и рекомендации по продлению сроков их надежной эксплуатации.

Одной из проблем, возникающих в процессе длительной эксплуатации ТГ, является увеличение уровня вибрации сердечника статора, которая повреждает важные элементы его конструкции. Наибольшую опасность представляют осевые вибрации, которые не только негативно влияют на основные узлы торцевых зон ТГ (зубцы крайних пакетов сердечника, соединительные шины лобовых частей обмотки статора и др.), но даже разрушают стяжные призмы, что ведет к недопустимому нарушению монолитности сердечника статора. Известен ряд случаев, когда происходил полный разрыв стяжных призм, несмотря на то, что их диаметр изначально выбирался со значительным запасом для удержания больших усилий запрессовки сердечника статора. Выявление причин таких разрушений, анализ величин и характера сил электромагнитного происхождения, которые порождают осевую вибрацию, требует немедленного решения.

Природа возникновения вибровозмущающих электромагнитных сил обусловлена физическими явлениями, происходящими в торцевых зонах ТГ. Эти явления во многом связаны с действием магнитных потоков рассеяния от лобовых частей обмоток статора и ротора, которые индуцируют в листах крайних пакетов сердечника статора вихревые токи. Эти токи, а также неоднородность конструкции сердечника порождают в нем аксиально-направленные электромагнитные силы. Эти силы имеют знакопеременный характер и пульсируют с частотой 100 Гц. Далее выполним анализ величин вибровозмущающих осевых сил на примере ТГ типа ТВВ-1000-2УЗ, предназначенного для работы в составе энергоблока АЭС.

В настоящее время известны две гипотезы о механизме разрушения стяжных призм сердечника статора под действием осевых электромагнитных вибровозмущающих сил.

Одна из гипотез, изложенная в работах [34, 64], дает оценку величины сил на уровне, необходимом для разрушения призм при растяжении. Используемые при проектировании ТГ методики выбора диаметра призм основаны на предположении, что максимальные механические напряжения в сечениях призм с учетом их постоянных и переменных составляющих не должны превышать предела прочности материала, из которого они выполнены. При этом призма должна выдерживать теоретически неограниченное количество циклических деформирующих воздействий. Наблюдаемое на практике разрушение призм рассматривается в рамках этой гипотезы как подтверждение того факта, что реально действующие на призмы вибровозмущающие силы значительно превышают расчетные, что требует в первую очередь уточнения методик их расчета и адекватного выбора параметров призм. Основным недостатком такого подхода является трудность объяснения физической природы возникновения столь мощных осевых сил, способных “разорвать” призмы.

Вторая гипотеза основана на результатах теории усталости материалов при их многоцикловом нагружении. Проведенный в диссертации расчетно-теоретический анализ рассматриваемой проблемы и сопоставление полученных расчетных данных

математического моделирования с результатами наблюдений показал, что вторая гипотеза более точно объясняет явление разрушения призм.

### **3.1.1. Моделирование и исследование вибровозмущающих осевых сил в сердечнике статора турбогенератора ТВВ-1000-2У3 на двухмерной модели**

В данном подразделе приведены некоторые результаты исследования вибровозмущающих осевых сил в сердечнике статора турбогенератора ТВВ-1000-2У3 и рассчитаны интегральные осевые силы, воздействующие через сердечник на стяжные призмы статора. Эти результаты положены в основу выполненной в подразделе 3.1.2. оценки скорости деградации призм вследствие усталости металла при его многоцикловом нагружении. Численные исследования сил проводились с помощью разработанной в разделе 2.3 математической модели.

Проведенные исследования показали, что не только величина, но и характер распределения осевых сил существенно зависит от соотношения величин токов обмоток статора и ротора и угла  $\psi$  пространственного сдвига их НС, определяемого режимом работы ТГ. Так, на рис. 3.1 показано распределение тензора натяжения на поверхности крайних пакетов сердечника ТВВ-1000-2У3 (рисунок повернут на  $90^0$ ) в режиме КЗ при токе возбуждения, равном 2569 А (соответствует номинальной ЭДС обмотки статора на ХХ) и токе статора 10,7 кА (при ОКЗ = 0,4 для ТВВ-1000-2У3).

Как видно из рис. 3.1, вибровозмущающие силы в крайнем пакете сердечника, в основном, имеют аксиальное направление. Силы пульсируют с частотой 100 Гц и имеют знакопеременный характер. Поэтому показанное направление вектора силы выбрано условно. При этом на разных участках по высоте пакета (вдоль радиуса) в каждый момент времени силы имеют разное направление, что обусловлено различным взаимным влиянием потоков рассеяния лобовых частей обмоток статора и ротора на различных участках по высоте пакета.

В режиме КЗ силы приложены не только к внешней торцевой поверхности крайнего пакета, но и к его противоположной внутренней поверхности, обращенной



к вентиляционному каналу. Причем силы с двух сторон имеют противоположное направление.

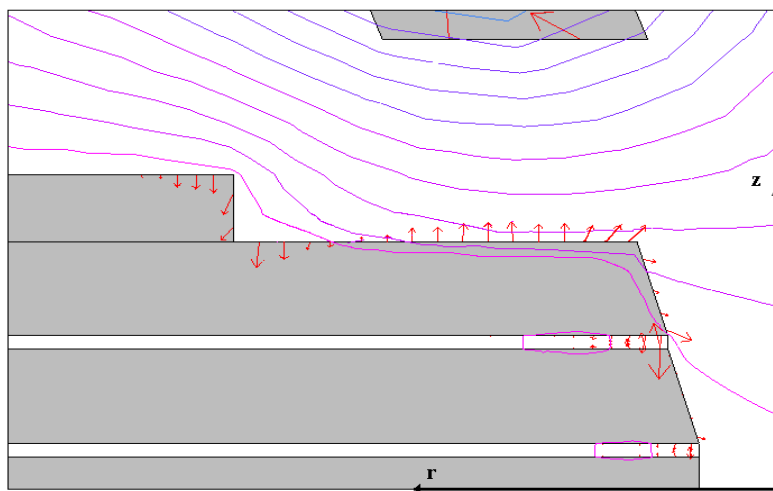


Рис. 3.1. Распределение тензора магнитного натяжения в зоне крайнего пакета при КЗ и токе возбуждения 2569 А

В режиме ХХ, когда ток статора равен нулю, распределение давления вдоль радиуса имеет монотонный характер – величина давления монотонно убывает от коронки зубцов до яра статора.

Это хорошо видно на рис. 3.2, на котором изображены кривые распределения электромагнитного давления (плотности сил), выраженного в кПа вдоль высоты крайнего пакета в режимах КЗ и ХХ. Величина давления в этих режимах достигает значения 25 ... 30 кПа.

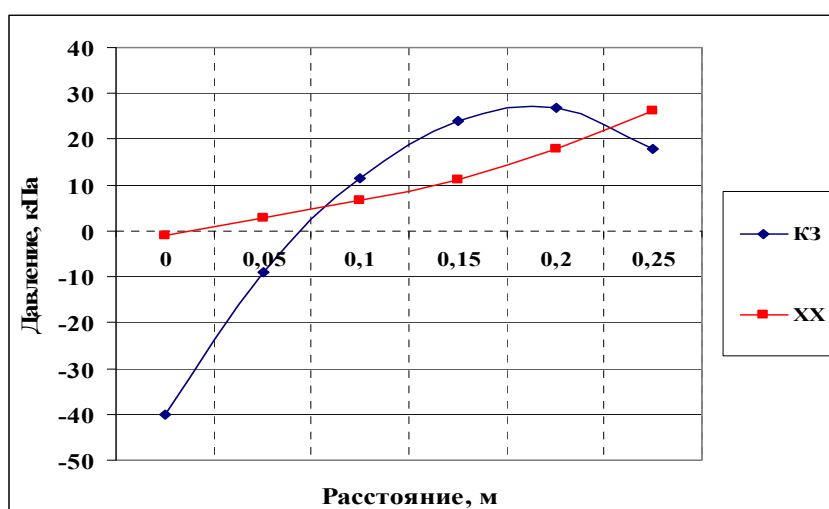


Рис. 3.2. Распределение электромагнитного давления вдоль поверхности крайнего пакета статора в режимах КЗ и ХХ

На рис. 3.3 изображено распределение тензора магнитного натяжения для рабочего (часто используемого) режима работы ТГ с  $\cos\varphi = 1,0$  (при токе возбуждения 6980 А, и номинальном токе статора 26,76 кА).

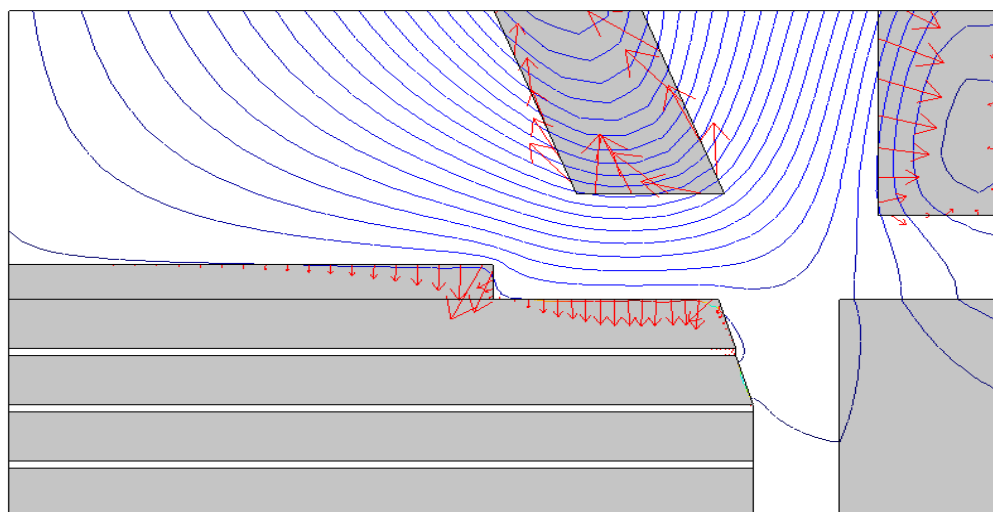


Рис. 3.3. Распределение тензора магнитного натяжения в зоне крайнего пакета статора в номинальном режиме (при токе возбуждения 6980 А и  $\cos\varphi=1,0$ )

На Рис. 3.4 для этого же режима показано распределение суммарной (по выражению 2.16) величины тензора натяжения (давления) вдоль контура торцевой зоны сердечника статора. Вдоль направления по радиусу выделено две зоны, одна из которых соответствует немагнитному нажимному фланцу, а вторая – ферромагнитному зубцу крайнего пакета сердечника.

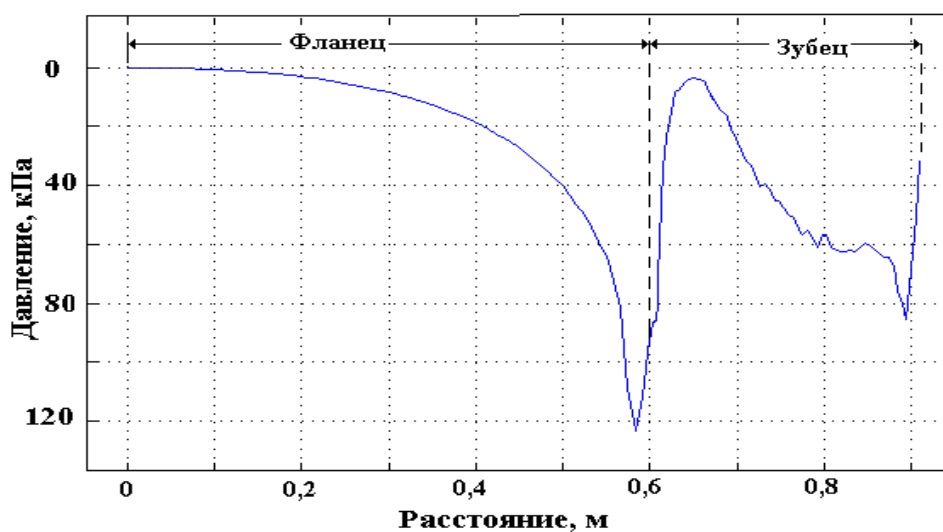


Рис. 3.4. Распределение тензора натяжения вдоль контура торцевой зоны сердечника статора

На рис. 3.5 изображена расчетная зависимость среднего давления на поверхности крайнего пакета сердечника статора от величины  $\cos \varphi$ .

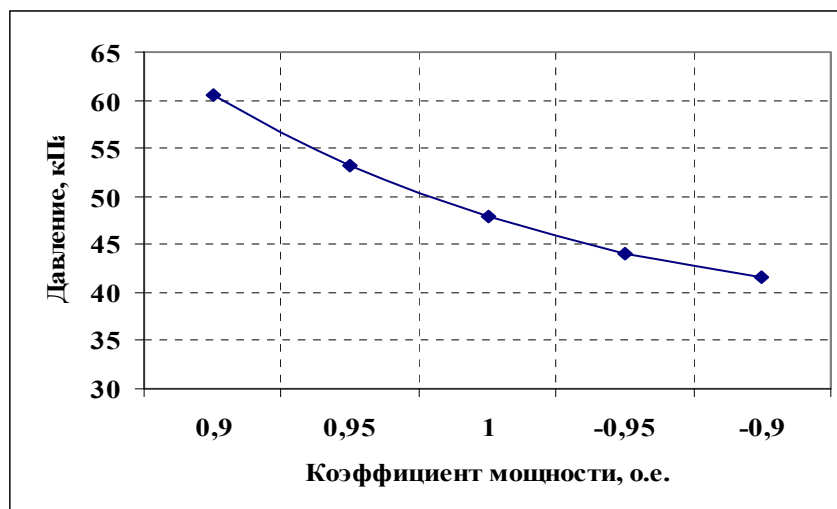


Рис. 3.5. Зависимость среднего осевого давления на крайнем пакете статора от  $\cos \varphi$

При каждом значении коэффициента мощности неизменной оставалась величина тока обмотки статора, т.е. изменялась активная мощность генератора. Соответственно текущему значению  $\cos \varphi$  изменялся ток в обмотке ротора и, в соответствии с формулой (2.19), изменялся угол пространственного сдвига НС статора и ротора.

Из рис. 3.5 видно, что с переходом турбогенератора в режимы работы с  $\cos \varphi = 1$  и при недовозбуждении наблюдается усиление уровня вибровозмущающих сил. Так, при переходе от  $\cos \varphi = -0,9$  (перевозбуждение) к режиму с  $\cos \varphi = 0,9$  (недовозбуждение) амплитуда вибровозмущающей силы возрастает на 35%. Этот результат согласуется с известными данными о повышенном уровне вихревых токов и повышенном нагреве крайних пакетов статора в режимах недовозбуждения [10, 18, 32, 61].

Результаты расчетных исследований показывают, что характер приложенных к крайнему пакету вибровозмущающих сил является весьма сложным, а с учетом пульсирующего действия сил они являются причиной ряда негативных явлений, таких, например, как “распушовка” шихтованного пакета, постепенное старение

материалов зубцов и их разрушение. Интенсивность и характер этих негативных проявлений зависят не только от конструкции пакета, но и от режимных факторов.

Интегральная осевая сила, действующая через сердечник на стяжные призмы статора в рабочем режиме с  $\cos\varphi = 1$ , определяется интегрированием эпюры на рис. 3.10 по всей торцевой поверхности крайних пакетов. Для данного режима работы ТГ интегрирование дает следующий результат:  $F_z = F_{z\sigma} + F_{zm} = 427,7$  кН (42,77 тонны) на два торца генератора. При этом составляющая  $F_{z\sigma} = 329$  кН (32,9 тонны), а составляющая  $F_{zm} = 98,7$  кН (9,87 тонны).

Поскольку по условиям работы объединенной энергетической системы (ОЭС) Украины турбогенератор ТВВ-1000-2У3 в рассматриваемом рабочем режиме при  $\cos\varphi = 1$  эксплуатируется довольно часто и продолжительно, то найденная осевая сила длительно воздействует на сердечник и поэтому используется далее для сравнительной оценки с величинами сил, необходимыми для усталостного разрушения призм в результате их многоциклового нагружения.

### **3.1.2. Моделирование и исследование вибровозмущающих осевых сил в сердечнике статора турбогенератора ТВВ-1000-2У3 на трехмерной модели**

Квазитрехмерная математическая модель, основанная на двух двухмерных математических моделях в поперечном и продольном сечениях ТГ, не позволяет в полной мере учесть сложную конфигурацию лобовых частей обмоток статора и ротора и влияние вихревых токов в конструктивных элементах, выполненных из электропроводного материала. В частности, кроме рассчитанных выше сил, приложенным в основном к крайним пакетам статора, существуют составляющие сил, которые приложены и к другим конструктивным элементам – нажимной плите, экрану, нажимным пальцам. Неучёт этих составляющих сил ведет к заметной расчетной погрешности. Преодолеть указанную погрешность можно только при помощи трехмерного моделирования поля торцевой зоны ТГ.

На рис. 3.6 с помощью изолиний представлено распределение магнитной индукции в торцевой части ТГ в статическом режиме. Как видно, магнитное поле

тех участков лобовых частей обмотки, которые находятся ближе к крайнему пакету статора (примерно половина длины вылета лобовой части), ответвляется в крайний пакет.

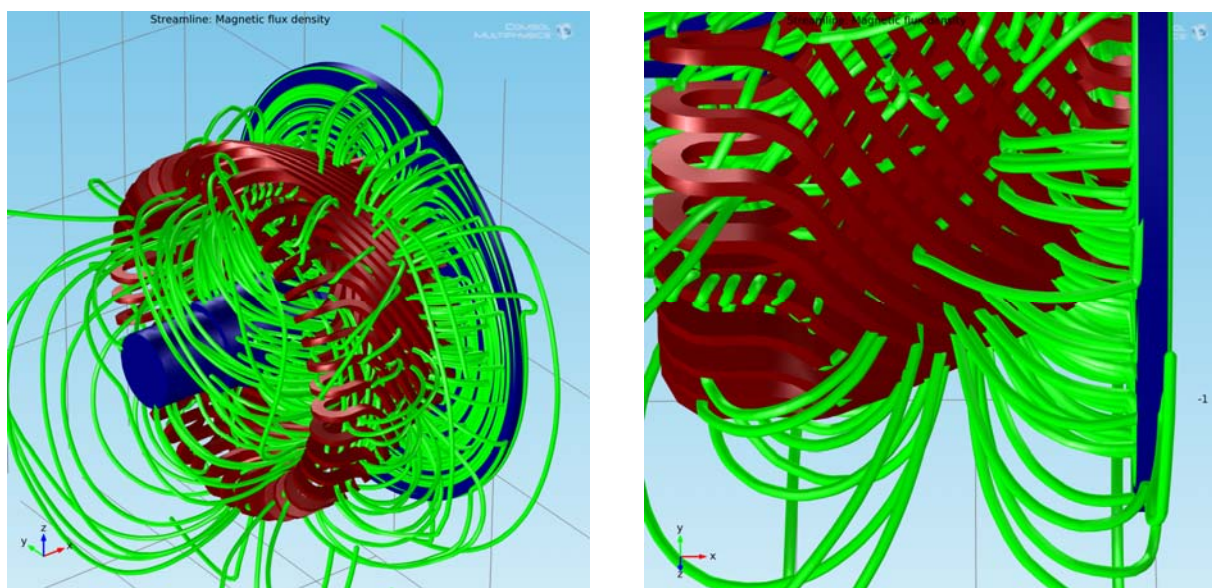
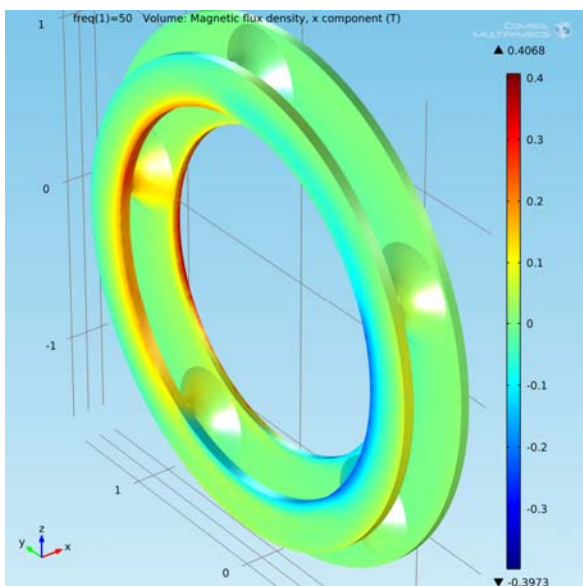
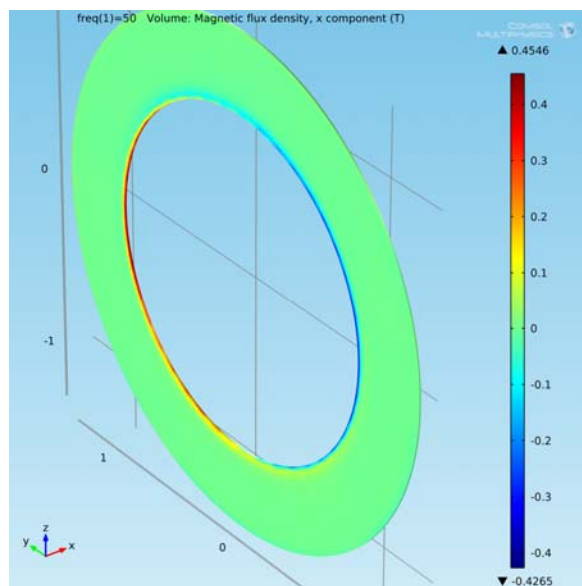
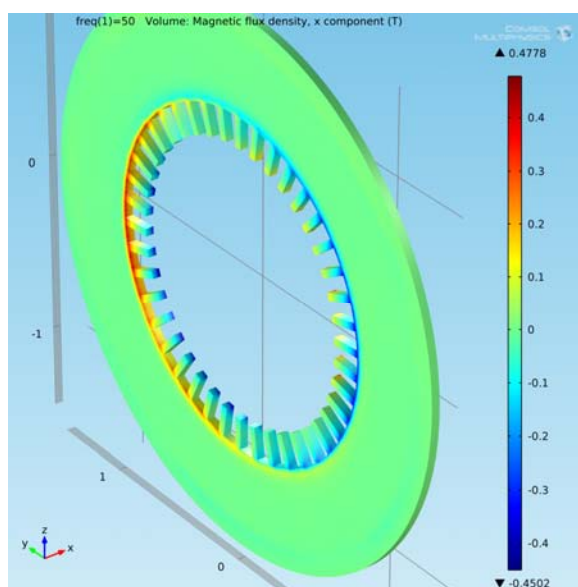


Рис.3.6. Распределение магнитной индукции в торцевой части ТГ

Моделирование вихревых токов и вибровозмущающих сил в элементах торцевой зоны проводилось в квазистатическом режиме. Поскольку нажимная плита, экран и нажимные пальцы являются цельными и неподвижны в пространстве, все три составляющие магнитной индукции ( $B_x$ ,  $B_y$ ,  $B_z$ ) создают соответствующие составляющие вихревого тока. В тоже время пакеты сердечника статора являются шихтованными, и вихревой ток создается в них лишь аксиальной ( $B_x$ ) составляющей индукции.

На рис. 3.7 - 3.9 представлено распределение составляющей магнитной индукции  $B_x$  в нажимной плите, экране и нажимных пальцах. Видно, что как в нажимной плите, так и в экране под воздействием вихревых токов магнитное поле вытесняется ближе к внутренней поверхности элементов. Максимальная величина индукции  $B_x$  в нажимной плите составляет 0,4 Тл, в экране – 0,45 Тл, в нажимных пальцах – 0,48 Тл.

Рис.3.7. Распределение  $B_x$  в нажимной плитеРис. 3.8. Распределение  $B_x$  в экранеРис. 3.9. Распределение  $B_x$  в нажимных пальцах

На рис. 3.10 - 3.12 представлено распределение модуля вектора плотности тока (закраска) и направления силы (стрелками) в элементах торцевой зоны ТГ. Наибольшие значения плотности тока сосредоточены в зоне с наибольшей индукцией, которая, в свою очередь, расположена ближе к проводникам лобовых частей обмотки статора. Максимальное значение плотности тока находится в медном экране, который имеет наивысшую электропроводность, а минимальное – в нажимной плите, которая имеет наименьшую электропроводность.

На рисунках видны пять затемненных участков с более низкой плотностью токов. Это является результатом экранирующего действия опор нажимной плиты.

Причем это действие проявляется не только в экране, примыкающего к плите, но и распространяется вглубь крайнего пакета сердечника статора.

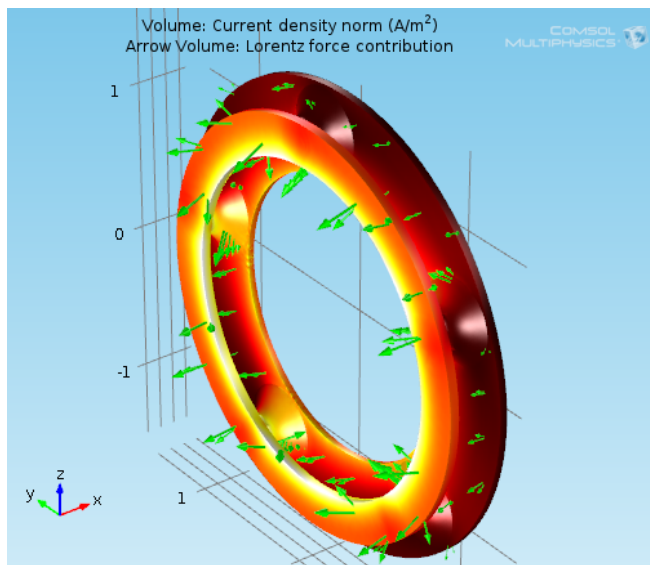


Рис.3.10. Плотность тока и сила в нажимной плите

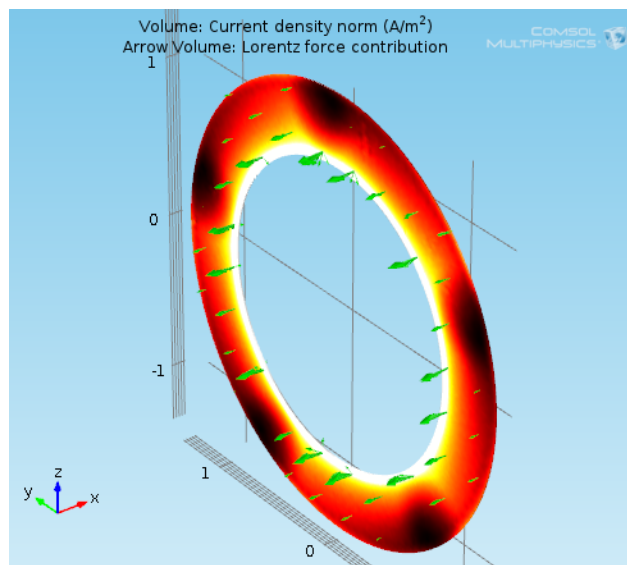


Рис.3.11. Плотность тока и сила в экране

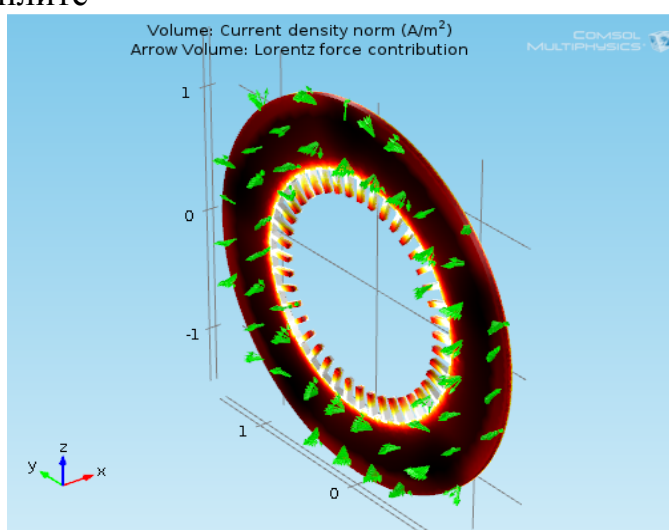


Рис.3.12. Плотность тока и сила в нажимных пальцах

На рисунках показано мгновенное распределение и направление сил. В действительности их распределение и пространственное положение меняется циклически с частотой 100Гц.

Программный пакет COMSOL Multiphysics позволяет найти интегральные значения составляющих электромагнитной силы, приложенных к каждому рассматриваемому элементу торцевой зоны, путем интегрирование плотности силы

– тензора магнитного натяжения, по поверхности элементов. При этом наибольший интерес представляет осевая составляющая силы, поскольку именно она вызывает осевые вибрации, обуславливающие разрушение стяжных призм.

В таблице 3.1 приведены рассчитанные значения осевой составляющей силы, приложенной к рассматриваемым элементам торцевой зоны. При этом использовано значение осевой силы, действующей на пакеты сердечника статора, которая была рассчитана в разделе 3.1.1. Это обусловлено тем, что в трехмерной модели для снижения вычислительных затрат сердечник статора моделируется только одним крайним пакетом, который к тому же рассматривается не как шихтованный, а как массивный электропроводный. Поэтому более точные результаты по расчету осевых сил на сердечник статора дает квазитрехмерная модель, в которой учтены 8 крайних пакетов статора (рис.2.3).

Таблица 3.1

Элемент торцевой зоны	$F_x$ , Н	$F_x$ , тонн
Сердечник статора	213850	21,799
Нажимная плита	38514	3,926
Экран	16193	1,651
Нажимные пальцы	2225	0,227
СУММА (на одну сторону)	270782	27,602
<b>СУММА (на обе стороны)</b>	<b>541564</b>	<b>55,205</b>

Таким образом, суммарная расчетная величина осевой электромагнитной силы, действующей на **все** элементы торцевых частей ТГ по обе стороны сердечника статора, составляет **55,2** тонны, что достаточно для возникновения усталостного разрушения стяжных призм сердечника статора.



### 3.1.3. Анализ причин разрушения стяжных призм сердечника статора турбогенератора

Из теории разрушения материалов известно, что разрушение конструкционных материалов под воздействием переменных нагрузок происходит вследствие усталости – процесса медленного накопления повреждений, образовании усталостных трещин, их развития и разрушения [41, 93]. Схематично различные периоды усталостного процесса можно представить обобщенной диаграммой усталостного разрушения (Рис.3.13). По оси абсцисс в логарифмическом масштабе отложено число циклов силового воздействия на материал, а по оси ординат – механические напряжения. Обозначено:  $\sigma_a$  – амплитуда приложенных к образцу циклических напряжений;  $\sigma_R$  – предел выносливости – максимальное напряжение, при котором материал способен сопротивляться, не разрушаясь при любом произвольно большом числе циклов нагружения.

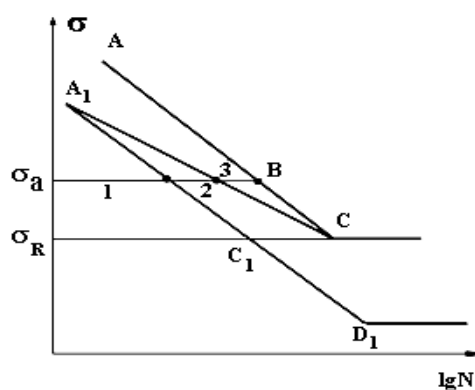


Рис. 3.13. Обобщенная диаграмма усталостного разрушения

Линия АС соответствует разрушению образца и представляет кривую усталости (линию Веллера), линия А1С соответствует образованию микротрещин (линия Френча), линия А1С1Д1 соответствует образованию субмикротрещин.

Условно процесс усталостного разрушения материала можно представить состоящим из трех стадий:

1. Инкубационная стадия – происходит накопление усталостных повреждений, связанных с перемещением дислокаций, их концентрацией около препятствий и образованием пор.

2. Стадия образования субмикротрещин – появляются субмикротрещины в результате разрыхления кристаллической решетки.

3. Стадия разрушения – происходит образование микротрещин, их развитие и окончательное разрушения образца.

Для описания обобщенных диаграмм усталостного разрушения предложено большое количество аналитических выражений. На базе статистической обработки экспериментальных данных Вейбуллом [16] было получено уравнение

$$(\sigma_a - \sigma_R)^m N = c, \quad (3.1)$$

где  $m$  и  $c$  – коэффициенты, характеризующие свойства материала;  $N = N_{3T} + N_{PT}$  – число циклов нагружения образца до его разрушения;  $N_{3T}$  – число циклов до зарождения трещины,  $N_{PT}$  – число циклов, при котором происходит дальнейший рост трещины и разрушение образца.

Величина  $N$  характеризует допустимую длительность эксплуатации изделия, подверженного циклическим нагрузкам. Например, при частоте воздействия 100 Гц за год эксплуатации изделия при условии его непрерывной работы совершается  $3,153 \cdot 10^9$  циклов, за 10 лет – соответственно  $3,153 \cdot 10^{10}$  циклов.

Опыт эксплуатации мощных ТГ показал, что разрушение призм происходит не на начальной стадии эксплуатации ТГ, а после достаточно длительного периода его работы. В основу дальнейшего анализа положим экспериментально установленный факт, что разрушение призм статора ТГ начинается после 10...20 лет его эксплуатации. Исходя из указанной длительности безаварийной работы призм, найдем реальный уровень приложенных к призме циклических механических нагрузок. Это позволит обосновать величины вибровозмущающих сил электромагнитного происхождения, действующих на сердечник статора и через него – на стяжные призмы. Для этого найдем взаимосвязь между предельно допустимым числом циклов нагружения  $N$  стяжной призмы и величиной механического напряжения.

Для аналитического описания положения линии Френча на диаграмме усталостного разрушения воспользуемся полученным в работе [109] уравнением, выражающим количество циклов до зарождения трещины  $N_{3T}$ :

$$N_{3T} = N_{PT} \left( \frac{\sigma_R - \sigma_n}{\sigma_a - \sigma_n} \right)^{2/m} \left/ 1 - \left( \frac{\sigma_R - \sigma_n}{\sigma_a - \sigma_n} \right)^{2/m} \right. \quad (3.2)$$

где  $\sigma_n$  – уровень напряжений, при превышении которого в материал вносятся повреждения (соответствует инкубационной стадии).

При сборке статора в стяжных призмах создается предварительное растягивающее усилие, необходимое для удержания сердечника в спрессованном состоянии. Это статическое напряжение имеет значительную величину и вследствие ряда технологических причин распределено по всем призмам крайне неравномерно. Так, в рассматриваемом ТВВ-1000-2У3 механические напряжения в призмах при заводской запрессовке сердечника статора находятся в диапазоне (60 ... 200) МПа, причем, как показали тензометрические измерения, со временем (через год) напряжения уменьшаются до (30 ... 120) МПа. В результате наложения статических и циклических составляющих механических напряжений формируется асимметрия цикла нагружения, влияющая на усталостные характеристики призмы. Асимметрия цикла нагружения характеризуется коэффициентом асимметрии цикла:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a}, \quad (3.3)$$

где  $\sigma_m$  и  $\sigma_a$  – статические и циклические составляющие напряжений. При симметричном цикле нагружения, при котором амплитуды напряжений разного знака одинаковы по величине ( $\sigma_m = 0$ ), имеем  $R = -1$ , если  $\sigma_a = \sigma_m$ , то  $R = 0$ .

На основе анализа результатов многочисленных исследований Р.Б. Хейвуд [108] предложил зависимость для определения предельной амплитуды переменных напряжений при симметричном цикле нагружения:

$$\sigma_{an} = \xi \sigma_{\sigma} \frac{25 + d}{25 + 3d}, \quad (3.4)$$

где  $\xi$  – коэффициент, зависящий от свойств материала (для стали с пределом прочности  $\sigma_{\sigma} \leq 1100$  МПа,  $\xi = 0,15$ );  $\sigma_{\sigma}$  – предел прочности;  $d$  – диаметр призмы.

Для учета статической составляющей напряжения при циклическом нагружении воспользуемся диаграммой предельных амплитуд напряжений – диаграммой Гудмана [122], которая строится в координатах  $\sigma_a$  и  $\sigma_m$  (рис.3.14).

Из диаграммы Гудмана следует, что при  $\sigma_m > 0$  величина  $\sigma_a$  уменьшается (точка В), т.е. усталостное разрушение призмы начинает происходить при меньших циклических составляющих напряжений. Далее найденное по диаграмме Гудмана предельное циклическое напряжение для заданного значения  $\sigma_m$  обозначается как  $\Delta \sigma_a$ .

Например, при начальном статическом напряжении запрессовки  $\sigma_m = 100$  МПа предельно допустимая циклическая составляющая уменьшается с  $\sigma_{an} = 31$  МПа до  $\Delta \sigma_a = 25$  МПа. Найденное значение используется в выражении (3.2) (вместо  $\sigma_n$ ) при определении длительности периода зарождения трещины. Следует подчеркнуть, что в общем количестве циклов нагружения материала до его разрушения  $N$  величина  $N_{3T}$  составляет, как правило, не менее 90 %.

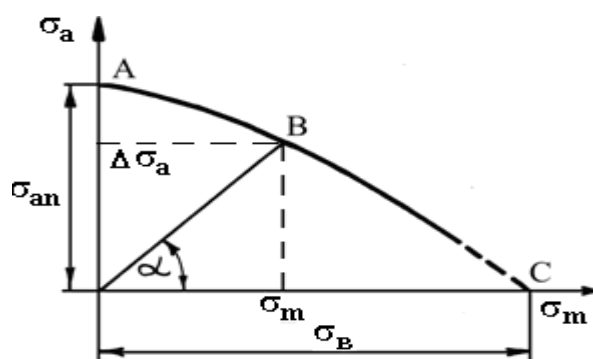


Рис. 3.14. Диаграмма предельных амплитуд напряжений (диаграмма Гудмана)

Для расчета количества циклов нагружения материала  $N_{PT}$ , характеризующего длительность периода роста трещины, необходимо использовать методы линейной механики разрушения. Для оценки величины  $N_{PT}$  используется следующее интегральное выражение:

$$N_{PT} = \int_{l_0}^{l_k} \frac{dl}{C(\Delta K)^n}. \quad (3.5)$$

Входящие в выражение (3.5) параметры определяются следующим образом. Величина  $\Delta K$  характеризует размах коэффициента интенсивности напряжения в вершине трещины, происходящее в цикле нагружения. Это значение для сплошного круглого стержня с концентратором, с полуэллиптической поверхностной трещиной, под действием равномерной растягивающей нагрузки согласно работе [95] определяется следующим образом:

$$\Delta K = \Delta \sigma \sqrt{\pi l} \cdot Y(l/r), \quad (3.6)$$

где  $l$  – размер трещины по ее глубине;  $\Delta \sigma$  – размах растягивающего напряжения в цикле нагружения;  $Y(l/r)$  – значение геометрического фактора для данного стержня и вида нагружения, которое согласно [95] меняется в диапазоне 0,6 ... 0,9. В расчетах принимаем усредненное значение равное 0,7.

Начальное значение длины трещиноподобного дефекта  $l_0$ , от которого начинает развиваться трещина, определяется из соотношения

$$l_0 = \frac{1}{\pi} \left( \frac{(\Delta K_{th})_R}{\Delta \sigma_R} \right)^2 \frac{1}{Y^2}, \quad (3.7)$$

где  $(\Delta K_{th})_R$  – пороговое значение коэффициента интенсивности напряжений определяется по формуле

$$(\Delta K_{th})_R = (\Delta K_{th})_0 (1 - R). \quad (3.8)$$

При значениях коэффициента интенсивности напряжений ниже  $(\Delta K_{th})_R$  рост трещины не происходит.

В Таблице 3.2 приведены механические свойства материала, из которого выполнена призма, близкие к стали Ст. 45. Предельная (конечная) длина трещины  $l_k$

определяется эмпирически по результатам обследования усталостного излома разрушенной призмы. Было установлено, что трещина распространялась до длины, равной 0,7 диаметра призмы. Для данной призмы это составляет  $l_k = 47$  мм. При диаметре призмы, равном 64 мм, расчет по формуле (3.4) дает  $\sigma_{ап} = 31$  МПа. Если реально прикладываемое напряжение  $\sigma_a < \sigma_{ап}$ , то усталостное разрушение призмы не происходит.

В Таблице 3.3 приведены результаты расчетов общего количества циклов нагружения материала до его разрушения (суммарная долговечность) при различных статических  $\sigma_m$  и циклических  $\sigma_a$  составляющих напряжений. Для каждого заданного  $\sigma_m$  величина  $\sigma_a$  должна превышать граничное напряжение  $\Delta\sigma_a$ , при котором начинается усталостное разрушение. Полученные расчетные результаты позволяют определить время эксплуатации ТГ до разрушения призмы. Например, если  $\sigma_m = 200$  МПа и  $\sigma_a = 20$  МПа, то разрушение призмы из-за усталости произойдет через 3,95.1010 циклов или 12,5 лет непрерывной работы. Соответственно при  $\sigma_m = 100$  МПа и  $\sigma_a = 26$  МПа разрушение призмы произойдет через 3,32.1010 циклов или 10,5 лет. Полученные данные об уровне напряжений в призме, а также экспериментально установленные факты о разрушении призм статора ТГ после 10 ... 20 лет его эксплуатации позволяют оценить интегральную величину осевых вибровозмущающих электромагнитных сил, продолжительно воздействующих на сердечник статора. При этих оценках необходимо учесть существенную неравномерность распределения нагрузки между отдельными призмами. Эта неравномерность обусловлена рядом факторов: расположением призм в статоре (в нижней или верхней его части), особенностями технологии запрессовки сердечника, различием температур призм и др. Как показали специальные исследования, проведенные в ГП “Завод Электротяжмаш” (г. Харьков), коэффициент неравномерности распределения нагрузок между отдельными призмами в мощных ТГ достигает значения 2,6 ... 3, причем только около 25...30% призм работают с напряжениями, превышающими граничное напряжение, при котором начинается их усталостное разрушение.

Таблица 3.2

$\sigma_B$ МПа	$\sigma_{0,2}$ МПа	$\sigma_R$ МПа	n	C	$(\Delta K_{th})_0$ МПа $\sqrt{м}$	m
516	223	125	4,8	$1,2 \cdot 10^{-13}$	8,1	10

Таблица 3.3

$\sigma_m$ , МПа	$\sigma_{an}$ , МПа	$\Delta\sigma_a$ МПа	$\Delta K_{th}$	R	$l_0$ , м	$\sigma_a$ , МПа	$N_{PT}$ , цикл	$N_{ЗТ}$ , цикл	Суммарная долговечн ость N, цикл
50	31	28	5,83	0,282	0,0138	35	$3,23 \cdot 10^7$	$3,82 \cdot 10^8$	$4,14 \cdot 10^8$
						32	$4,97 \cdot 10^7$	$9,6 \cdot 10^8$	$1,1 \cdot 10^9$
						30	$6,77 \cdot 10^7$	$2,53 \cdot 10^9$	$2,6 \cdot 10^9$
						29	$7,96 \cdot 10^7$	$4,9 \cdot 10^9$	$4,97 \cdot 10^9$
100	31	25	3,2	0,6	0,0052	30	$2,56 \cdot 10^8$	$3,67 \cdot 10^9$	$3,93 \cdot 10^9$
						28	$3,57 \cdot 10^8$	$8,14 \cdot 10^9$	$8,5 \cdot 10^9$
						26	$5,1 \cdot 10^8$	$3,27 \cdot 10^{10}$	$3,32 \cdot 10^{10}$
200	31	19	3,2	0,826	0,00903	35	$5,38 \cdot 10^7$	$2,46 \cdot 10^8$	$3,0 \cdot 10^8$
						30	$1,37 \cdot 10^8$	$8,23 \cdot 10^8$	$9,6 \cdot 10^8$
						28	$1,57 \cdot 10^8$	$1,09 \cdot 10^9$	$1,25 \cdot 10^9$
						26	$2,24 \cdot 10^8$	$1,9 \cdot 10^9$	$2,13 \cdot 10^9$
						24	$3,29 \cdot 10^8$	$3,73 \cdot 10^9$	$4,06 \cdot 10^9$
						22	$5,0 \cdot 10^8$	$8,95 \cdot 10^9$	$9,45 \cdot 10^9$
						20	$7,9 \cdot 10^8$	$3,87 \cdot 10^{10}$	$3,95 \cdot 10^{10}$

На рис. 3.15. изображена диаграмма неравномерности распределения нагрузок между отдельными призмами, полученная экспериментально на ГП “Завод Электротяжмаш” для турбогенератора ТГВ-320-2П. Всего сердечник стянута 30 призмами, из которых только призмы № 7 – 10 и № 22 – 25 работают с напряжениями, при которых начинается их усталостное разрушение. Эти данные являются характерными и для мощных ТГ других типов.

С учетом этих данных суммарная амплитуда действующих на статор ТВВ-1000-2У3 осевых вибровозмущающих сил, вызывающих усталостное повреждение призм через 12,5 лет непрерывной работы (при  $\sigma_m = 200$  МПа и  $\sigma_a = 20$  МПа), может быть оценена в 514 кН (~ 51,4 тонны).

Эти силы формируются в крайних пакетах торцевых зон сердечника статора и передаются наиболее нагруженным стяжным призмам. С учетом соотношения площадей призм и поверхностей крайних пакетов (на две стороны ТГ) оценка среднего давления вибровозмущающих сил на поверхности крайних пакетов дает значение 57,8 МПа.

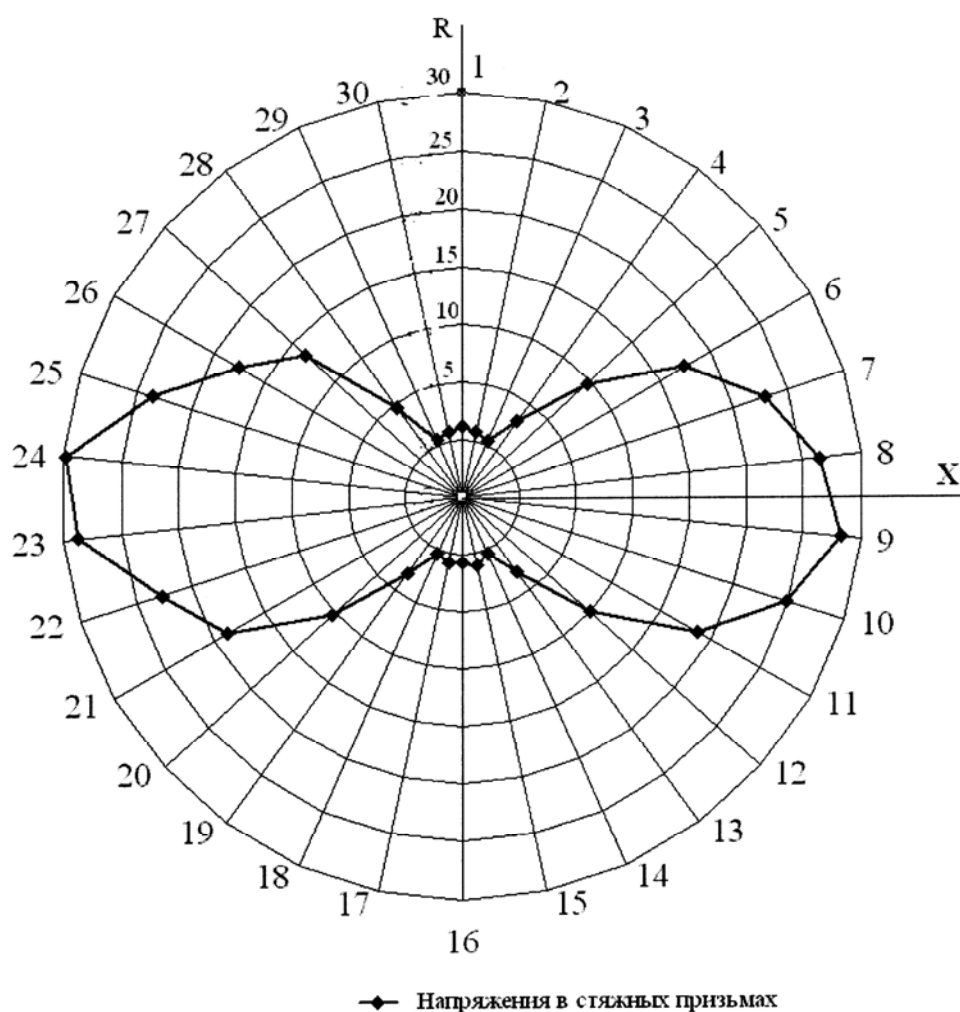


Рис. 3.15. Диаграмма неравномерности распределения нагрузок между отдельными призмами



Полученные результаты показывают, что разрушение призм происходит при воздействии на них электромагнитных сил, значительно меньших по величине, чем силы по первой гипотезе, изложенной в (33, 63).

Сравнение найденного значения 54,42 тонны (п. 3.1.2) со значением 51,4 тонны, рассчитанным по условиям усталостного разрушения призм в результате их многоциклового нагружения, демонстрирует хорошее совпадение расчетных результатов. Неоднозначность выбора количества лет непрерывной работы ТГ до разрушения призм может давать более существенное различие расчетных результатов, которое может быть объяснено влиянием следующих причин.

В реальной конструкции ТГ действует сложное сочетание различных факторов, влияющих на усталостную прочность призм, которые практически не поддаются строгому анализу. Например, в приведенных выше расчётных формулах используются стандартные значения характеристик материалов, определяющих прочностные свойства выбранного материала призм. Эти параметры получены на опытных образцах в лабораторных условиях, при которых невозможно учесть поведение той или иной конструктивной детали, изготовленной из данного материала, в реальном сложном изделии, каким является турбогенератор. При этом разрыв призм обычно происходит по резьбе из-за того, что витки резьбового соединения являются сильнейшими концентраторами локальных напряжений. Эти концентрации напряжений особенно для резьбовых соединений большого диаметра уменьшают предел выносливости материала на (20...30) %.

Кроме того, выполненные оценки не учитывают изменения температуры призм и возникающих при этом термомеханических напряжений. В частности, необходимо учитывать малоцикловую усталость материала, связанную с изменением температуры при остановках и запусках ТГ, число которых за период эксплуатации ТГ велико. Следует также указать на дополнительный нагрев призм индуцированными в них токами. Так, совокупность призм статора совместно с нажимными фланцами образуют своеобразную клетку, конструктивно напоминающую короткозамкнутую обмотку ротора асинхронного двигателя. В такой «клетке» полями рассеяния индуцируются токи, вызывающие нагрев призм и

их температурную деформацию. Как показали исследования, температура призм увеличивается примерно на 30...40 °С. Вышеописанные факторы дополнительно снижают долговечность эксплуатации призм и уменьшают минимально возможные амплитуды вибровозмущающих сил электромагнитного происхождения, обуславливающих усталостное разрушение призм.

Полученные выше результаты в достаточной мере раскрывают тенденции поведения стержневых призм под воздействием осевых знакопеременных сил в процессе длительной эксплуатации ТГ.

Таким образом, в диссертации доказана гипотеза, объясняющая реальный механизм и причины разрушения стержневых призм сердечника статора ТГ. Показано, что разрушение происходит в результате накопления усталостных повреждений в материале призм, которые вызываются многоцикловым нагружением аксиально направленными вибрационными электромагнитными силами, возникающими в торцевых зонах и воздействующими на крайние пакеты сердечника статора.

### **3.2. Моделирование процесса усталостного разрушения зубцов крайних пакетов сердечника статора**

В процессе эксплуатации мощных турбогенераторов неоднократно фиксировались факты разрушения зубцов крайних пакетов сердечника статора после продолжительного периода их работы. Были установлены случаи “распушения” (расслоения) шихтованных пакетов, полученных склеиванием тонких листов стали. Наблюдались обломы коронок зубцов, что в итоге приводило к повреждению изоляции расположенной в пазах статора обмотки и ее короткому замыканию. При этом в ряде случаев поврежденные зубцы располагались не в крайних пакетах статора, а в рядом расположенных пакетах. На рис. 3.16 изображены фрагменты поврежденных зубцов крайних пакетов сердечника статора ТВВ-1000-2У3.

Ранее проводившийся анализ причин повреждений зубцов не смог дать однозначного объяснения наблюдаемому явлению [9, 22, 45, 60]. В данном разделе

предложена расчетная модель, позволяющая объяснить явление разрушения зубцов, обусловленными вибрациями ТГ.

Известно, что с целью уменьшения вихревых токов и потерь в крайних пакетах сердечника статора зубцы выполняются разной высоты. Другими словами, ряд примыкающих к торцу сердечника пакетов выполняется с различной высотой зубцов, причем, чем ближе расположен пакет к торцу, тем меньше высота его зубца. Например, в ТВВ-1000-2У3 высота зубцов статора изменяется от 222 мм (пакеты в центральной активной зоне) до 50 мм (на торце статора).

Рассмотрим следующую модель зубца. Представим зубец в виде призматического стержня, один из концов которого жестко присоединен к ярму, а второй может свободно перемещаться. Под действием описанных в предыдущем разделе осевых вибраций сердечника статора, закрепленный конец зубца вибрирует вместе с ярмом, в результате чего зубец совершает поперечные упругие колебания.

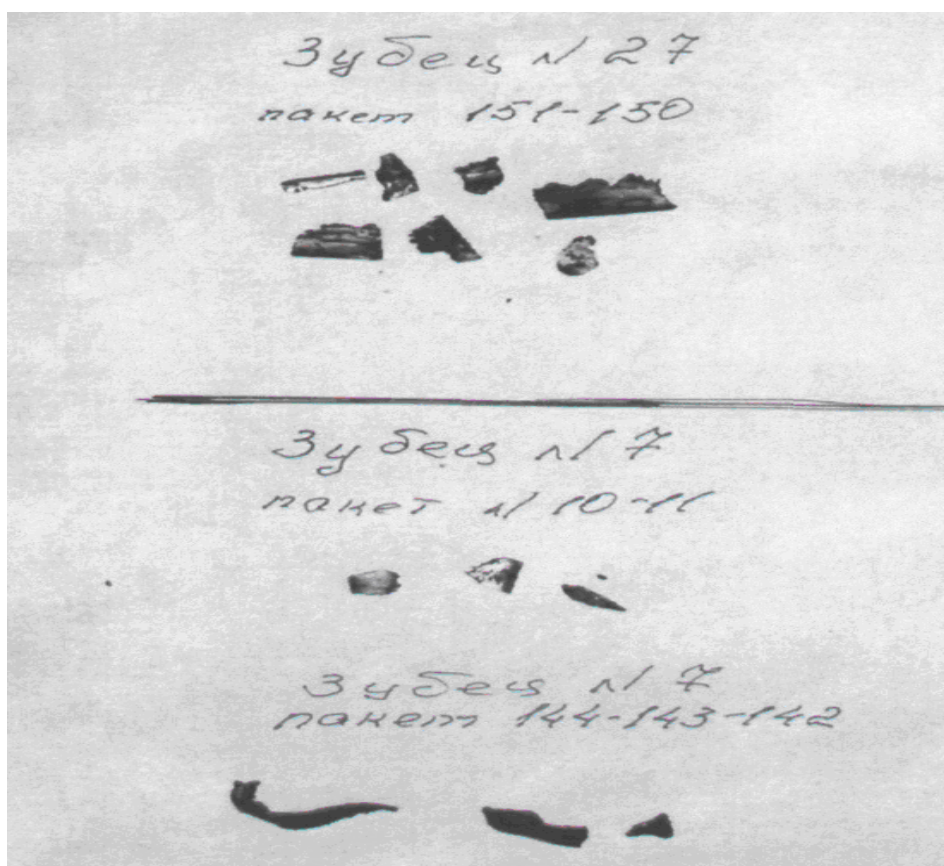


Рис. 3.16. Фотография поврежденных зубцов крайних пакетов сердечника статора ТВВ-1000-2У3 (энергоблок №3 ЮУАЭС)

Уравнение, описывающего поперечные колебания призматического стержня с одним жестко закрепленным концом, согласно с [101], имеет следующий вид:

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} \cdot dx = -\rho F \cdot dx \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}, \quad (3.9)$$

где  $EI$  - жесткость стержня при изгибе;  $\rho$  - плотность материала;  $F$  - площадь поперечного сечения.

С учетом граничных условий при решении дифференциального уравнения четвертого порядка (3.9) получим конечное частотное уравнение

$$\cos kl \cdot chkl = -1. \quad (3.10)$$

Последовательный ряд корней этого уравнения равен:

$$k_1 l = 1,875; k_2 l = 4,694; k_3 l = 7,855; k_4 l = 10,996; k_5 l = 14,137,$$

где  $k_i l$  обозначает форму колебаний, приближенное значение которой можно

определить по формуле  $k_i l \approx \left(i - \frac{1}{2}\right)\pi$ .

Для первой формы колебаний получим собственную частоту колебаний

$$f_1 = \frac{(1,875)^2}{2\pi \cdot L^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot F}}, \quad (3.11)$$

где  $L$  - длина стержня;  $E$  - модуль упругости;  $I$  - момент инерции поперечного сечения;  $\rho$  - плотность;  $F$  - площадь поперечного сечения.

Для консольно закрепленного стержня переменного поперечного сечения выражение (3.11) можно представить в виде

$$f_1 = \frac{\alpha_1 \cdot r_n}{2\pi \cdot L^2} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}},$$

где  $\alpha_1$  - постоянная, зависящая от конфигурации стержня;  $r_n = \sqrt{\frac{I}{F}}$  радиус инерции поперечного сечения стержня в месте жесткой заделки.

В рассматриваемом случае изменение площади и момента инерции поперечного сечения носит линейный характер и, следовательно, радиус  $r_n$  остается

постоянным по всей длине стержня. Преобразовав выражение (3.11) к виду, удобному для вычисления, и приняв единую систему измерения величин, в частности в мм и кг, в окончательном виде получим

$$f_1 = \frac{3,515 \cdot r_n}{2\pi \cdot L^2} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot E}{\rho}}, \quad (3.12)$$

где  $g = 9810 \text{ мм/сек}^2$ ;  $\rho = 6,88 \cdot 10^{-6} \text{ кг/мм}^3$  – удельная плотность зубца;  $r_n = 11,95 \text{ мм}$ ;  $E = 0,8 \cdot 10^4 \text{ кг/мм}^2$ .

Подставив численное значение исходных данных в выражение (3.12), получим зависимость частоты собственных колебаний для первой ее формы как функцию только лишь длины стержня:

$$f_1 = 22,59 \cdot 10^6 / L^2 \quad (3.13)$$

В таблице 3.4. представлены результаты расчетов частот первой формы собственных колебаний зубца в зависимости от его длины

Таблица 3.4

$L, \text{ мм}$	222	150	100	50
$f_1, \text{ Гц}$	458	1003	2258	9032

Известно, что основная частота вибровозмущающих сил в сердечнике статора равна 100 Гц. Как следует из таблицы 3.4, собственные частоты колебаний зубцов весьма удалены от частоты 100 Гц и поэтому электромагнитные вибрации не вызывают резонансных колебаний *сплошных* зубцов.

При оценке прочности зубца следует учитывать изменение характеристик его шихтованной (клеевой) структуры при длительном циклическом нагружении. Клеевые соединения вследствие усталостных явлений существенно снижают свою прочность.

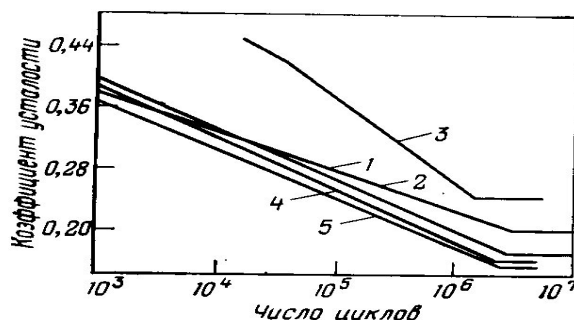


Рис. 3.17. Диаграммы усталостной прочности клеевых соединений (сдвиг при кручении): 1-4 – соединение сталей; 1,3 – клей ЭПЦ-1; 4 – клей К-153.

На рис. 3.17 представлены приведенные в работе [120] диаграммы усталостной прочности ряда клеевых соединений. В этой же работе отмечено, что повышение температуры и наличие существенной статической составляющей при циклическом нагружении также существенно снижает усталостную прочность.

Из рис. 3.17 видно, что при достаточно большом числе циклов нагружения прочность клеевых соединений существенно уменьшается, что создает предпосылки для расслоения шихтованной структуры зубца на отдельные части.

Если предположить, что вследствие разрушения клеевого слоя первичное расслоение зубца происходит лишь в одном месте пакета, то две отдельные части зубца могут резонировать самостоятельно.

Расслоение зубца на части имеет случайный (стохастический) характер, вплоть до такого его состояния, при котором он может быть расслоен (распушен) на отдельные листы стали. Рассмотрим несколько характерных случаев расслоения зубца.

Согласно формуле (3.12), для разных толщин слоёв зубца изменится только радиус инерции поперечного сечения

$$r_n = \sqrt{\frac{I}{F}} = \frac{h}{2\sqrt{3}}, \quad (3.14)$$

где  $h$  - толщина зубца.

Примем несколько толщин отколовшихся частей зубца: толщину 41,4 мм (равна толщине исходного пакета сердечника) и толщины двух его отдельных частей – 20 и 10 мм.

Модуль упругости  $E$  для отколовшихся частей зубца принимаем таким же, как и для исходного зубца  $E = 0,8 \cdot 10^4$  кг/мм<sup>2</sup>. В таблице 3.5 приведены результаты расчетов частот собственных колебаний для разных высот зубцов. Как видно из приведенных расчётов, с уменьшением толщины отслоенной части зубца происходит снижение собственных частот его поперечных колебаний, т.е. отдельные его части могут резонировать самостоятельно.

Таблица 3.5

	Высота зубца, L, мм			
Толщина $h$ , мм	222	150	100	50
41,4	458	1003	2258	9032
20	221	484	1090	4364
10	110	242	545	2182

Это вызовет резкое повышение амплитуды колебания и, как следствие, возрастание деформации и напряжений, что интенсифицирует процесс разрушения зубца.

В дальнейшем возможно полное разрушению всех клеевых слоев зубца, в результате чего отдельные стальные листы при наличии внешнего источника колебаний будут резонировать самостоятельно. Причем форма колебаний листа может быть самая различная. Формула (3.12) позволяет выполнить расчёты собственных частот при различных формах колебаний. Результаты таких расчётов представлены в таблице 3.6, в которой показаны различные формы колебаний и возможный размер отколовшихся частей.

При расчетах принято, что для стали толщиной листа 0,5 мм модуль упругости и плотность материала соответственно равны  $E = 2 \cdot 10^4$  кг/мм<sup>2</sup>,  $\rho = 7,8 \cdot 10^{-6}$  кг/мм<sup>3</sup>.

Из таблицы 3.6 видно, что в зависимости от формы колебаний и высоты зубца собственные частоты колебаний отдельных групп листов стали лежат в широком спектре: от 8 до 9169 Гц.

Имеются в этом спектре и частоты, близкие к частоте осевых вибровозмущающих электромагнитных сил на частоте 100 Гц, что обуславливает

резонансные колебания листов и их разрушение. Следует подчеркнуть, что в спектре собственных частот имеются также более низкие частоты, близкие, например, к 50 Гц, которые могут совпадать с частотой возмущающих сил механического происхождения. Кроме названных вибровозмущающих сил на двух частотах 100 и 50 Гц [117], в турбогенераторе генерируются колебания в широком диапазоне частот, также способные вызвать резонанс отдельных групп зубцов различной высоты.

Таблица 3.6

L, мм	222	150	100	50	Длина отломившихся кусочков листов $\Delta L = \frac{L}{i}$ , мм			
СФ*	СЧ**							
1	8	17,96	40,41	161,3	222	150	100	50
2	51,39	112,56	253,26	1013,0	111	75	50	25
3	143,9	315,203	709,2	2836,7	74	50	33,3	16,6
4	282,10	617,68	1386,8	5558,9	55,5	37,5	25	12,5
5	454,78	1020,99	2297,2	9169,5	44,4	30	20	10

(СФ\* – собственная форма; СЧ\*\* – собственная частота;  $i$  – порядковый номер СФ)

В результате колебаний зубцов, особенно интенсивных при резонансе или же вблизи резонанса, будут возникать максимальные напряжения в узлах изгиба листов, что приведет к накоплению усталостных повреждений и разрушению листа металла. Расчётные длины отломившихся кусочков листов также приведены в таблице 3.6.

Таким образом, расчётным путём показан возможный механизм разрушения зубцов крайних пакетов сердечника статора мощных турбогенераторов. Основными причинами, приводящими к разрушению зубцов, являются расслоение склеенных пакетов сердечника вследствие потери склеивающих и изолирующих свойств клея при длительной эксплуатации турбогенератора. Повышенная вибрация отдельных листов либо групп листов электротехнической стали под воздействием вибровозмущающих сил происходит, в основном, на частотах 100 и 50 Гц. Свою долю могут вносить резонансы на инфранизких частотах (12,5, 25 Гц) и на более высоких частотах, кратных 100 и 50 Гц.



### 3.3. Технические мероприятия по снижению повреждаемости конструктивных узлов сердечника статора турбогенератора

1. Одной из основных причин повреждаемости стяжных призм статора является существенная неравномерность распределения нагрузок между отдельными призмами. В соответствии с диаграммой на рис. 3.14, через определенный период эксплуатации ТГ только (20...30) % призм продолжают нести основную долю усилий по сжатию сердечника и испытывают при этом механические напряжения, превышающие граничное напряжение  $\Delta\sigma_a$ , при котором начинается их усталостное разрушение. Этот фактор обусловлен не только недостатками технологии сборки ТГ, но и разными условиями функционирования призм. В частности, поскольку призмы занимают различное положение по отношению к корпусу ТГ (находятся внизу, вверху или сбоку сердечника), то на них различное влияние оказывает собственная сила тяжести статора, наблюдается разный нагрев призм и др. Поэтому для снижения повреждаемости призм необходимо прежде всего обеспечить равномерность распределения напряжений между всеми призмами на протяжении всего периода эксплуатации ТГ. Это позволит обеспечить механические напряжения в призмах в пределах их штатных расчетных значений.

Решение этой проблемы возможно за счет регулярного исследования состояния призм и коррекции натяга призм для сохранения равномерности распределения между ними напряжений прессовки сердечника статора. Такие исследования должны проводиться не реже, чем один раз в год при плановых остановках ТГ, а коррекция натяга призм – при текущих ремонтах ТГ.

Вместе с тем актуальным является разработка системы непрерывного контроля и мониторинга равномерности распределения механических напряжений между призмами. Для этого предлагается установка тензометрических датчиков на 4-х призмах (по одному датчику на верхней, нижней, боковой левой и боковой правой призмах) и контроль механических напряжений в призмах в режиме on-line или их периодический контроль с периодичностью не реже, чем один раз в месяц.

Обработка и анализ получаемых с датчиков сигналов служат основой для принятия решений о дополнительной подтяжке ненагруженных призм, что обеспечивает разгрузку наиболее нагруженных призм и снижение интенсивности их усталостного разрушения.

Целесообразна установка 2-х вибродатчиков на нажимном фланце (сдвинутых друг к другу на  $90^0$ ) и одного датчика на нажимном пальце для контроля осевых вибраций сердечника статора. Увеличение осевых вибраций сердечника свидетельствует о необходимости его подпрессовки.

2. Основные технические мероприятия по снижению повреждаемости зубцов крайних пакетов сердечника статора должны быть направлены на недопущение расслоения («распушовки») шихтованной (клееной) структуры зубцов. Процесс расслоения шихтованных зубцов на отдельные фрагменты носит стохастический (случайный) характер, зависящий не только от исходного качества склеенных листов электротехнической стали и особенностей технологии монтажа ТГ, но и от режимов его работы (известно, что при работе в режимах с недо возбуждением нагрев крайних пакетов и их вибрации увеличиваются). При этом, как следует из таблицы 3.6, собственные частоты колебаний отдельных фрагментов зубца лежат в широком диапазоне частот и существует высокая вероятность возникновения резонансных колебаний фрагментов зубца, при которых их собственные частоты будут совпадать с частотами вибровозмущающих сил. В случае расслоения зубцов возникают резонансные колебания его частей, разрушение листов и дальнейшее повреждение электрической изоляции обмотки статора.

Наиболее эффективным способом выявления расслоения зубцов был бы контроль уровня вибраций каждого зубца с помощью системы вибродатчиков. Однако установка вибродатчика на каждом зубце и на каждом пакете сердечника является крайне сложной и практически неразрешимой задачей. Установка же датчиков на выбранном ограниченном числе зубцов не решает, в целом, данной проблемы ввиду стохастичности явления расслоения шихтованных зубцов.

Следует подчеркнуть, что при возникновении расслоения зубцов деформация зубцов проявляется не в виде изгибных колебаний монолитного зубца, а в виде

взаимных перемещений отдельных листов стали, сопровождающихся внутренним трением (фреттинг-коррозией). При этом появляются два дополнительных физических эффекта, которые отсутствуют в целых, не расслоенных зубцах. Во-первых, в спектре вибраций появляется существенная акустическая составляющая, обусловленная трением листов. Эта составляющая служит диагностическим признаком, сигнализирующим о появлении расслоенных зубцов.

Во-вторых, механическое трение листов между собой при осевых вибрациях зубцов сопровождается дополнительными тепловыми потерями в зубцах, уровень которых, как показывают числовые оценки, соизмерим с магнитными потерями от основного магнитного потока и магнитных потоков рассеяния. В результате возникает повышенный нагрев поврежденных зубцов, причем тепловое поле сердечника статора в тангенциальном направлении становится несимметричным, поскольку расслоение пакета сердечника происходит не во всем его объеме, а в отдельных локальных зонах (зубцах). Повышенный нагрев наблюдается в зоне поврежденных зубцов и оказывает дополнительное негативное влияние не только на сам зубец, но и на изоляцию обмотки статора, обуславливая ускоренный аварийный выход ТГ из эксплуатации. *Повышенный нагрев расслоенного зубца сердечника по сравнению с нагревом неповрежденного сердечника при равных условиях, в том числе и при одинаковых режимах работы, может быть выявлен с помощью соответствующей системы датчиков температуры.*

Кроме вышеуказанного, при плановых ремонтах ТГ требуется внимательный визуальный контроль наличия пыли, являющейся продуктом процесса трения отдельных листов зубца. Особенно важен такой визуальный контроль на начальной стадии расслоения пакета, который еще не привёл к глубокому и очевидному расслоению стали.

В случае выявления расслоения зубцов необходимы безотлагательный ремонт или замена поврежденного пакета сердечника статора ТГ.

### **3.4. Выводы по Главе 3**

Проведенные в третьей Главе диссертации исследования и разработки позволили сделать следующие выводы:

1. Методами математического моделирования доказано, что повреждаемость стяжных призм сердечника статора ТГ происходит из-за процесса усталостного разрушения при многоцикловом нагружении аксиально направленными вибрационными электромагнитными силами, возникающими в торцевых зонах и воздействующими на крайние пакеты сердечника статора. Взяв за основу экспериментально установленные факты разрушения призм после 10 ... 20 лет эксплуатации ТГ, показано хорошее совпадение результатов расчетов вибровозмущающих сил электромагнитного происхождения (с помощью метода тензора магнитного натяжения) и сил, способных вызывать усталостное разрушение призм за указанный период эксплуатации ТГ. Это подтверждает адекватность разработанных в диссертации математических моделей и сделанных выводов.

2. Предложена гипотеза, объясняющая механизм разрушения зубцов крайних пакетов сердечника статора вследствие явления расслоения шихтованной структуры зубцов на отдельные фрагменты и последующего возникновения резонансных колебаний этих фрагментов. Показано, что с учетом стохастичности явления расслоения зубцов вероятность появления резонансных колебаний фрагментов укороченных зубцов крайних пакетов на частотах, близких к 100 Гц, более высокая, чем для зубцов центральных пакетов сердечника. При появлении расслоения зубцов, из-за взаимного механического трения листов стали при изгибных колебаниях, в зубцах возникают дополнительные потери на трение, которые ведут к несимметричному нагреву сердечника и ускоренной деградации не только зубцов, но и изоляции обмотки статора. Расслоение зубцов сопровождается также появлением шумовой акустической составляющей в спектре вибраций сердечника.

3. Предложены технические мероприятия по снижению повреждаемости конструктивных узлов сердечника статора турбогенератора: нажимных призм и зубцов крайних пакетов сердечника статора.

## ГЛАВА 4

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРИЧИН ПОВРЕЖДАЕМОСТИ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ШИН ОБМОТКИ СТАТОРА

#### 4.1. Методика экспериментальных исследований вибраций конструкции статора

Ввиду сложности конструкции выводных и междуфазных соединительных шин обмотки статора, отличающихся друг от друга размерами, способами крепления и массово-упругими характеристиками, достоверная количественная оценка уровня их вибрации известными аналитическими методами практически невозможна. Поэтому в работе была поставлена задача исследовать причины повышенной вибрации отдельных шин обмотки статора экспериментальными методами. С этой целью было получено разрешение на проведение экспериментов на ТГ энергоблока № 3 Южно-Украинской АЭС.

При проведении экспериментов дополнительно были также исследованы вибрации трёх подшипников, отличающихся повышенной виброактивностью. По техническим причинам измерение вибраций на каждом из трёх подшипников проводилась автономно (несинхронно).

В работе не преследовалась цель проверить правильность измерения уровней вибраций, получаемых с помощью штатной системы виброконтроля канадской фирмы VibroSyst M, установленной на ТГ. Предполагалось, что система выдаёт правильные значения вибросмещений. Анализ результатов измерения вибраций должен был помочь обнаружить источники повышенной вибрации шин, для которых были превышены допустимые уровни вибросмещений.

В силу недоступности данных об алгоритмах обработки, заложенных в аппаратуру фирмы VibroSyst M, точное повторение количественных оценок уровней вибрации, полученных с ее помощью, возможно лишь путём подгонки нормировок и применяемых фильтров, что для поставленной задачи могло оказаться некорректным.

В связи с этим при определении вибраций шин использовалась не принятая на АЭС характеристика виброактивности в виде вибросмещения (измеряемого в

микрометрах), а непосредственно регистрируемое датчиками виброускорение, измеряемое в ( $\text{м/с}^2$ ). Две указанные характеристики связаны друг с другом линейно (через операцию двойного интегрирования), поэтому качественный линейный анализ с использованием одной из них эквивалентен анализу с применением другой. Применение виброускорения в данном случае позволило избежать численного двойного интегрирования и тем самым избавило расчет от погрешностей, вносимых этой операцией.

При анализе вибраций вала генератора, контролируемых датчиками, установленными на подшипниках, характеристики тракта измерения (чувствительность, частотный диапазон, коэффициент передачи тракта) вообще оказались недоступными. Таким образом, при оценке этих характеристик стал возможным только качественный анализ, так как привязка полученных данных к реальным единицам измерения возможна только после получения соответствующей информации. Однако и в этом случае идентификация источников вибрации не зависит от нормировки сигнала. Она может быть получена из анализа соотношения уровней основных гармоник спектра или же путем взаимного спектрального анализа информации из разных каналов на предмет выделения общих источников вибрации.

Для контроля вибро смещений на соединительных шинах обмотки статора было установлено 16 специальных вибродатчиков типа FOA-100 (Fiber-Optic Accelerometer) с полосой пропускания частот 50 – 350 Гц и измерением вибро смещений в режиме «пик-пик» (top-top). Датчики были не чувствительны к магнитным и электрическим полям, к газам повышенной взрывоопасности, отличались высокой термостойкостью. К разъёмам, на которые поступали сигналы от датчиков через оптоволоконные каналы связи, было подключено штатное регистрирующее устройство фирмы VibroSyst M. Данные вибро смещений поступали на экран. К этим же разъёмам, с разрешения руководства ЮУ АЭС, было подключено дополнительное 16 канальное приемное регистрирующее устройство.

Для обработки данных, поступавших от вибродатчиков, использовалась разработанная фирмой «Береста» система ввода и накопления первичных данных DeepSee, обеспечивавшая в реальном времени многоканальный синхронный ввод и

сохранение в компьютере необработанной информации от всех датчиков. Ввод и накопление первичных данных обеспечивались специализированным многоканальным программно-аппаратным комплексом, состоящим из предварительных усилителей, схемы синхронизации, аналого-цифровых преобразователей (АЦП), встроенного промышленного компьютера и программ оперативного отображения исходных данных, а также подпрограмм предварительной обработки данных в реальном времени. Система первичной обработки данных обеспечивала выполнение статистической обработки для широкого набора стандартных и нестандартных функций. Каждый вид обработки производился при значении параметров, задаваемых в качестве внешних данных.

Для выяснения источника повышенной вибрации отдельных шин использовались современные методы обработки «исходных» данных, поступающих от вибродатчиков [3, 6, 72, 88].

**К видам первичной обработки относятся:**

- анализ формы вибрационных сигналов (работа в режиме осциллографа);
- анализ изменения вибрационной мощности во времени;
- спектральный анализ, т.е. изучение гармонических и шумовых составляющих вибрации для определения природы колебательных сил;
- изучение поведения спектра мощности во времени (сонограммы);
- выявление взаимосвязей между спектральными составляющими (когерентность, взаимные спектры, взаимная корреляция);
- другие стандартные и нестандартные процедуры обработки сигналов;

**К вторичной обработке относятся:**

- привязка гармонических составляющих к источникам вибраций;
- выяснение природы шумовой составляющей спектров;
- установление взаимосвязей между физическими явлениями разной природы, влияющих на виброактивность отдельных элементов и узлов ТГ ;
- анализ виброактивности в различных режимах работы ТГ (в работе рассмотрен режим разгона и набора мощности ТГ);

– изучение других факторов.

В конце 2006 г. турбогенератор ТВВ-1000-2У3 энергоблока № 3 ЮУ АЭС вышел из строя из-за появления трещины в одной из соединительных шин обмотки статора (полый, прямоугольного профиля), которая под воздействием повышенной вибрации, нагрева и электродинамических сил развилась до отверстия, через которое вода поступила внутрь машины и замкнула выводные концы обмотки статора (рис. 4.16). Короткое замыкание обмотки статора надолго вывело турбогенератор из строя.

Ремонт ТГ свёлся к простой замене обмотки статора и подпрессовки сердечника в горизонтальном положении непосредственно на станции. После ремонта ТГ проработал некоторое контрольное время, после чего был снова остановлен для настройки динамических характеристик шин, так как две шины, по мнению руководства станции, обнаружили повышенную вибрацию ( $1C1/P^*$  – 235 мкм,  $K3A/P^*$  – 170 мкм, \* P – радиальное вибро смещение).

В соответствии с нормативными документами была выполнена отстройка собственных частот шин от частоты 100 Гц возмущающей силы электромагнитного происхождения. Однако после сборки и запуска ТГ виброповедение шин заметно ухудшилось. Вместо двух шин с повышенной вибрацией теперь обнаружили четыре такие шины. На одной из шин ( $2C1/T$ ) тангенциальное вибро смещение при нагрузке около 1000 МВт достигло уровня в 350 мкм.

Целью настоящего анализа явился, как уже отмечалось, поиск источников повышенной вибрации тех шин, на которых уровни вибраций заметно превысили уровни вибраций остальных шин. Для этого был использован режим запуска турбоблока после ремонта турбогенератора.

#### **4.2. Экспериментальные исследования вибраций соединительных шин обмотки статора турбогенератора ТВВ–1000–2.**

Ввиду значительного объёма полученных экспериментальных данных ниже приводится лишь усечённый вариант графического представления вибрации двух из наиболее виброактивных шин, а также вибрации наиболее виброактивного подшипника № 13, установленного между генератором и возбудителем. Результаты



измерений представлены далее на рисунках 4.1–4.15. Схема установки измерительных датчиков на шинах показана на рис. 4.16.

Выборочное измерение уровней вибраций турбогенератора ТВВ-1000-2У3 энергоблока № 3 ЮУ АЭС выполнялось в *два этапа*:

- при наборе оборотов агрегата от нуля до синхронной частоты вращения и выходе генератора на номинальное возбуждение;
- после синхронизации генератора с сетью при постепенном увеличении активной нагрузки генератора до 730 МВт.

Запись вибраций происходила на протяжении ~ 14 часов. Процесс разгона генератора до синхронной частоты вращения агрегата длился около 800 сек (13,3 мин). После подачи тока возбуждения и синхронизации генератора с сетью началось постепенное нагружение генератора активной мощностью.

*На первом этапе*, при разгоне агрегата и постепенном возбуждении генератора, фиксировались чисто механические вибрации на подшипниках №№ 13, 14 и 15. После завершения разгона агрегата и достижения им синхронной частоты вращения на сонограммах наблюдаются установившиеся колебания на частотах **50, 100, 125, 150, 200**, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 550, 600, 650, 700, 750, 800 Гц (см. рис. 4.1). Наибольшая мощность вибрации соответствует частоте 50 Гц. Достаточно заметную мощность имеют вибрации на частотах 100, 125, 150, 200 Гц как в горизонтальном, так и вертикальном направлениях. Кроме того, весьма интенсивные вибрации наблюдаются в горизонтальном направлении на инфранизких частотах (в размытой полосе частот от 25 Гц и ниже), связанных с автоколебаниями, обусловленными сложными процессами в подшипнике скольжения и влиянием фундамента, который вёл себя при испытаниях виброактивно [111, 117]. Вибрации подшипника № 13 по вертикали несколько отличаются от его вибраций по горизонтали. Так, на сонограмме для вертикального смещения подшипника появились составляющие вибрации на частотах 12,5; 25 и 75 Гц, в то время как такие составляющие вибрации по горизонтали явно не наблюдаются. Это можно объяснить различной податливостью подшипника в этих

двух направлениях, а также сложными процессами в подшипниках скольжения [5, 6].

На сонограмме, наряду с гармоническими составляющими, наблюдается заметный шум, который при разгоне агрегата проявляется во всём видимом диапазоне частот, а при достижении агрегатом синхронных оборотов смещается в область больших частот. Шумовая составляющая изменяется по нелинейному закону. Из сопоставления спектра вибраций и *когерентности* для подшипника № 13 в установившемся режиме видно, что все заметные гармонические составляющие вибрации *имеют общий источник – оборотную частоту*.

На втором этапе записывались первичные сигналы от 16 датчиков, установленных на шинах, в процессе набора активной мощности ТГ. Наиболее полно представлены данные по двум проблемным шинам (датчики 2С1 и К3А). На сонограмме шины 2С1 (рис. 4.4) чётко видны гармонические составляющие на частотах 50, **100**, 150, **200**, 250, **300**, 350, 400, 450, **500**, 550, **600**, 650, 700 Гц (полужирным шрифтом выделены наиболее сильные гармоники). В области примерно 580 Гц выделяется размытая полоса, соответствующая резонансной области самого датчика. На гармонические составляющие накладывается довольно интенсивная *шумовая составляющая*, которая в процессе набора мощности смещается в область больших частот.

На шине К3А заметны, в основном, две гармоники на частотах **100** и **200** Гц. Интенсивность остальных гармоник значительно уступают первым двум. Видна шумовая составляющая, однако её интенсивность заметно меньше по сравнению с шумовой составляющей на шине 2С1.

При этом возникают вопросы к показаниям датчиков после обработки сигналов приёмным устройством канадской фирмы VibroSystem. В инструкции к оптическому акселерометру FOA-100 указан частотный диапазон 50 – 350 Гц  $\pm 0,5\%$  (настраивается до 950 Гц, частота резонанса датчика 600 Гц). Однако ничего не говорится, установлены ли на датчиках фильтры низких частот, обеспечивающие пропускание на приёмное устройство сигналов в рабочем диапазоне частот (50...350 Гц  $\pm 0,5\%$ ). Если фильтры не установлены, то приёмное устройство воспринимает

весь видимый диапазон частот, в том числе вибрацию на резонансной частоте датчиков. В этом случае показания вибросмещений шин будут завышены. Кроме того, в инструкции подчёркивается, что датчик настроен на измерение показаний «пик-пик».

Ввиду существенной несимметрии сигналов относительно оси абсцисс, а также наличия заметной шумовой составляющей, в нашем случае более информативным было бы получение на выходе среднеквадратичного значения сигнала и, на будущее, привязка пороговых значений смещений к их эффективной величине. Это связано с тем, что на развитие трещин, которые могут возникнуть в шинах ещё на стадии их изготовления на заводе-изготовителе, оказывает влияние не значение смещения «пик-пик», а среднеквадратичное значение смещения в качестве энергетического показателя.

В качестве замечания можно отметить несовершенство метода определения собственных частот соединительных шин, когда ударом тарированного молотка по шине вызываются собственные колебания шин с последующей фиксацией собственных частот шины в трёх направлениях (радиальном, аксиальном и тангенциальном направлениях) с помощью переносного прибора. При этом результаты в значительной степени зависят от места приложения удара молотка по шине. Кроме того, результат зависит от того, находилась ли вода в полости части шины при проведении отстройки собственных частот шин, и при каком давлении. Если при проведении отстройки собственных частот шин вода была выпущена из системы охлаждения, то результат отстройки собственных частот может отличаться от ожидаемого, поскольку в рабочем состоянии генератора вода «прогоняется» через внутреннюю полость шин под давлением. Кроме того, при прогонке охлаждающей воды через обмотку и шины необходимо учитывать величину давления воды в шинах, которое также может сказаться на величинах собственных частот шин (вызвать критическое число Рейнольда  $Re_{кр}$ , соответствующее переходу ламинарного течения воды в турбулентное). Необходимо учесть, что в рабочем состоянии внутренняя полость ТГ заполнена водородом под давлением в 4,5 ат, что также влияет на собственную частоту шин.

В связи с вышеизложенным, методику измерения собственных частот шин следует изменить, реализуя измерение по следующей схеме. Сразу после остановки генератора, пока шины не успевают полностью остыть, не разбирая генератор и продолжая прогонять воду через обмотку статора с отключенными охладителями дистиллята, выполнить частотный анализ колебаний шин для разных уровней давления воды в шинах. Это позволит различить собственные колебания шин от вынужденных, вызванных пульсацией и турбулентным движением воды в шинах.

Дополнительный анализ зависимостей общего уровня вибраций от величины нагружения агрегата показал, что датчики на шинах К2/А, Н1/А, К1/Р и К2А/Р, С6/В оказались неисправными, так как уровень сигнала на выходе датчиков не зависел от величины нагрузки генератора, что показано на рис. 4.14.

Для изучения особенностей сигналов от виброактивных датчиков были вычислены спектры мощностей в диапазоне до 400 Гц. Частотный диапазон был ограничен, чтобы не заходить в область резонансов датчиков.

Анализ спектров на интервале времени, соответствующем нагружению ТГ от 0 до 730 МВт, показал следующие особенности:

- существуют ряды гармоник, кратных 12,5; 25; 50 и 100 Гц;
- значительные величины имеют гармоники на частотах 100, 200, 300 Гц;
- уровни вибраций на частотах, кратных 100 Гц и 50 Гц, мало зависят от величины нагрузки;
- некоторое увеличение уровня основных гармоник (примерно в 2 раза), наблюдается только после нагрузки, равной 500 МВт;
- наряду с гармониками существует шумовая (негармоническая) составляющая (рис. 4.4 – 4.13);
- уровень и спектральный характер шума существенно зависит от уровня нагружения турбогенератора;
- в некоторых случаях абсолютное значение шума превышает значение вибраций на частоте 50 Гц;
- интегральное воздействие шума может превосходить роль дискретных составляющих;

## ВИБРАЦИЯ ПОДШИПНИКА № 13

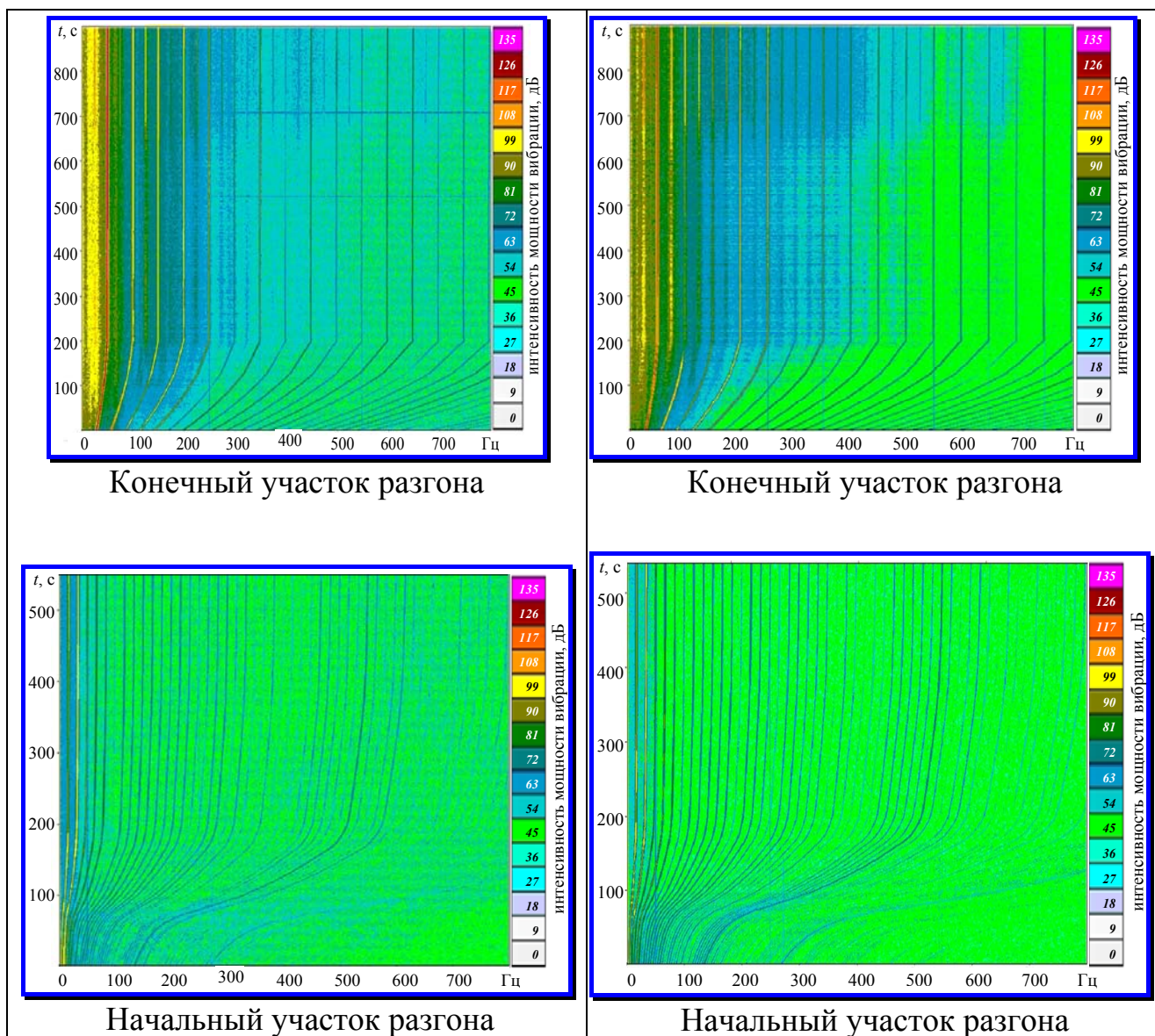
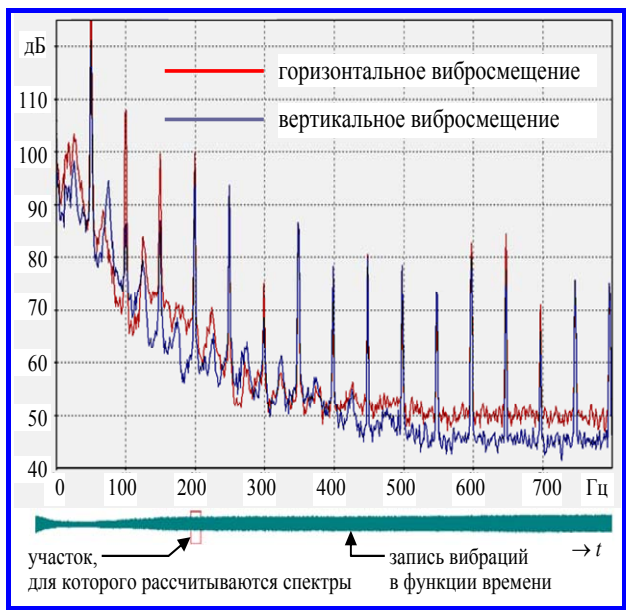
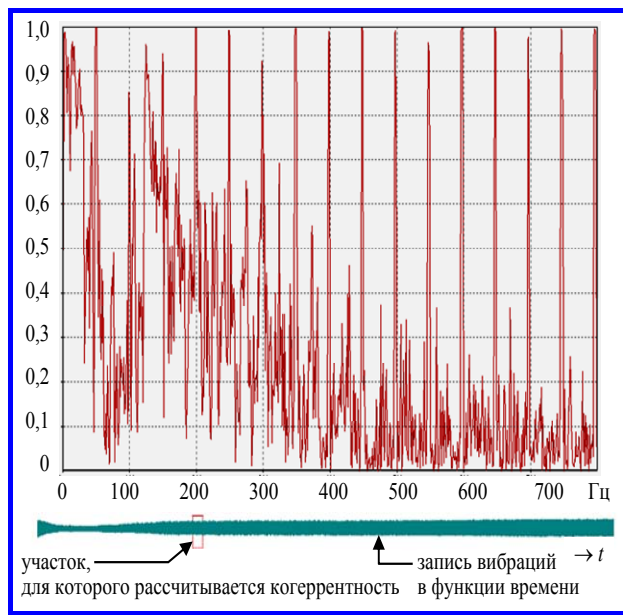


Рис. 4.1. Смещение горизонтальное при разгоне и наборе мощности ТГ

Рис. 4.2. Смещение вертикальное при разгоне и наборе мощности ТГ



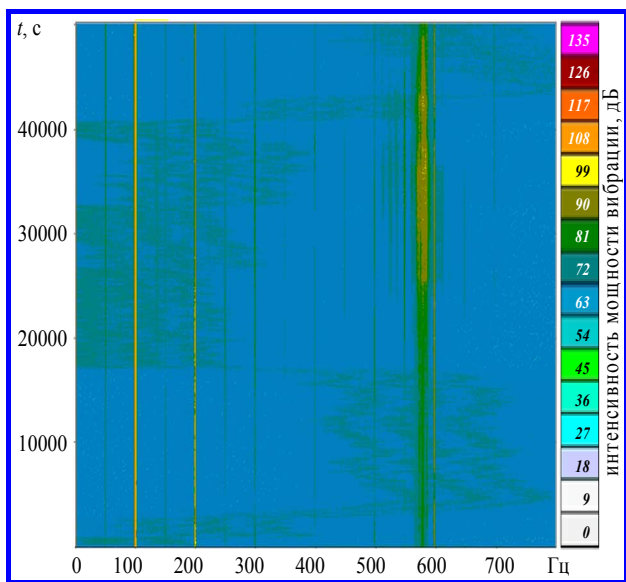
а)



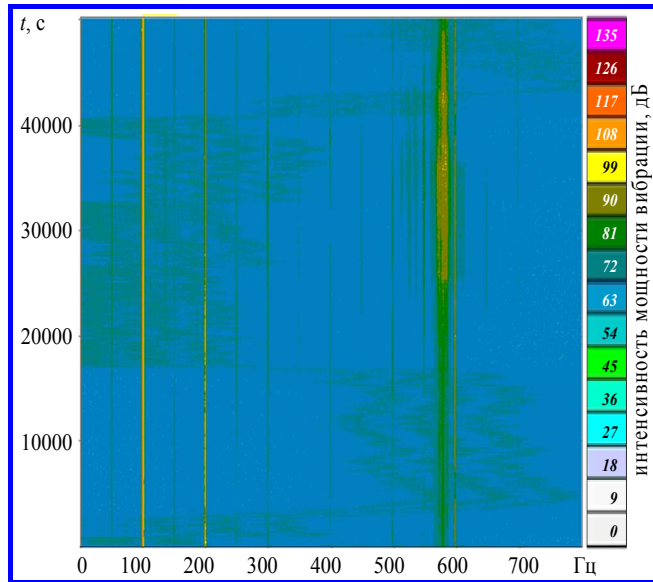
б)

Рис.4.3. Спектры (а) и когерентность (б) для установившегося режима (подшипник № 13)

### ВИБРАЦИИ НА ПРОБЛЕМНЫХ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ШИНАХ ОБМОТКИ СТАТОРА

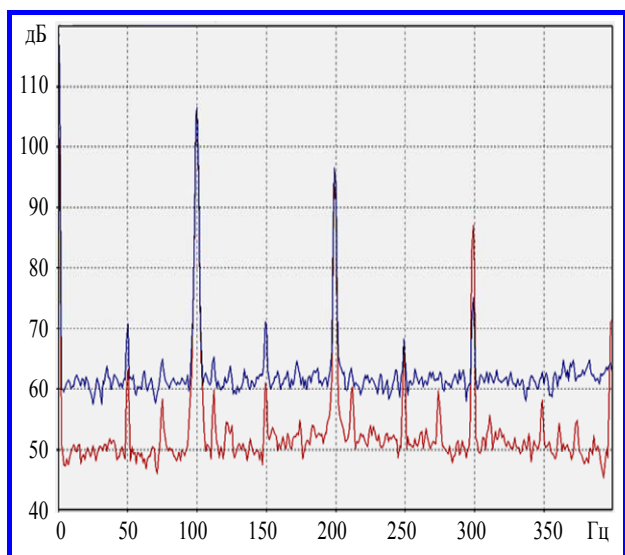


а)

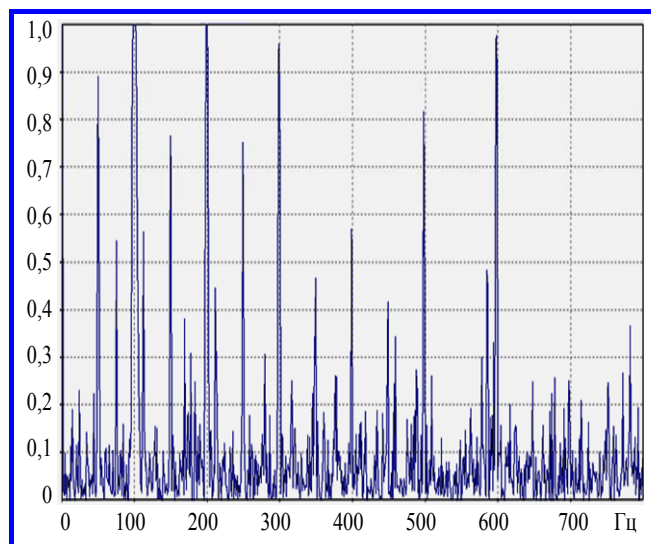


б)

Рис. 4.4. Вибрации и шумы при нагружении ТГ от 0 до 750 МВт (сонограммы): а) тангенциальные вибрации шины 2С1; б) аксиальные вибрации шины К3А



а)



б)

Рис. 4.5. Спектры вибраций шин на 16-й секунде с начала набора мощности ТГ: а – спектры виброактивных шин (более виброактивная шина – 2С1, тангенциальная вибрация, здесь и далее спектр показан синей линией, менее виброактивная шина – К3А, аксиальная вибрация, здесь и далее спектр показан красной линией); б – функция когерентности

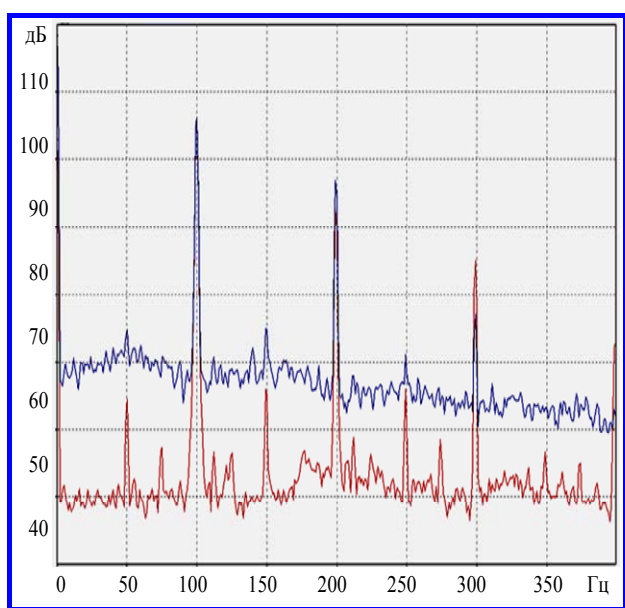


Рис. 4.6. Спектры вибраций шин на 240-й секунде от начала набора мощности ТГ (шум до 300 Гц)

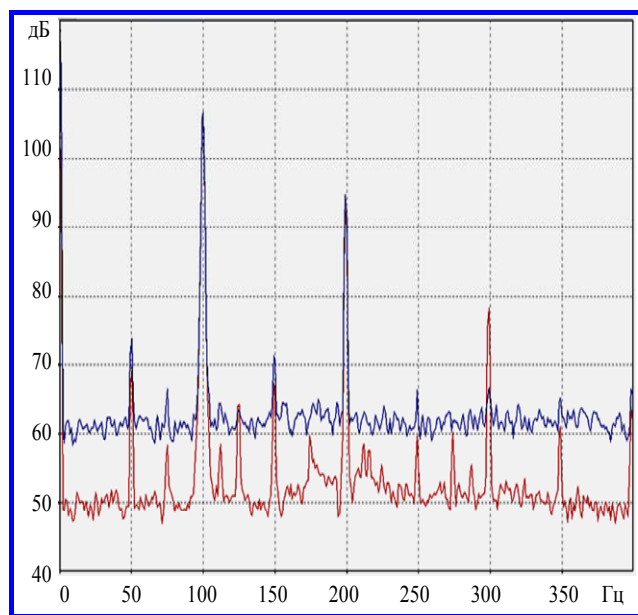


Рис.4.7. Спектры вибраций шин на 80-й минуте от начала набора мощности ТГ (отсутствие высокочастотной составляющей)

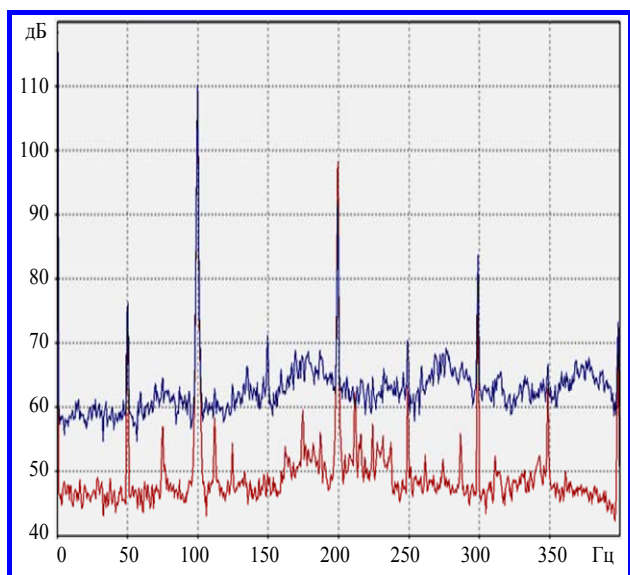


Рис. 4.8. Спектры вибраций шин через 4 час. 48 мин от начала набора мощности ТГ (большой неравномерный шум до 350 Гц в шине 2С1; нестабильный шум от 150 до 250 Гц в шине К3А)

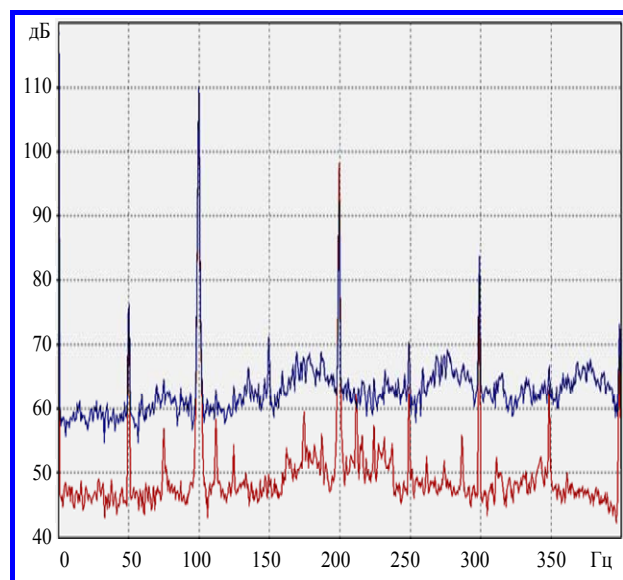


Рис. 4.9. Спектры вибраций шин через 10 час. 30 мин от начала набора мощности ТГ (шум, в основном, в области 50 – 400 Гц)

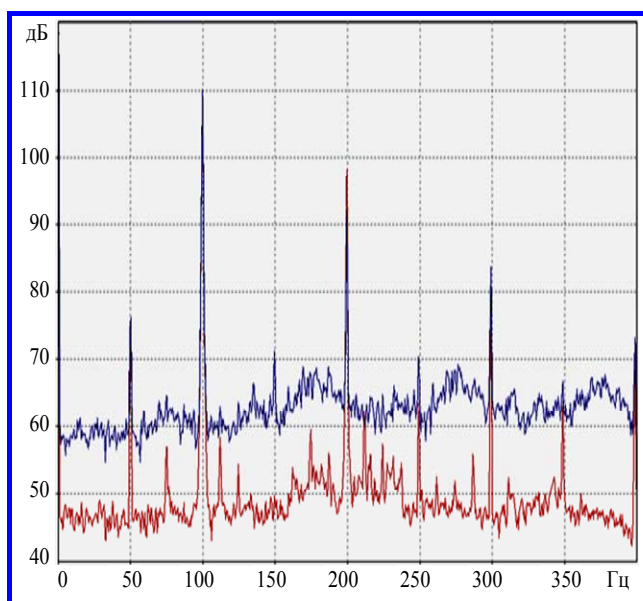


Рис. 4.10. Спектры вибраций шин через 10 час. 50 мин от начала набора мощности ТГ (шум в широкой полосе частот; аномальный подъем вокруг частоты 175 Гц)

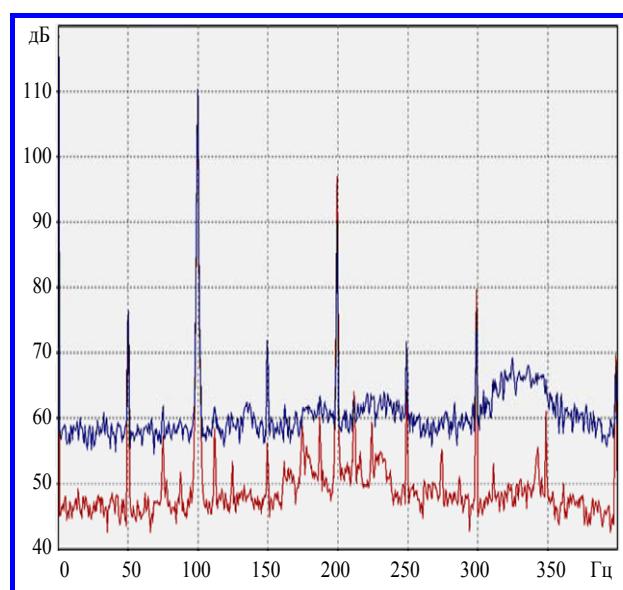


Рис. 4.11. Спектры вибраций шин через 11 час. 20 мин от начала набора мощности ТГ (высокочастотный шум 300 – 350 Гц)



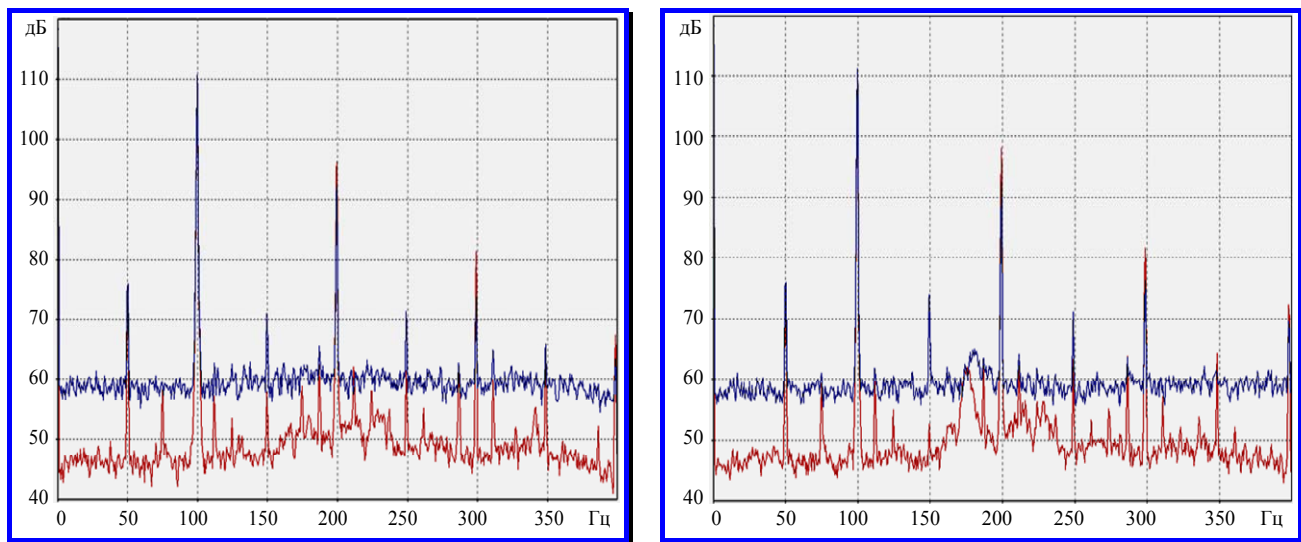


Рис. 4.12 – 4.13. Спектры вибраций шин через 12 час. 48 мин и 13 час от начала набора мощности ТГ (рост шума на шинах 2С1 и К3А)

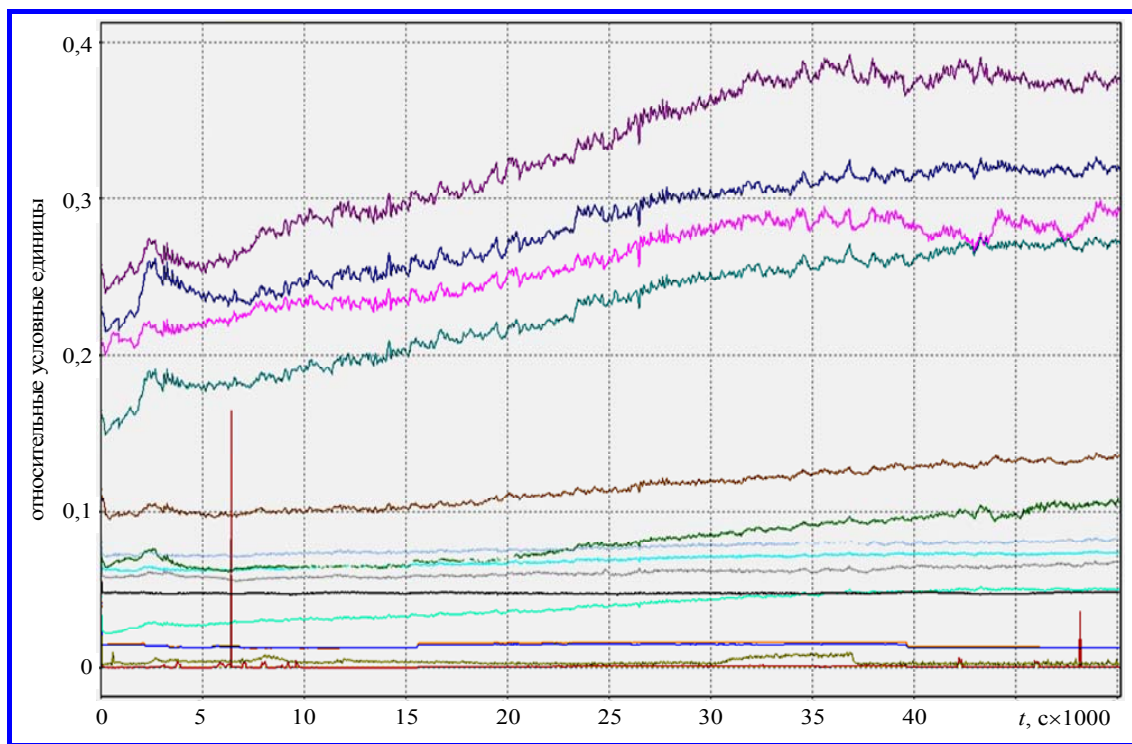


Рис. 4.14. Среднеквадратичные значения виброускорения 16 датчиков, установленных на шинах. Пять из 16 датчиков неисправны (не реагируют на усиление вибрации при наборе мощности ТГ (сглаживание – 32 с))

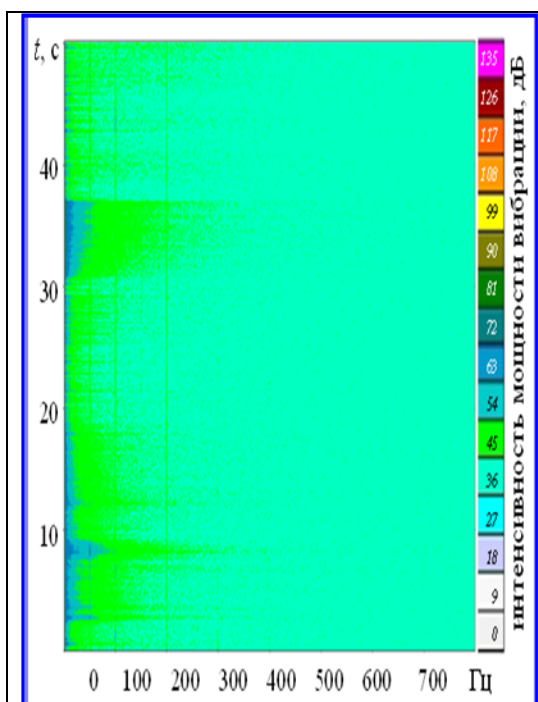


Рис. 4.15. Сонограмма  
неисправного датчика К2Р  
(пример)

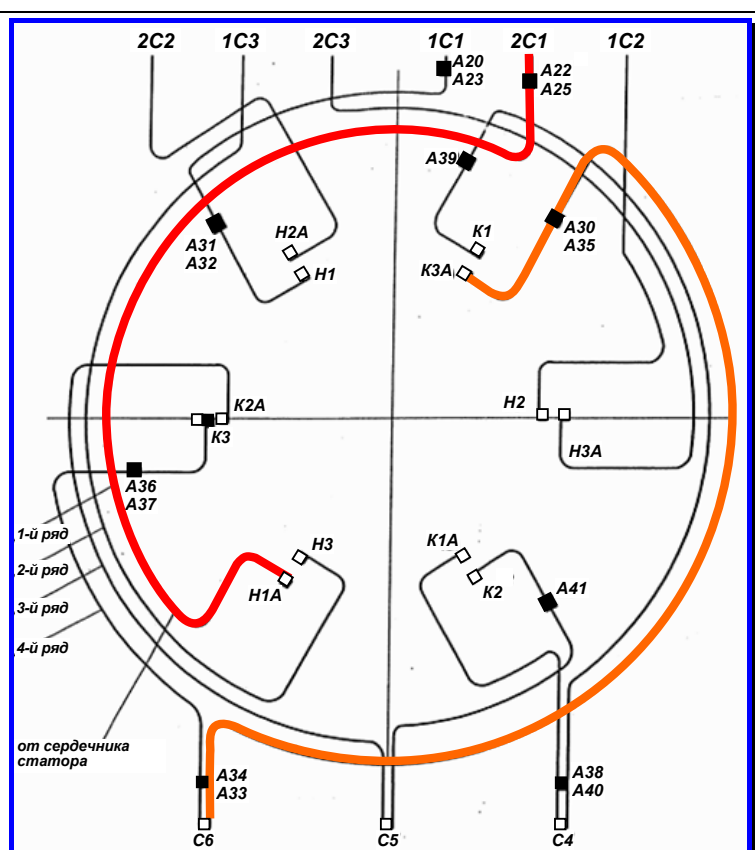


Рис. 4.16. Схема установки  
виброакселерометров FOA-100 и датчиков  
1ПА-9. Условные обозначения: + + –  
соединители шин; ■ – датчики.  
Буквенные обозначения: **С** – секция шины;  
**Н** – начало шины; **К** – конец шины; **А** –  
датчик

В таблице 4.1 представлены некоторые выборочные результаты измерения собственных частот колебания выводных шин обмотки статора турбогенератора ТВВ-100-2 (ст. №3 ЮУ АЭС) после их отстройки от частоты 100 Гц. Полный текст «Технического акта обследования» приведен в Приложении Б. Сопоставление данных таблицы 4.1 с приведенными выше результатами экспериментального исследования вибраций, полученных на этом же ТГ (рис. 4.1. – рис.4.14), позволяет сделать следующие важные выводы.

Из таблицы 4.1 видно, что собственные частоты колебаний (в различных направлениях) ряда шин имеют значения, близкие к частотам 200 и 300 Гц. Именно эти частоты также присутствует в полученных экспериментально (рис.

4.1. – 4.14) спектрах колебаний шин в условиях реальной нагрузки ТГ. При этом наиболее интенсивные колебания происходят на частоте 200 Гц, а количество шин с собственными частотами, близкими к 200 Гц, весьма велико. Это означает, эти шины статора постоянно вибрируют в условиях, близких к резонансу на частоте 200 Гц, что обуславливает их высокую повреждаемость.

Таким образом, выполняемая в соответствии с нормативной методикой ОБС 477.876 отстройка резонанса шин от частоты 100 Гц является *недостаточной* и требует срочного дополнения: необходима инструкция, предусматривающая отстройку шин от частоты 200 Гц.

Таблица 4.1.

	Шина	Собственные частоты колебаний, Гц		
		Аксиальное направление	Тангенциальное направление	Радиальное направление
1	КЗА	250	480	250
2	К1	225	325	220
3	НЗ	200	229	235
4	КЗ	210	325	209
5	2С1	45	255	-
6	2С3	220	460	-

#### **4.3. Технические мероприятия по снижению повреждаемости соединительных шин обмотки статора.**

Анализ и обобщение экспериментальной информации, полученной при исследовании вибрации соединительных шин обмотки статора турбогенератора ТВВ-1000-2У3 на энергоблоке №3 Южно-Украинской АЭС, позволил сформулировать следующие предложения, направленные на снижение повреждаемости соединительных шин.

Основным недостатком существующей обмотки статора турбогенератора ТВВ-1000-2У3 является жёсткая привязка соединительных шин к водяному коллектору и, в свою очередь, привязка водяного коллектора к нажимному

фланцу и корпусу (рис. 4.17), что приводит к колебательному процессу соединительных шин по сложной траектории, так как на шины действуют как радиальные силы, вызванные основным магнитным потоком машины, так и осевые силы, вызванные магнитными полями рассеяния (рис. 4.18). Если учесть, что ряд шин имеют частоту собственных колебаний, близкую к 200 Гц, т.е. фактически находятся в состоянии резонанса, то возникает проблема отстройки от резонансов этих шин.

Способов снижения амплитуды вибраций соединительных шин при существующей конструкции обмотки статора остаётся немного. Вертикальную составляющую вибровозмущающей силы уменьшить невозможно, поскольку последняя пропорциональна квадрату рабочей индукции в воздушном зазор ТГ. Осевая составляющая вибрации может быть ослаблена за счёт поддержания прессовки сердечника в пределах нормы. Что касается отстройки проблемных шин от частоты 200 Гц, то эту операцию при существующей конструкции лобовых частей и способов крепления шин выполнить также практически невозможно.

Поэтому для снижения повреждаемости соединительных шин обмотки статора и повышения в целом надежности ее эксплуатации целесообразно отказаться от существующей конструкции обмотки статора ТГ, разработанной ОАО «Электросила», и перейти на более прогрессивную конструкцию обмотки статора для всех турбогенераторов ТВВ-1000-2У3. Конструкция обмотки должна быть значительно более «гибкой», иметь большее число степеней свободы перемещений элементов обмотки. При этом появится независимость виброперемещений отдельных секций в зоне лобовых частей в аксиальном направлении, а также произойдет автоматическая отстройка от резонанса наиболее виброактивных шин. Таким образом, комплекс мероприятий, направленный на уменьшение виброактивности выводных и междуфазных соединительных шин, сводится к следующим позициям:

- Существенным резервом снижения уровней виброактивности шин является дополнительная подпрессовка сердечника статора, а также радикальное

изменение конструкции и способа крепления лобовых частей и соединительных шин обмотки статора.

- Существующие нормы на отстройку от резонансов шин только лишь для частоты 100 Гц являются недостаточными. Необходимо учитывать влияние существенных вибраций на высших гармониках. Для этого рекомендуется внести изменения в существующую нормативную методику ОБС 477.876 отстройки резонанса шин, добавив в нее отстройку от частоты 200 Гц.

- Для оценки влияния фундамента на виброактивность элементов конструкции ТГ необходима установка вибродатчиков на опорных колоннах.

- Для контроля виброактивности сердечника статора установить вибродатчики на нажимных фланцах и пальцах сердечника.

- Для получения более достоверных данных о собственных частотах соединительных шин можно рекомендовать следующий экспериментальный метод: сразу после останова турбоагрегата, пока шины не успевают полностью остыть, не разбирая генератор и продолжая прогонять воду через обмотку статора (с отключенными охладителями дистиллята), выполнить частотный анализ колебаний шин для разных уровней давления воды в шинах. Это позволит различить собственные колебания шин от вынужденных, вызванных пульсацией и турбулентным движением воды в шинах.

- Исследованный генератор в исходном конструктивном исполнении можно оставить в эксплуатации при условии неполной нагрузки, уровень которой следует установить экспериментально.

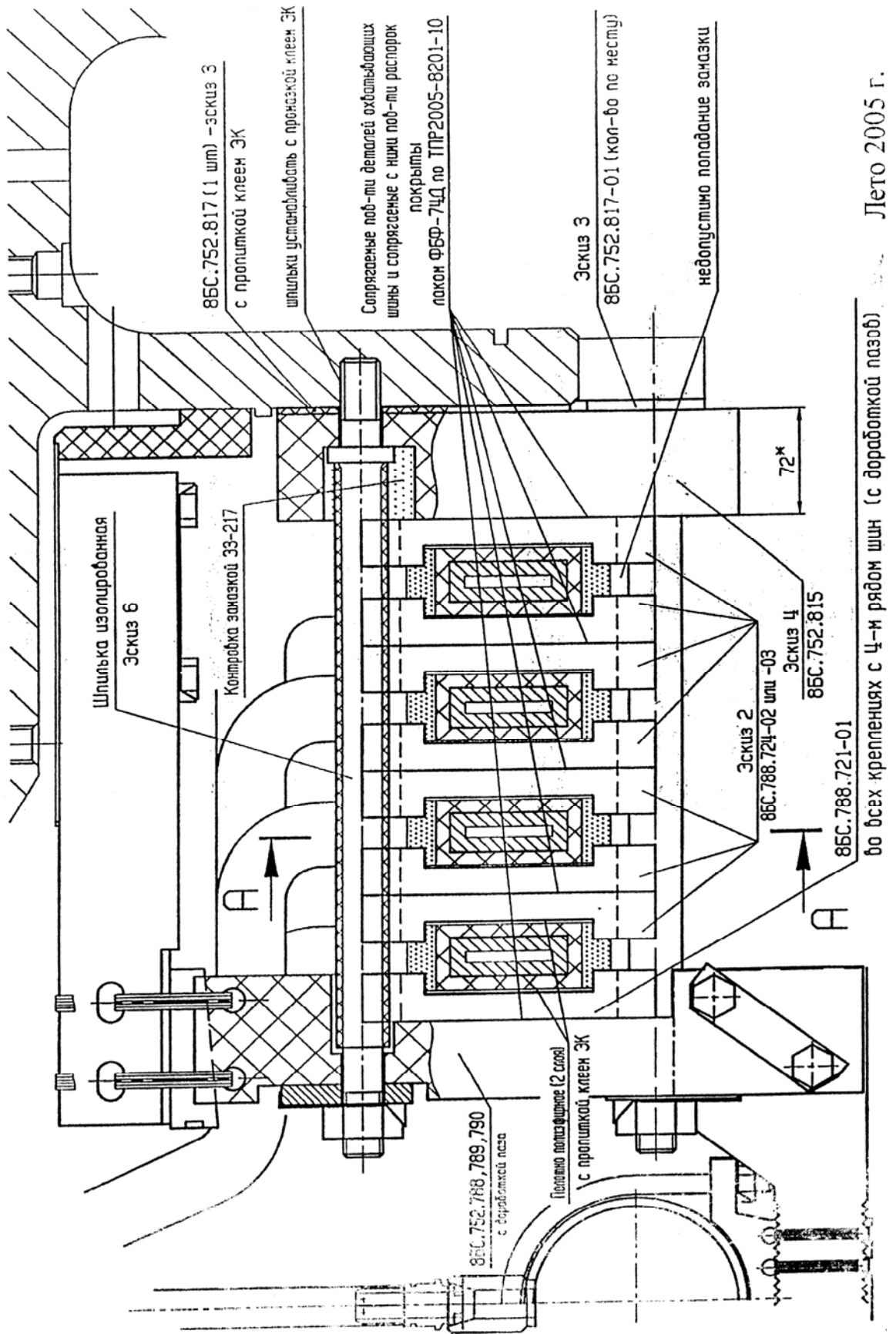


Рисунок 4. 17 Крепление шин к нажимному фланцу

Лето 2005 г.

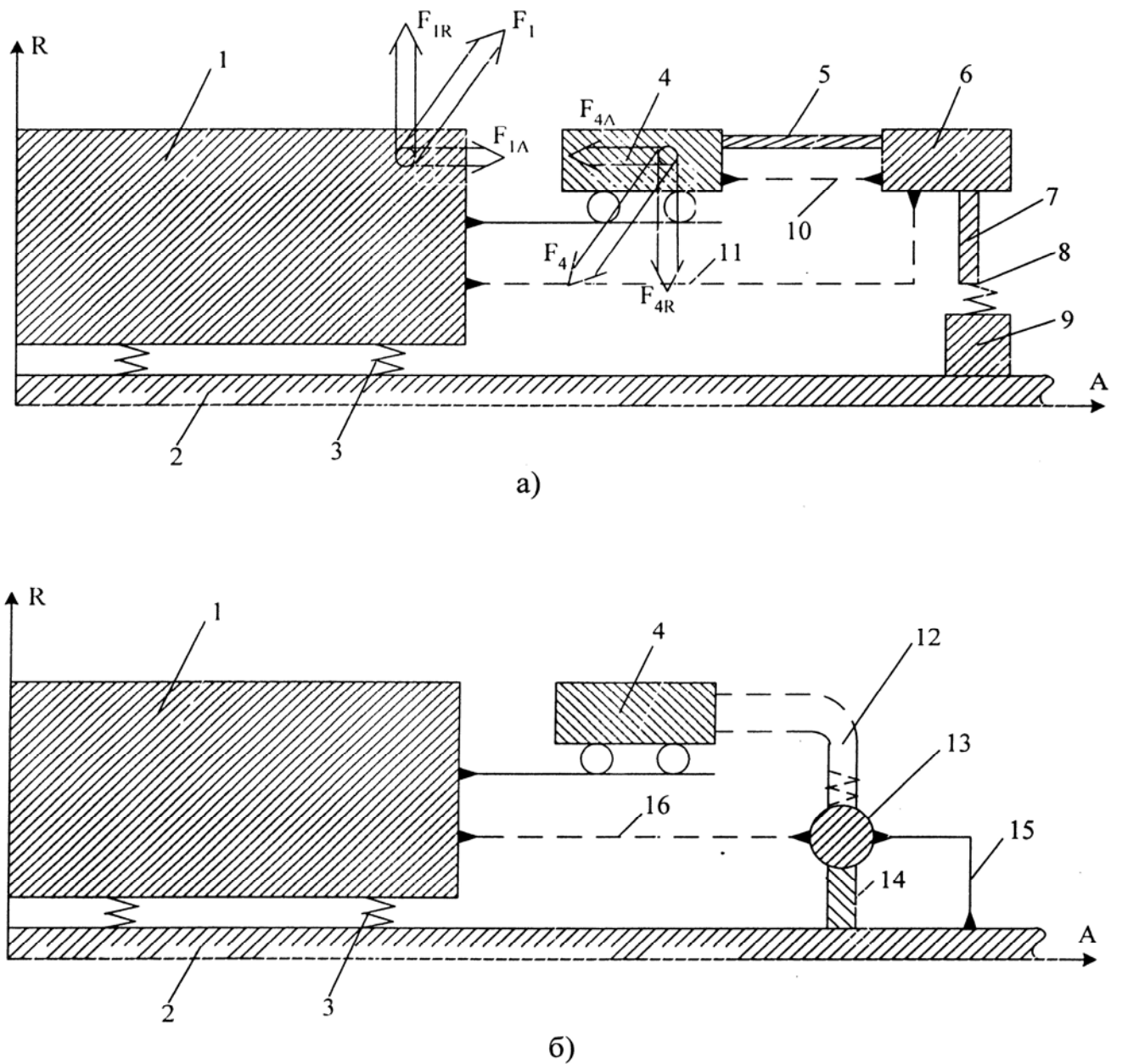


Рис. 4.18. Кинематические схемы узлов обмотки статора (а) и водоподвода к обмотке (б).

Обозначено: 1 - сердечник статора, 2 - корпус статора, 3 - эластичные связи, 4 - обмотка статора, 5 - участок шины, 6 - сборка шин, 7 - выводной участок шины, 8 - гибкая токоведущая связь, 9 - вывод, 10 - 11 - варианты жестких связей крепления сборки шин, 12 - гибкий шланг водопровода, 13 - водяной коллектор, 14 - патрубок подвода воды к коллектору, 15 - 16 - варианты жестких связей крепления коллектора.

#### 4.4 Выводы по главе 4

Анализ экспериментальных данных позволяет сделать следующие выводы:

1. Основное влияние на вибрацию ТГ оказывает гармоника силы магнитного происхождения на частоте 100 Гц, амплитуда которой пропорциональна квадрату индукции в воздушном зазоре машины.

2. Наряду с основной гармоникой вибровозмущающей силы на вибрацию соединительных шин обмотки статора оказывают влияние высшие гармоники сил на частотах, кратных 100 Гц, т.е. **200**, 300, 400, 500 и т.д. Гц.

3. Кроме того, существуют субгармоники, частоты которых являются дробными по отношению к оборотной частоте ( $1/2$ ,  $1/3$ ,  $1/4$  от 50 Гц), что связано со сложными процессами, происходящими в подшипниках скольжения. Дробные гармоники вызывают собственный ряд высших гармоник, которые могут вызвать резонансные явления на шинах, зубцах и других элементах конструкции генератора.

4. После достижения нагрузки ТГ в 500 МВт и выше наблюдался существенный рост шумовой составляющей вибрации на шинах, на которых отмечена наибольшая виброактивность. Область существования шумовой составляющей не стабильна. Возникновение заметного шума связано с недостаточной прессовкой сердечника статора генератора.

5. Анализ когерентности гармонических составляющих вибрации наглядно показывает принадлежность гармоник к общему источнику. Появление субгармоник может быть вызвано нелинейными явлениями взаимодействия турбогенератора с фундаментом.

6. На уровне виброактивности шин существенное влияние оказывает нагрузка машины, что наблюдалось при постепенном нагружении генератора активной мощностью. При уровне нагрузки до 750 МВт шины вели себя удовлетворительно.

7. Существенным резервом снижения уровней виброактивности шин является дополнительная подпрессовка сердечника статора, а также радикальное



изменение конструкции и способа крепления лобовых частей и соединительных шин обмотки статора.

8. Необходимо предусмотреть установку вибродатчиков на опорных колоннах, а также на нажимных фланцах и нажимных пальцах сердечника статора.

9. Существующие технические условия на отстройку от резонансов только лишь для 100 Гц не являются достаточными. Необходимо считаться с наличием существенных вибраций как на высших гармониках, так и субгармониках.

10. Исследованный генератор в исходном конструктивном исполнении можно оставить в эксплуатации при условии неполной нагрузки, уровень которой следует установить экспериментально.

11. Приведенные выше результаты экспериментальных исследований статора турбогенератора не являются исчерпывающими, поскольку измерения выполнялись на ограниченном количестве точек контроля вибраций. Все измерения необходимо выполнять строго синхронно, однако последнее невозможно реализовать по техническим причинам (недостаточное число каналов регистрирующего устройства и первоначальная ориентация на контроль вибрации исключительно на шинах).

12. Радикальным средством улучшения надежности обмотки статора является переход на новую более прогрессивную конструкцию обмотки статора. Конструкция обмотки должна быть значительно более «гибкой», иметь большее число степеней свободы перемещений элементов обмотки. При этом появится независимость виброперемещений отдельных секций в зоне лобовых частей в аксиальном направлении.

## ГЛАВА 5

### ВИБРОМОНИТОРИНГ И ВИБРОДИАГНОСТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТУРБОАГРЕГАТОВ АЭС

#### 5.1. Методы вибромониторинга и вибродиагностики технического состояния турбогенератора

При эксплуатации турбогенератора его выход в ремонт может быть осуществлен тремя способами:

А) Выход в неплановый ремонт в результате аварийной остановки ТГ – работа ТГ до отказа.

В) Выход ТГ на планово-предупредительный ремонт (ППР). Для турбоблоков АЭС Украины – один раз в год.

С) Выход ТГ в ремонт по результатам текущего мониторинга объекта, идентификации имеющихся в нем дефектов и прогноза их дальнейшего развития (ремонт по фактическому состоянию ТГ и турбоагрегата в целом).

Из отмеченных способов наиболее эффективным является третий. Успешное его использование позволяет:

- сократить время и объем ремонтных работ, уменьшить трудозатраты, снизить количество расходуемых запасных деталей, материалов и др.;
- уменьшить количество внезапных аварийных отказов;
- уменьшить экономические потери из-за внепланового простоя ТГ.

Сопоставление трёх видов остановок для ТГ представлено в таблице 5.1.

Для «мониторинга технического состояния ТГ» наблюдение за уровнем вибрации в широкой полосе частот малоэффективно, так как только лишь предупреждает эскалацию повреждений, способных вызвать аварию. Так, мониторинг технического состояния выводных и соединительных шин обмотки статора турбогенератора ТВВ-1000-2У3, выполненный канадской фирмой VibroSyst M с использованием вибродатчиков FOA-100 с частотной полосы пропускания 50 – 350 Гц (Глава 4), не смог установить зарождающиеся трещины в соединительных шинах, резонировавших на частоте 200 Гц.

Таблица 5.1

	Способ	Принцип	Преимущества	Недостатки
А	Вынужденное обслуживание	Работа до аварии: пожара или же выхода из строя детали, конструктивного узла и т.д.	Отсутствие гарантий в поддержании оборудования в рабочем состоянии	Непредусмотренная остановка с большими материальными потерями
В	Превентивное обслуживание	Планово-предупредительный ремонт	Снижение внеплановых остановок оборудования	Замена дефектных деталей или узлов на исправные из резервного Запаса
С	Мониторинг состояния	Ремонт, вызванный фактическим состоянием оборудования	Раннее распознавание повреждений в результате мониторинга и диагностики	Необходимость в инвестициях для создания системы мониторинга и диагностики

Более эффективным является селективный метод, способный избирательно обрабатывать информацию, содержащуюся в измерительных сигналах, и анализировать её с целью раннего выявления повреждений. При этом можно выделить три основных аспекта:

1. Для роторов измеряются вибросмещения, виброскорости и виброускорения на частоте вращения и высших гармониках. Каждой составляющей ставят в соответствие определённый вид источника вибровозмущения (термический дисбаланс, ошибка балансировки, контактные процессы и т. д.). Методика может уточняться посредством использования измерения фазовых углов (относительно нанесенной на вал маркировки) в качестве указателя наблюдения.

2. Расширение диагностики достигается за счёт введения диагностических признаков по отдельным видам дефектов (характерных для разных видов нерегулярности) на частотах, отличных от частоты вращения и соответственно высших составляющих, кратных частоте вращения. Источниками таких вибраций могут быть магнитное поле, подшипники скольжения, зубчатые передачи и др.

3. Дальнейшее повышение эффективности (чувствительности) диагностики турбоагрегата может быть достигнуто, если в процессе работы ТГ и всего турбоагрегата принимать во внимание селективно установленные собственные частоты элементов конструкции всего комплекса, влияющие на работу ТГ. Такого рода «отпечатки пальцев» наиболее полно характеризуют состояние машины и указывают на появление дефектов на ранней стадии (наложение изменяющихся составляющих, смещение резонансов и т.д.). Селективные методы можно упрощённо подразделить на методы контроля во временной и частотной областях. Такое разделение поясняется на Рис. 5.1. Во временной области измерительный сигнал определяется многими периодами (вращением вала), чтобы с помощью сигнала, поступающего от триггера (опрокидывающего угла), выделить из суммарного сигнала комплексные амплитуды (величину и фазу)  $1n$ ,  $2n$ ,  $3n$ ...гармонических составляющих.

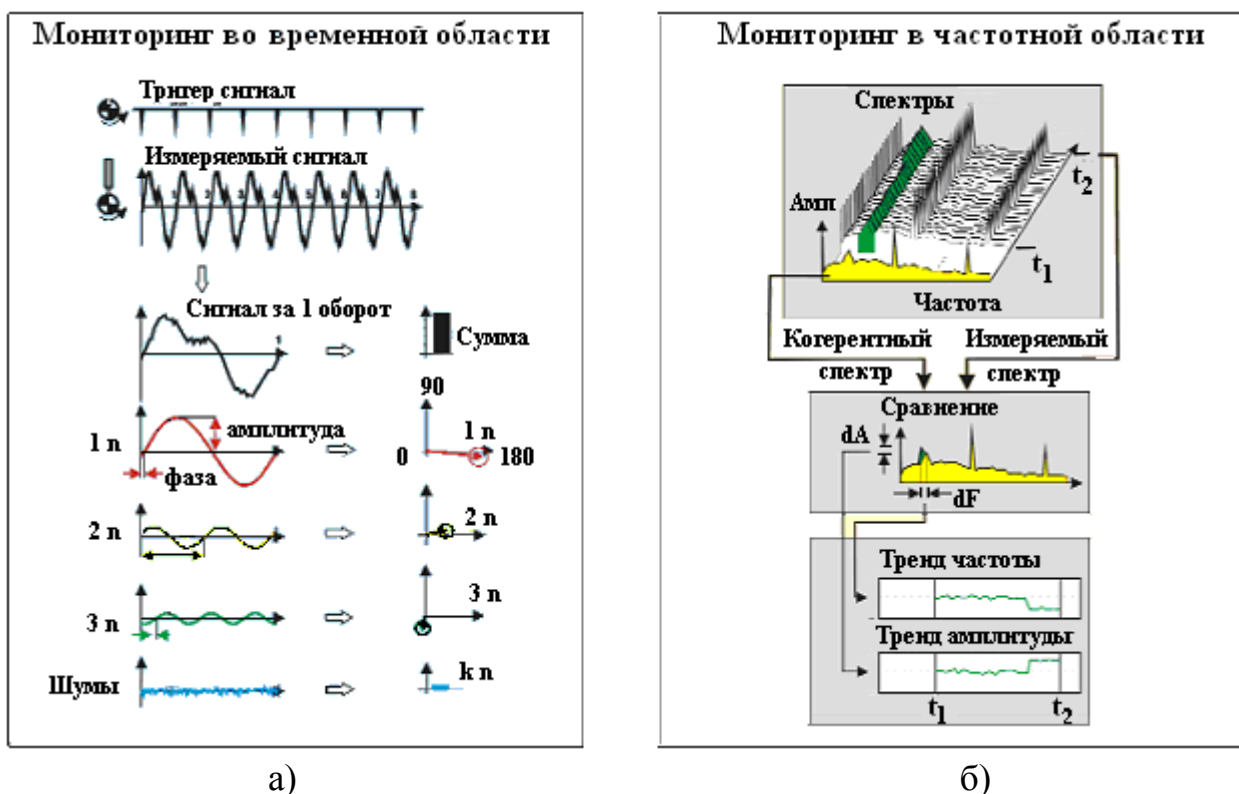


Рис. 5.1. Мониторинг сигналов во временной (а) и частотной (б) областях

Построенный на быстром преобразовании Фурье анализ в частотной области позволяет сопоставить текущий спектр с «образцовым» спектром, причём

для каждого пикового значения определяют тенденцию развития дефекта. Эта тенденция изменения конкретной характеристики является чувствительным инструментарием для раннего распознавания систематических изменений.

Сравнение двух методов наблюдения во временной и частотной областях, представленное в таблице 5.2, свидетельствует о следующем: преимущество мониторинга во временной области заключается в спонтанном распознавании быстро развивающихся дефектов, методика наблюдения в частотной области имеет чёткое преимущество при распознавании дефектов на ранней стадии.

Например, при *диагностике турбины* в таблице 5.3 перечислены характерные виды дефектов, распознаваемые двумя селективными методами. Применение этих двух методов – каждого в отдельности или же в комбинации – расширяет использование информации, заложенной в измерительных сигналах, для обнаружения зарождающихся дефектов с положительными результатами для своевременного планирования ремонтов и стоимости последних.

Таблица 5.2

Мониторинг во временной области «Указатель наблюдения»	Мониторинг в частотной области «Отслеживание резонансов»
Разложение виброскорости на гармонические составляющие, кратные частоте вращения.	Выделение стохастических составляющих виброскорости посредством частотной трансформации на продолжительном временном интервале.
Цифровая обработка данных с шагом в одну сек.	Цифровая обработка данных с шагом в один час.
Выделение вызывающих внимание аномалий.	Использование полной динамики сигнала.
Распознавание быстро развивающихся дефектов: - процессы касания (поверхностей), - дефекты сцепления (муфты), - термические искривления (вызванные явлениями термоупругости), - нестабильность масляной плёнки (в подшипниках скольжения) и др	Раннее распознавание развивающихся дефектов: - рост трещин на валу, - процессы износа в подшипниках, - ослабление связи между валами, - Смещение собственных (резонансных) частот и др.

Для реализации третьего способа необходим технический мониторинг и диагностика ТГ, причем задолго до его аварийного отказа желательно выявить все существенные дефекты, влияющие на ресурс надежной эксплуатации, что позволит организовать и провести его своевременный ремонт.

Таблица 5.3.

Преимущества мониторинга во временной области	Преимущества мониторинга в частотной области
Повреждение (потеря) лопатки турбины	Автоколебания
Смещение валов	Ослабление посадочных поверхностей
Нарушение связей	Нарушение хода
Механический небаланс	Износ подшипников
Термические деформации (термоупругость)	Ослабление связи валов (агрегата)
Процессы задевания	Изменяющиеся наложения составляющих вибрации
Нестабильность масляной плёнки (подшипники скольжения)	Смещение резонансных пиков
Резонансные пики	—
Рост трещин на валу	—

Таким образом, основное отличие мониторинга от диагностики состоит в том, что мониторинг не ставит своей целью обнаружение дефектов на ранней стадии развития. В его функции входит своевременное обнаружение сильных дефектов в предположении, что хотя бы один из дефектов оказывает существенное воздействие на вибрацию объекта, которая обнаруживается достаточно простыми методами анализа сигналов вибрации, измеряемой в одной или нескольких контрольных точках. Исходя из этой цели, чтобы не пропустить быстро развивающиеся дефекты, вибрационный мониторинг требует измерений с небольшими интервалами времени между ними (доли секунды или несколько секунд). При этом необходимо оптимизировать количество измерительных каналов, которые определяют стоимость системы.

Задача диагностики - обнаружить дефекты на ранней стадии, наблюдать и прогнозировать их дальнейшее развитие, планировать сроки выхода турбогенератора в ремонт. В процессе диагностики необходимо измерять

вибрацию каждого узла ТГ, если нет конкретного способа обнаружения зарождающихся дефектов одного узла по вибрации другого. Диагностику желательно проводить также по высокочастотной вибрации (шуму), для возбуждения которых достаточны небольшие силы, которые и возникают на ранней стадии развития дефектов [3].

Как показал практический опыт, достоверная диагностика ТГ возможна по результатам анализа их вибрационных характеристик, поскольку:

- появления дефекта в машине сопровождается, как правило, существенным увеличением амплитуды и изменением частоты вибрационных сил. Хотя эти силы возникают непосредственно в зоне дефекта, они легко могут быть обнаружены средствами мониторинга и на удалении от этой зоны, поскольку свободно распространяются в конструктивном объёме одной машины или же группы машин, таких, как турбогенератор, возбудителей и турбин высокого и низкого давления турбоагрегата. Последнее наглядно показано в работе [128].
- результаты измерения вибрации содержат максимальный объём полезной диагностической информации;
- диагностирование можно проводить без разборки и остановки машины, в том числе и в процессе ее эксплуатации.

Другие методы мониторинга и диагностики машин (контроль температуры наиболее нагреваемых узлов, анализ содержимого отработанных смазочных масел и др.) при использовании вибрационной диагностики играют вспомогательную роль. Однако это не значит, что контроль других важных параметров и применение других методов контроля, особенно методов неразрушающего контроля (рентгеновский анализ, контроль частичных разрядов, контроль влажности внутри ТГ, ультразвуковая диагностика и др.), является излишним – для обеспечения гарантированной надежности эксплуатации ТГ желательно проводить комплексный мониторинг параметров различной физической природы.

## 5.2. Построение автоматизированной системы мониторинга и вибрационной диагностики турбоагрегатов АЭС

В последнее время особый интерес проявляется к созданию систем мониторинга и вибродиагностики, которые не только обеспечивают выявление повышенной виброактивности машины, но и на основе результатов анализа полученной виброинформации позволяют строго детерминировать причины возникновения такой виброактивности, а также сформулировать технические решения и рекомендации по её устранению. Такие системы мониторинга и вибродиагностики называют *автоматизированными* (АСМВ) [129]. Мониторинг машин с помощью таких систем проводится в режиме реального времени и необходим для непрерывного наблюдения за вибросостоянием машины, в частности, за уровнем вибраций ее основных узлов и элементов. Диагностика дефектов в АСМВ выполняется на основе заранее сформированных экспериментальных баз данных и обобщенных баз знаний, ставящих в соответствие повышенный уровень виброактивности с вызвавшими ее причинами. Процесс диагностики дефектов в АСМВ базируется также на широком использовании методов математического моделирования и адекватных математических моделей [3]. Актуальность, целесообразность и практическая необходимость использования АСМВ для обеспечения надежности работы сложных технических объектов в полной мере относится и к проблеме обеспечения надежности функционирования мощных турбоагрегатов АЭС.

Турбоагрегаты АЭС состоят из расположенных на одной оси вращения нескольких ступеней паровых турбин высокого и низкого давления, турбогенератора и возбуждателей. При этом каждый элемент турбоагрегата опирается на собственные подшипники, а все элементы объединены муфтами в единую роторную систему. В результате сформированный таким способом турбоагрегат отличается большими продольными размерами, значительной сложностью конструкции, а возникший в одном из элементов конструкции дефект, вызывающий повышение уровня вибраций, оказывает непосредственное влияние на сопряженные с ним другие элементы турбоагрегата [128].



Рассмотрим основные аспекты, связанные с построением и функционированием АСМВ турбоагрегатов АЭС [3, 115, 117].

*Анализ источников вибрации и шумов в турбоагрегатах АЭС.* При работе турбоагрегата АЭС в нем возникают динамические силы. Эти силы являются источником не только шума и вибрации, но ведут к появлению дефектов, развитие которых изменяет характеристики сил, шума и вибрации. Вибрации и шум содержат в себе информацию о динамических силах, но в процессе преобразования сил в вибрацию или шум часть информации искажается или теряется. Еще больше информации теряется при преобразовании совершаемой силами работы в тепловую энергию. Именно поэтому из двух видов сигналов (температура и вибрация) в диагностике предпочтение следует отдать вибрации. Турбоагрегат состоит из элементов, в которых возникают динамические силы различной физической природы – механические, электромагнитные, аэродинамические, гидродинамические и др. Поэтому анализ причин и источников этих сил необходим для дальнейшего анализа вибраций и шумов [26].

Вибрация, в зависимости от природы возбуждающих ее сил, может быть либо детерминированной (чаще периодической), либо случайной. Один из простейших примеров детерминированного сигнала вибрации – простое гармоническое колебание. Оно характеризуется тремя характеристиками – амплитудой, частотой и начальной фазой. Случайный (недетерминированный) сигнал может принимать любое значение в определенном диапазоне, его характеризуют пиковым значением, средним значением и интервалом от пика до пика. Периодический сигнал вибрации может быть представлен в виде спектра. Представление периодического сигнала в виде дискретного спектра основано на результатах его разложения в ряды Фурье. В нем может быть одна или несколько составляющих (Рис. 5.2).

Если сигнал представляет собой комбинацию (Рис.5.2в) двух простейших гармонических составляющих с разными частотами и амплитудами, то и его спектр содержит две составляющие. Пример периодического сигнала более сложной формы и его представление в виде спектра показано на рис. 5.3.

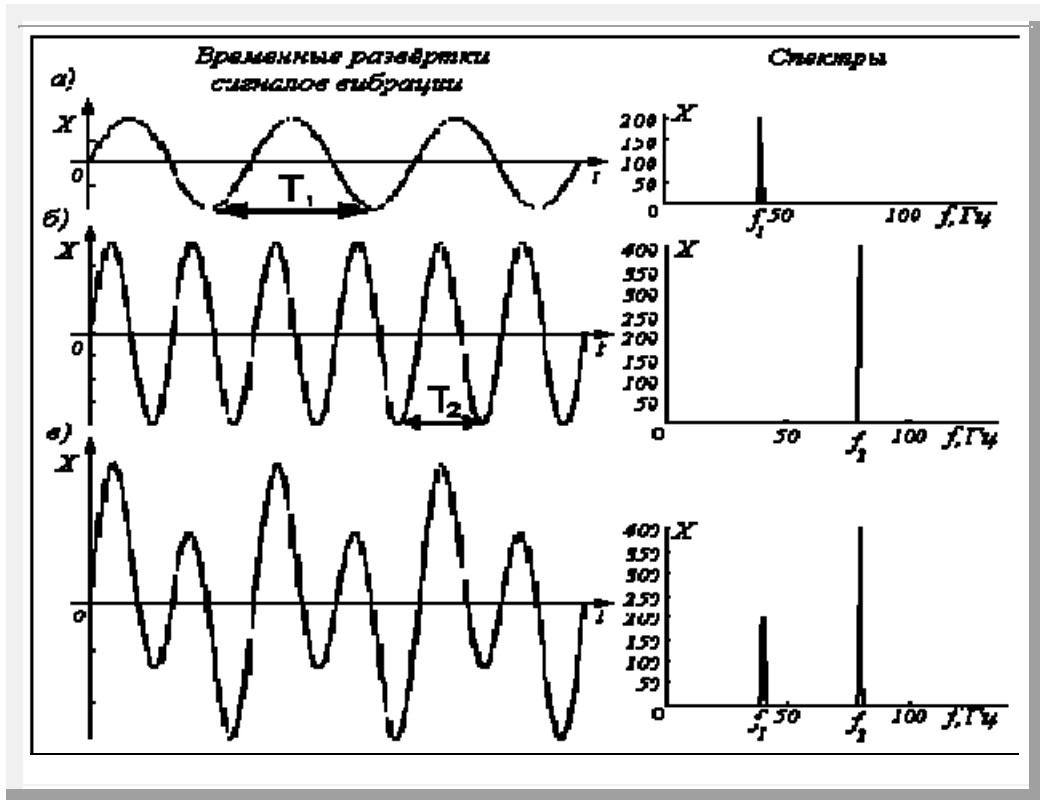


Рис. 5.2. Временные сигналы вибрации и их спектры

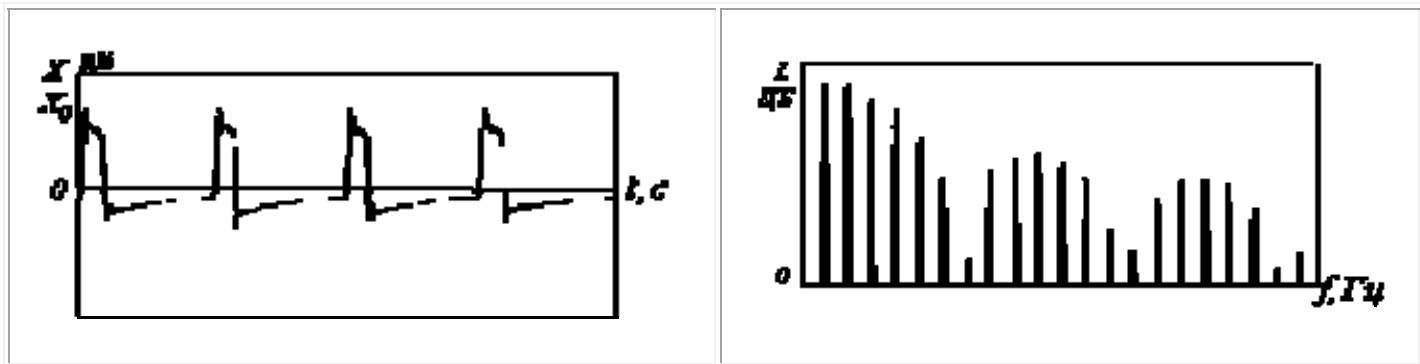


Рис. 5.3. Сложный периодический сигнал вибрации и его спектр

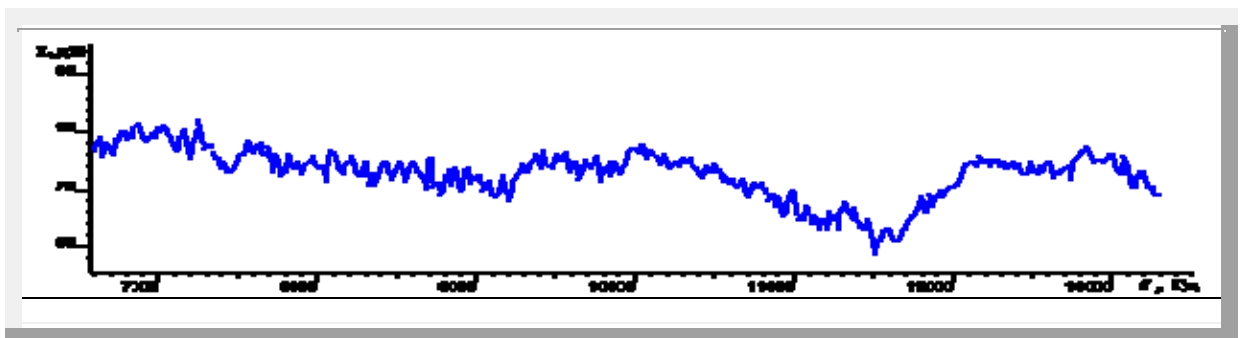


Рис. 5.4. Спектр случайных составляющих вибрации

Случайные сигналы также отображают спектром, но в этом случае спектр является не дискретным, а сплошным (Рис. 5.4).

Результирующий спектр (Рис. 5.5) вибрации реального технического объекта содержит как периодические, так и случайные составляющие, и характеризуется, как правило, большим количеством гармонических составляющих в области низких частот. По мере увеличения частоты гармонических составляющих становится меньше, и они практически отсутствуют в области высоких частот. Метод спектрального анализа вибраций позволяет разложить сложный результирующий сигнал на отдельные компоненты с разными свойствами, и затем перейти к анализу конструкции. Этот метод лежит в основе функционирования создаваемой АСМВ.

При вибродиагностике турбоагрегатов АЭС следует учитывать различные свойства вибрационных колебаний на разных частотах. В области инфранизких частот вибрация, которая обнаружена в одном из элементов турбоагрегата, может возбуждаться не физическими процессами в этом элементе, а физическими процессами, происходящими в других соседних элементах [128].

Особенность вибрации на низких частотах состоит в том, что она слабо затухает в пространстве и, следовательно, в точку установки датчика доходит вибрация от всех сопряженных узлов турбоагрегата. Поэтому при анализе вибрации на низких частотах возникает проблема локализации дефектного узла и проблема помехоустойчивости.

На средних частотах в любой точке контроля вибрация возбуждается, в основном, колебательными силами, действующими в ближайших к ней узлах турбоагрегата. В спектре вибрации наблюдается большое количество гармонических составляющих разной частоты, но из-за многочисленных резонансов соотношения амплитуд этих составляющих сильно отличаются от соотношений величин возбуждающих их колебательных сил. Как следствие – искажения информации о дефектах – источниках этих колебательных сил и отсутствие повторяемости результатов при малейшем изменении режима работы турбоагрегата.

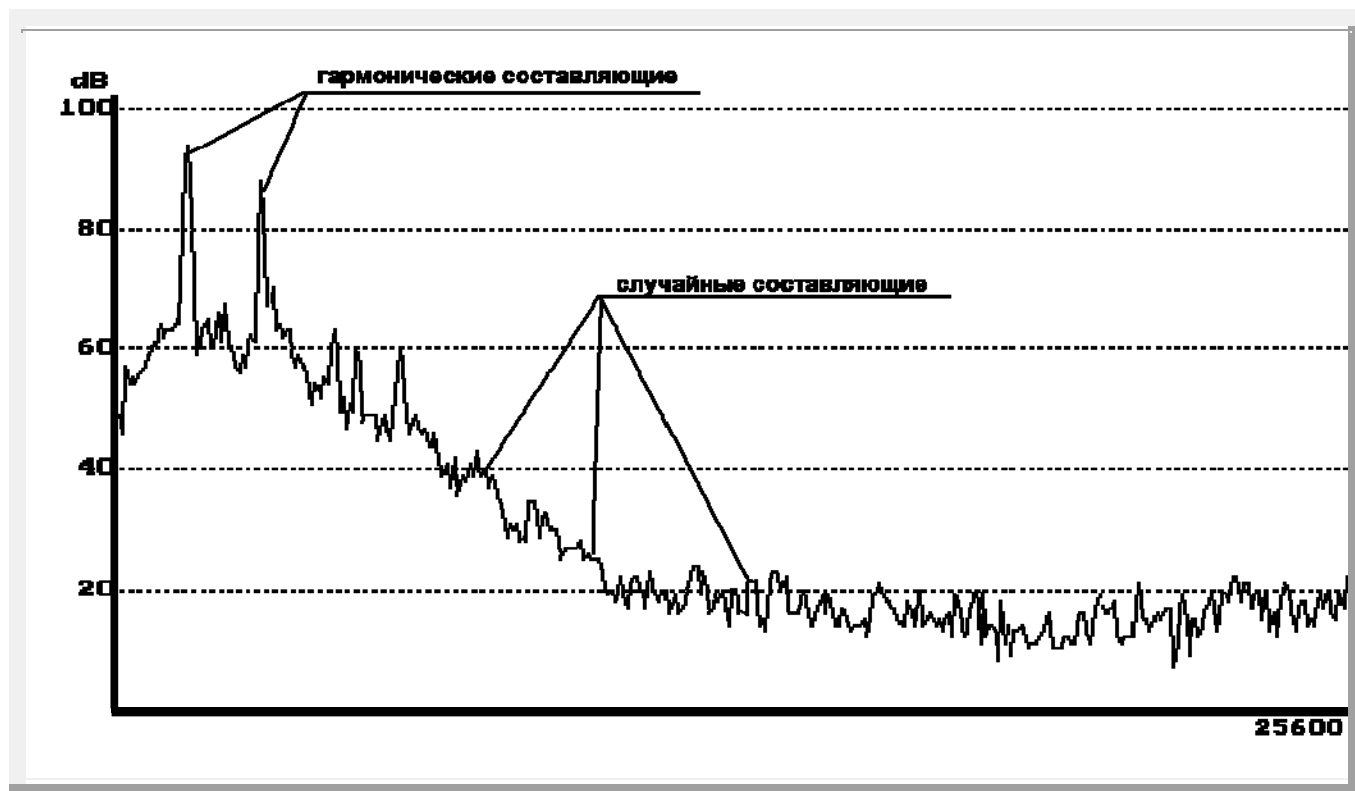


Рис. 5.5. Результирующий спектр сигнала вибрации

На высоких частотах вибрация приобретает волновой характер, в спектре мало линий, мало (на первый взгляд) информации, но для возбуждения высокочастотных вибрации достаточно даже малых возмущающих сил.

**Определение диагностических параметров.** Основное правило диагностики состоит в том, что состояние объекта следует определять по отклонению диагностических параметров от их эталонных значений. При этом необходимо найти оптимальные диагностические параметры и построить эталон для каждого параметра. В общем случае эталон бездефектной машины можно построить тремя способами:

1. Измерять каждый диагностический параметр у группы бездефектных машин, определив среднее значение параметра и границы его допустимых отклонений (эталон по группе);
2. Следить за изменениями диагностического параметра на начальной стадии эксплуатации машины. Определяя тренд для этого параметра и его допустимые отклонения, использовать эти значения в качестве эталона

этого параметра на время дальнейшей эксплуатации машины (эталон по истории);

3. Следить за изменениями диагностического параметра на начальной стадии его конкретного измерения и использовать полученные значения как эталон на вторую часть этого же измерения (мгновенный эталон).

Лучшими для диагностики машин являются те диагностические параметры, которые позволяют строить мгновенные эталоны. Но, к сожалению, таких параметров, реально отражающих состояние машин и их узлов, в вибрационной диагностике весьма мало.

Применительно к турбоагрегатам АЭС достаточно затруднительно построить эталон бездефектной конструкции по принципу *эталон по группе*. Это обусловлено тем, что число действующих на АЭС энергоблоков, например, мощностью 1000 МВт, весьма ограничено. Причём каждый турбоагрегат, как правило, имеет индивидуальные особенности, внесенные в него в процессе его усовершенствований и ремонтов, и, поэтому представляет собой достаточно уникальную конструкцию. Более подходящим эталоном бездефектной конструкции для турбоагрегатов АЭС является *эталон по истории*, основанный на отслеживании изменений диагностических параметров конкретного турбоагрегата во времени, начиная от его начальной стадии эксплуатации.

### **5.3. Структурная схема автоматизированной системы мониторинга и вибрационной диагностики турбоагрегатов АЭС**

Процесс мониторинга и вибродиагностики турбоагрегатов АЭС с помощью АСМВ функционально можно разделить на следующие три этапа.

На первом этапе АСМВ выполняет регистрацию и сбор первичной информации – “сырых сигналов” о вибрационном состоянии турбоагрегата. Это очень важный этап процесса диагностики, который определяет достоверность окончательных результатов мониторинга и вибродиагностики объекта. Для реализации этого этапа при создании АСМВ необходимо решить следующие научно – технические задачи:

1) обосновать и разработать оптимальные схемы размещения ограниченного количества вибродатчиков в узлах и элементах конструкции турбоагрегата. Получаемая с этих датчиков измерительная информация должна обеспечить достоверные оценки вибросостояния турбоагрегата в целом;

2) разработать высокочувствительные калиброванные вибродатчики с гарантированной точностью измерений. Существуют датчики различного типа, которые позволяют измерять величины различной физической природы: виброускорение, измеряемое в  $\text{м/с}^2$ , виброскорость, измеряемую в  $\text{мм/с}$ , вибросмещение, измеряемое в  $\text{мкм}$ , и звуковое давление, измеряемое в Па. В вибродиагностике степень развития дефекта определяется колебательной силой, действующей на материальный элемент в зоне дефекта, причем сила связана линейно с колебательным ускорением элемента, а не с его скоростью. Поэтому при вибродиагностике, как правило, измеряют виброускорение, хотя для вибрационного контроля машин дополнительно измеряют и виброскорость, причем лишь в ограниченном низкочастотном диапазоне. Для измерения используются пьезодатчики. В таких датчиках электрический заряд на выходе пропорционален действующей на датчик силе. Лишь в ряде стационарных систем контроля вибрации крупных машин с подшипниками скольжения используются датчики колебательного сдвига, которые встроены в подшипник (по два датчика на подшипник). Эти датчики позволяют измерять траекторию движения центра вала в подшипниках (его орбиту) и, тем самым, непосредственно определять величину сноса вкладышей. Выходные сигналы от датчиков с помощью предварительных усилителей должны быть приведены к одному из диапазонов уровней, соответствующих стандартам ISO;

3) разработать схемы связи датчиков с приемными устройствами сигналов. При этом значительное внимание должно быть уделено способам защиты линий связи от искажений и помех;

4) разработать компьютерные системы регистрации и накопление первичной виброинформации (информации первого уровня) в базах данных;

5) разработать правила принятия решений о выдаче сигналов в случае внезапного обнаружения недопустимо высоких уровней вибраций.

На втором этапе АСМВ выполняет компьютерную обработку и преобразование полученной первичной виброинформации в виброинформацию второго уровня, проводит ее предварительный анализ, систематизацию, накопление в базах данных и наглядную визуализацию. Для реализации этого этапа при создании АСМВ необходимо решить следующие научно – технические задачи:

1) разработать алгоритмы и компьютерные программы для численной обработки виброинформации первого уровня и ее преобразования в систематизированную виброинформацию более высокого второго уровня. Вибрация, измеряемая в контрольных точках работающего турбоагрегата, является результатом действия колебательных сил в разных его узлах на всю механическую колебательную систему. Это действие осуществляется с разными передаточными характеристиками от каждого из источников колебательных сил до каждой точки мониторинга. В наиболее общем виде колебательные силы описываются суммой периодических, случайных и ударных составляющих, а передаточные характеристики - амплитудно-частотными и фазочастотными компонентами. Максимальный объем диагностической информации, содержащейся в структуре колебательных сил, можно получить, разделив сигнал на составляющие (периодические, случайные и ударные) и анализируя каждую из них отдельно, с учетом передаточных характеристик колебательной системы. Поэтому при численной обработке первичной информации широко используются математические методы частотного (спектрального) анализа;

2) разработать методы эффективного представления виброинформации второго уровня в удобном для последующего анализа - в виде спектрограмм, сонограмм, корреляционных зависимостей и др. [6, 79, 88, 89], а также компьютерные программы для наглядной визуализации результатов анализа на мониторе ПК;

3) сформировать компьютерные базы данных, содержащие упорядоченную виброинформацию второго уровня.

На третьем этапе выполняется анализ виброинформации второго уровня, диагностика дефектов и прогноз их дальнейшего развития с обоснованием возможности дальнейшего функционирования технического объекта и ожидаемого уровня его надежности. Для реализации третьего этапа при создании АСМВ необходимо решить следующие научно-технические задачи:

- 1) обосновать и разработать систему диагностических признаков и параметров;
- 2) накопить экспериментальный опыт вибродиагностики объекта, классифицировать и систематизировать этот опыт в виде баз знаний, которые позволяют идентифицировать причины аномальных вибраций;
- 3) разработать математические модели для моделирования физических процессов, которые обуславливают повышенную виброактивность объекта;
- 4) разработать компьютерную диалоговую систему и предназначенный для пользователя интерфейс для проведения мониторинга и вибродиагностики;
- 5) провести теоретическое обучение и практическую подготовку персонала, способного на практике применять разработанную компьютерную диалоговую систему при проведении мониторинга и разработке экспертных технических предложений по устранению недопустимой виброактивности турбоагрегата.

Изложенное в предыдущих разделах обоснование целей, задач, этапов функционирования и структуры автоматизированной системы мониторинга и вибрационной диагностики турбоагрегатов атомных электростанций позволяет представить ее структурную схему, которая изображена на Рис. 5.6. Структурная схема АСМВ отражает сформулированные выше принципы построения системы и основные три этапа ее функционирования. Структурная схема содержит: систему регистрации и накопления первичной виброинформации, систему компьютерной обработки первичной виброинформации, систему анализа вторичной виброинформации и диагностики дефектов. Каждая из упомянутых систем содержит в себе ряд подсистем различного назначения, выполняющих заданные функции при решении задачи мониторинга и вибродиагностики.

Итоговый результат работы АСМВ проявляется в функционировании компьютерной диалоговой системы мониторинга и вибродиагностики



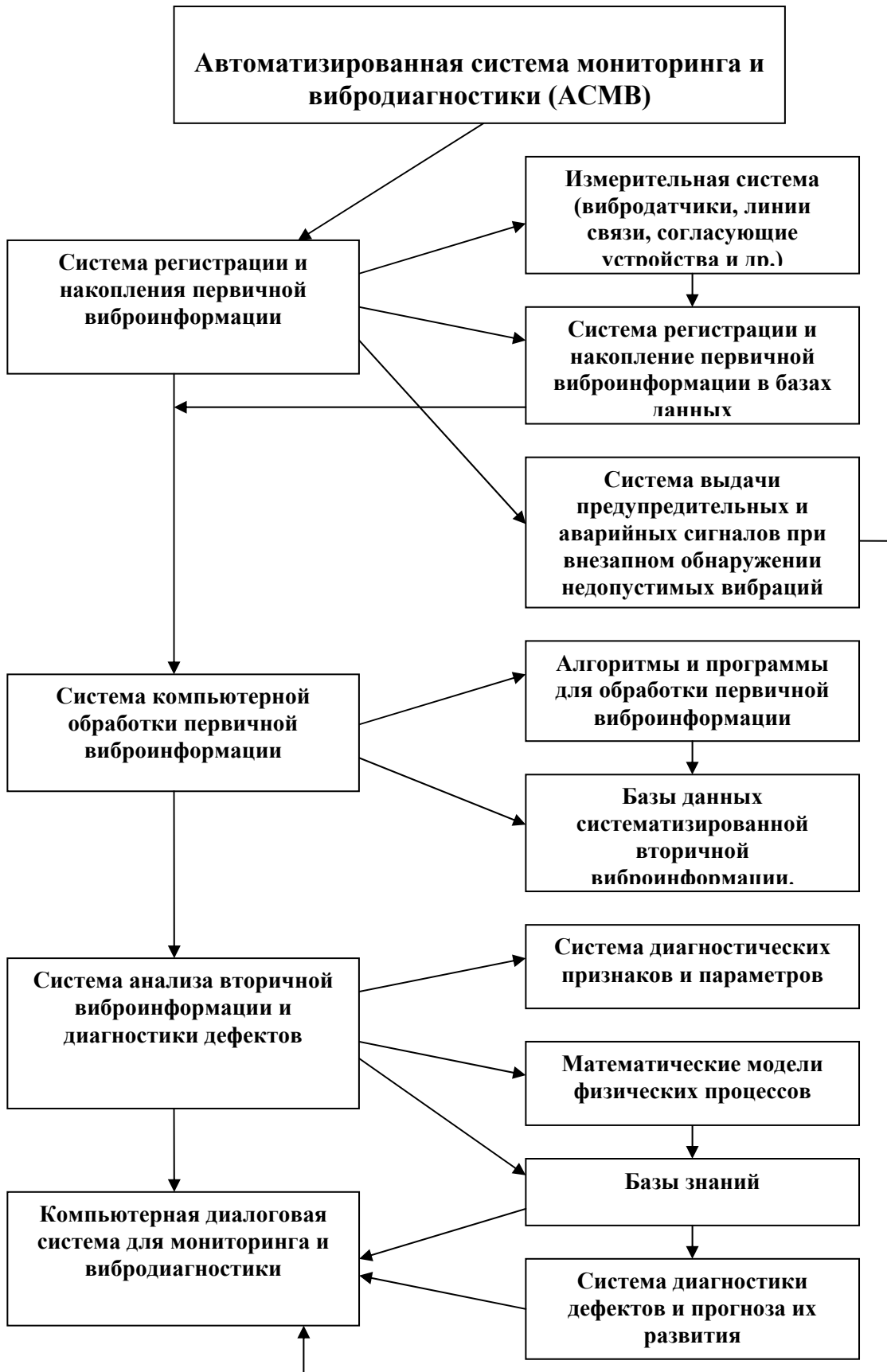


Рис. 5.6 Структурная схема автоматизированной системы мониторинга и вибродиагностики турбоагрегата АЭС

турбоагрегатов АЭС, предназначенной для использования специалистами различного уровня квалификации и ответственности. Эта диалоговая система, будучи объединённой через компьютерные сети с аналогичными системами на других предприятиях и атомных станциях, формирует информационно-измерительную среду, обеспечивающую в целом повышение надежности эксплуатации энергоблоков АЭС.

В приложении «В» приведены конкретные предложения по созданию диагностического комплекса турбоагрегата АЭС.

#### **5.4. Выводы по Главе 5**

1. Показано, что проблема вибрационного мониторинга и диагностики технического состояния ТГ должна решаться одновременно с проблемой обеспечения вибрационной надежности турбоагрегата в целом.

2. Рассмотрены методы мониторинга технического состояния ТГ. Сравнение двух методов мониторинга во временной и частотной областях свидетельствует о следующем: преимущество мониторинга во временной области заключается в спонтанном распознавании быстро развивающихся дефектов, методика наблюдения в частотной области имеет чёткое преимущество при распознавании дефектов на ранней стадии.

3. Обоснованы и сформулированы принципы построения и структурная схема автоматизированной системы диагностики, предназначенная для вибромониторинга и вибродиагностики турбогенератора как элемента турбоагрегата атомных электростанций. Такая система позволяет на основе результатов анализа полученной виброинформации строго детерминировать причины возникновения такой виброактивности, а также сформулировать технические решения и рекомендации по её устранению. Полученные результаты создают основу для дальнейшей конкретизации и разработки системы автоматизированного мониторинга и вибродиагностики нового типа. Внедрение автоматизированной системы вибродиагностики – важнейшее научно-

техническое мероприятие по уменьшению повреждаемости и повышению надежности турбоблоков АЭС Украины.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации решена актуальная научная задача, направленная на достижение основной цели работы – научного обоснования и разработки научно-технических мероприятий по уменьшению повреждаемости конструктивных узлов статора турбогенератора, вызванных вибрацией в его торцевых зонах. В работе были исследованы деструктивные процессы в узлах статора, частая повреждаемость которых подтверждается опытом длительной эксплуатации ТГ, а именно, в стяжных призмах сердечника статора, зубцах крайних пакетов статора и соединительных шинах в лобовых частях обмотки статора. По результатам исследований сделаны следующие основные выводы:

1. Разработано научно-методическое обеспечение, выполненное в виде совокупности полевых математических моделей и методов анализа, необходимых для исследования повреждаемости важных элементов конструкции статора турбогенератора, обусловленной осевой вибрацией в торцевых зонах.

2. Методами математического моделирования доказано, что повреждаемость хвостовиков стяжных призм сердечника статора ТГ происходит из-за процесса усталостного разрушения при их многоцикловом нагружении аксиально направленными вибрационными электромагнитными силами, возникающими в торцевых зонах и действующими на нажимную плиту, нажимные пальцы и крайние пакеты сердечника статора.

3. Предложена гипотеза, объясняющая механизм разрушения зубцов крайних пакетов сердечника статора вследствие явления расслоения шихтованной структуры зубцов на отдельные фрагменты и последующих резонансных колебаний этих фрагментов.

4. Экспериментально доказано, что соединительные шины в лобовых частях обмотки статора турбогенератора ТВВ-1000-2У3 конструкции ОАО «Электросилы» совершают вынужденные колебания на частотах 100, 200, 300 и т.д. Гц, причем наиболее интенсивные колебания происходят на частотах 100 и 200 Гц. Установлено, что количество шин, имеющих собственные частоты

колебаний, близкие к частоте 200 Гц, весьма велико, т.е. такие шины статора постоянно вибрируют в условиях, близких к резонансу на частоте 200 Гц, что обуславливает их высокую повреждаемость.

5. Сформулированы принципы построения и предложена структурная схема автоматизированной системы диагностики, предназначенная для вибромониторинга и вибродиагностики турбогенератора как элемента турбоагрегата атомных электростанций.

6. Предложен ряд научно-технических и организационных мероприятий, направленных на снижение повреждаемости исследованных в диссертации конструктивных элементов сердечника статора турбогенератора:

6.1. Для контроля распределения прессующих усилий между отдельными стяжными призмами с периодичностью не реже одного раза в месяц предложена установка тензометрических датчиков на 4-х призмах (по одному датчику на верхней, нижней, боковой левой и боковой правой призмах). Обработка и анализ получаемых с датчиков сигналов служат основой для принятия решений о дополнительной подтяжке ненагруженных и разгрузке наиболее нагруженных стяжных призм для снижения интенсивности их усталостного разрушения.

6.2. Показано, что расслоение зубцов сопровождается появлением шумовой акустической составляющей в спектре вибраций сердечника. Этот фактор служит дополнительным диагностическим признаком, свидетельствующим о необходимости замены поврежденных пакетов сердечника статора.

6.3. Для наблюдения изменения интенсивности вибрации сердечника статора, вызванной аксиальными пульсирующими силами, рекомендуется установить три вибродатчика: два – на нажимном фланце и один – на нажимном пальце сердечника статора.

6.4. Предложен практический способ определения собственных частот выводных и соединительных шин обмотки статора без разборки турбогенератора после остановки турбоагрегата.

6.5. Выполняемая в настоящее время в соответствии с нормативной методикой отстройка резонанса соединительных шин от частоты 100 Гц является

недостаточной и требует срочного дополнения инструкцией, предусматривающей отстройку шин от частоты 200 Гц.

6.6. Для повышения надежности обмотки статора ТВВ-1000-2УЗ предложено отказаться от жесткой конструкции обмотки статора, разработанной ОАО «Электросила», и перейти на более прогрессивную конструкцию обмотки статора, которая должна быть значительно более «гибкой», иметь большее число степеней свободы перемещений элементов обмотки.

6.7. Для раннего распознавания дефектов, возникающих в элементах конструкции статора, рекомендуется внедрить систему вибрационного мониторинга и диагностики в качестве эффективного инструмента предотвращения аварий с тяжёлыми последствиями.

7. Результаты диссертационной работы используются в ПАО «Укратомэнергострой», а также в учебном процессе кафедры электромеханики НТУУ «КПИ».

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Александров А.Е., Гушин Е.В., Кулаковский В.Б. и др. Обнаружение дефектов гидрогенераторов. - М.: Энергоатомиздат, 1985. - 232 с.
2. Алексеев Б.А. Определение состояний (диагностика) крупных турбогенераторов. – М.: НЦ ЭНАС, 2001. – 152 с. Дефектов гидрогенераторов. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 232 с.
3. Барков А.В., Баркова Н.А., Азовцев А.Ю. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации, Изд-во СПбГМТУ, С.-Петербург, 2000. –324 с.
4. Бедерак Я.С., Богатырев Ю. Л. Мониторинг состояния силовых трансформаторов напряжением 35 кВ и выше мощностью 25000 кВА и выше // Электропанорама. – 2009. - № 5. – С. 15-17.
5. Белов К.И. Магнитострикционные явления и их технические приложения. – М.: Энергоиздат, 1987. – 182 с.
6. Бендат Дж., Пирсол А. Прикладной анализ случайных данных: Пер. с англ. – М.: Мир, 1989. – 540 с.
7. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.
8. Брынский Е.А., Данилевич Я.Б., Яковлев В.И. Электромагнитные поля в электрических машинах. – Ленинград, Энергия, Л.О. – 1979. –176с.
9. Бутов А.Б., Мамиконянц Л.Г., Пикульский В.А. и др. Повреждаемость и контроль запеченных концевых пакетов стали сердечников статоров турбогенераторов // Электрические станции. – 2001. № 5. – С. 41-47.
10. Варламов Ю.В., Ройтгарц М.Б., Чечурин В.Л. Расчет электромагнитного поля в торцевой зоне турбогенератора // Электросила – 2001, № 40, С. 12-17.
11. Васильев В.С., Иогансен В.И. Модернизация турбогенераторов – опыт и перспективы // Электросила. – 2004. - № 43. – С. 18-24.
12. Васьковский Ю.Н., Дынник Л.Н., Чемерис В.Г. Электромагнитное поле и электродинамические силы в массивном витке силового индуктора с радиальной трещиной // Техническая электродинамика, 1991, №5, С 20-25.

13. Васьковський Ю.М. Польовий аналіз електричних машин. – Київ, НТУУ «КПІ», 2007, 191 с.
14. Васьковський Ю.Н., Шумилов Ю.А., Штогрин А.В. Анализ вибровозмущающих осевых сил в сердечнике статора мощного турбогенератора // Електротехніка і Електромеханіка. –2009. – № 1 – С. 21 - 26.
15. Васьковський Ю. Н., Шумилов Ю. А., Штогрин А. В. Моделирование процесса усталостного разрушения зубцов крайних пакетов сердечника статора мощных турбогенераторов // Праці НТУ «Харківський політехнічний інститут», – 2009. – № 41 – С 22 - 28.
15. Вдовико В.П. Диагностика высоковольтного электрооборудования и эффективность её применения. - <http://www.pnpbolid.ru/publish.php>.
16. Вейбулл В. Усталостные испытания и анализ их результатов. – М.: Машиностроение, 1964. – 275 с.
17. Вибрации энергетических машин. Справочное пособие. Под ред. Н. В. Григорьева. Л., «Машиностроение», (Ленингр. отд-ние), 1974. 454 с.
18. Вольдек А.И., Данилевич Я.Б. и др. Электромагнитные процессы в торцевых частях электрических машин. – Л.: Энергоатомиздат, 1983. – 216 с.
19. Гайденок Ю.А., Вишневский Т.А, Штогрин А.В. «3d-моделирование для определения осевых сил, действующих на элементы торцевой зоны мощного турбогенератора»// Електротехніка і електромеханіка – 2013. - №6. – С. 72-78
19. Геллер Р.Л., Бураков А.М. Ослабление прессовки шихтованного сердечника вследствие упруговязкого течения лаковых пленок // Електротехніка. 1976. - № 7. – С.31-35.
20. Глебов И.А., Данилевич Я.Б. Научные основы проектирования турбогенераторов. – Л.: Наука, 1986. – 184 с.
21. Глебов И.А., Данилевич Я.Б. Современное состояние и перспективы развития турбо- и гидрогенераторостроения // Електротехніка. – 1990. - № 1. - С. 6-11.
22. Голоднова О.С., Ростик Г.В. Анализ и мероприятия по предупреждению повреждений сердечников статоров турбогенераторов // Електросила. – 2004. – №43. – С. 56-64.



23. Гольденблат И.И., Копнов В.А. Критерии прочности и пластичности конструкционных материалов. – М.: Машиностроение, 1968. – 312 с.
24. Гольдберг О.Д. Испытания электрических машин. - М.: Выс. шк., 2000 - 255 с.
25. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин, М.: Машиностроение, 1999.
26. Горбатина Л.П., Жуков Д.В., Кади-Оглы И.А. и др. Двухполюсные и четырехполюсные турбогенераторы мощностью 1000 МВт для АЭС // Электросила. – 2003. - № 42. – С. 16-21.
27. Городов В.В., Лашицкий А.П., Самородов Ю.Н. Новые средства для диагностирования состояния изоляции статоров мощных электрических машин // Энергетик. – 2003. - №9. – С.15-19.
28. Григорьев А., Осотов В. Турбогенераторы. Комплексное обследование для продления срока службы. – <http://www.bestreferat.ru/referat-93465.html>.
29. Гуревич Э.И. Тепловые испытания турбогенераторов большой мощности. Л.: Энергия, 1969. – 168 с.
30. Данилевич Я. Б., Карымов А. А. Численные методы анализа электрических машин. – Л.: Наука, 1988. – 220 с.
31. Данько В.Г., Милых В.И., Дубинина О.Н. Сравнительный анализ магнитного поля турбогенератора в зоне крайних пакетов при варьировании их структурой // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту. – 2002. – №1(47). – С. 69-76.
32. Демидюк Б.М., Бабушкін В.М., Лінник О.М. Стратегія розвитку електричних мереж 330-750 кВ ОЕС України на період до 2030 року // Енергетична стратегія України. Погляд громадкості – 2003. – С. 5-8.
33. Демидюк Б.М., Кузьмин В.В., Шпатенко В.С. О разработке физически содержательного подхода к анализу силовых и энергетических процессов в элементах магнитопроводов электрических машин // Вісник Кременч.ДПУ. – 2007. – вып. 3, 4.1. – С. 17-21.
34. Демидюк Б.М., Кузьмин В.В. О природе осевых сил в магнитопроводе статора и их влиянии на работоспособность мощных турбогенераторов // Междунар. НТК. – Севастополь: изд. СевНТУ, 2007. – С. 121-127.

35. Домбровский В.В. Справочное пособие по расчету электромагнитного поля в электрических машинах – Ленинград, Энергоатомиздат.- 1983. - 256с
36. Дубинина О.Н. Современное состояние, проблемы и перспективы развития турбогенераторов// Вестник НТУ «ХПИ». – 2004. – № 21. – С.55-60.
37. Дубинина О.М. Чисельне моделювання магнітного поля і вихрових струмів у кінцевих частинах турбогенератора з метою підвищення його надійності: Автореф. дис. канд. техн. наук. НТУ «ХПИ».– Харків, 2007. – 20 с.
38. Дунцев З.В., Кириленко Ю.В. и др. Некоторые статистические закономерности повреждения концевых зон турбогенератора ТГВ-200 // Повышение надежности эксплуатации и допустимых нагрузок турбогенераторов. – Харьков, 1974. – С. 5-9.
39. Жуков Д.В., Козлов А.А., Сергеева М.В. и др. Опыт эксплуатации и пути усовершенствования уплотнений вала турбогенераторов с водородным охлаждением // Электросила. – 2003. - № 42. – С. 102-109.
40. Иванова В.С., Терентьев В.Ф. Природа усталости металлов. – М.: Металлургия, 1965. – 456 с.
41. Иванов-Смоленский А.В. Определение электромагнитных сил в нелинейных магнитных системах по изменению энергии при малом перемещении // Электричество. – 1985. – № 5.– С. 32-36.
42. Иванов-Смоленский А.В. Определение электромагнитных сил в нелинейной магнитной системе по натяжениям // Электричество. – 1985.– № 7. – С. 12-21.
43. Иванов-Смоленский А.В. Определение электромагнитных сил в нелинейной магнитной системе по их объемной плотности // Электричество. – 1985. – № 9. – С. 18-28.
44. Иванов-Смоленский А.В. Электромагнитные силы и преобразование энергии в электрических машинах - М.: Высшая школа.- 1989. -312 с.
45. Иогансен В.И. Исследование и разработка методов расчета и конструирования основных узлов высокоиспользованных турбогенераторов: Автореф. дис. д-ра техн. наук / С. -Петербург, 2003. – 32 с.

46. Исакович М.М., Клейман Л.И., Пергашок Б.Х. Устранение вибрации электрических машин, Л: Энергия, 1969.
47. Иогансен В.И., Трофимов А.М. Модернизация турбогенератора ТВВ-1000-2У3 Калининской АЭС // Электросила. – 2003. - № 42. – С. 92-94.
48. Иогансен В.И., Чернявский В.П. Усовершенствование конструкции крепления коллекторов системы водяного охлаждения обмотки статора мощного турбогенератора // Электросила. – 2004. - №43. – С. 90-93.
49. Иосифьян А.Г. Эволюция физических основ электротехники и электродинамики // Электричество. – 1987. – №12 и 1989. – №9. – С. 25-29.
50. Кади-Оглы И.А. Новое поколение турбогенераторов с водяным и воздушным охлаждением // Электросила. – 2003. - №42. – С. 16-34.
51. Казарян Э.В., Карташевский П.Я., Лившиц А.А. и др. Исследование качества запрессовки активной стали статора турбогенератора с водяным охлаждением обмотки // Электрические станции. – 1985. – №3. – С. 31-33.
52. Калантаров П.Л., Цейтлин Л.А. Расчет индуктивностей. – Л.: Энергия, 1970. – 416 с.
53. Каплин А.И., Либерман М.Ю. О новых стандартах МЭК по нормированию акустического шума и вибрации электрических машин // Электротехника. – 2009. - №5. – С.34-40.
54. Катаев В.Е. Трансформаторы. – М.: Высшая школа, 1974. – 258 с.
55. Киттель Ч., Найт В., Рудерман М. Механика. Берклевский курс физики. – М.: Наука, 1983. – Ч.1 – 422 с.
56. Комар Е.Г. Вопросы проектирования турбогенераторов. – М.-Л.: ГЭИ, 1955.– 235 с.
57. Конкордиа Ч. Синхронные машины. Переходные и установившиеся процессы. – М.-Л.: ГЭИ, 1959 – 321 с.
58. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. – М.: Наука, 1970. – 526 с.
59. Красинский И.В., Кравченко О.А. Современные системы мониторинга технического состояния кабельных сетей // Электропанорама. – 2009. - №4. С. 55-

60. Кузнецов Д.В., Маслов В.В. и др. Дефекты турбогенераторов и методы их диагностики на начальной стадии появления // Электрические станции. – 2004. – №8. – С. 79-85.
61. Кузнецов Д.В., Шандыбин М.И. Применение методов виброконтроля для оценки состояния упругой подвески сердечника статора турбогенератора // Электрические станции. – 2007. – № 10.
62. Позняк Э.Л. Влияние масляного слоя в подшипниках скольжения на устойчивость и критические скорости высокоскоростных роторов. – В кн.: колебания роторов на масляной плёнке. – М.: Наука, 1968, с.10 – 38.
63. Кузьмін В.В., Шпатенко Т.В., Шпатенко В.С. Про ефективність методів розрахунку внутрішніх силових взаємодій в елементах магнітопроводів // Електроінформ. – 2007. – № 2. – С. 31-37.
64. Кузьмин В.В. Физические процессы в активной зоне и тепловое состояние мощного синхронного генератора: Автореф. дис. докт. техн. наук: 05.09.01. – Харьков, 1984. –256 с.
65. Марголин Б.З., Швецова А. В., Балакин С. М. О некоторых критериальных проблемах зарождения и развития усталостных трещин в поликристаллах. Проблемы прочности № 4. – К. 2008. С. 5...24.
66. Мамиконянц Л.Г., Ибадов О.И. и др. Разработка типовых программ и методик комплексных обследований, нормативов и критериев оценки технического состояния и возможности дальнейшей эксплуатации электрооборудования высокого напряжения, отработавшего определенные стандартами минимальные сроки службы. – М.: ВНИИЭ, 2000. – 154 с.
67. Милых В.И., Бадовский В.А. Принципы полнофакторного численно-полевого анализа режима нагрузки турбогенератора // Електротехніка і електромеханіка. – 2009. - №4. – С. 33-37.
68. Милых В.И., Дубинина О.Н. Численный расчет магнитного поля в концевой зоне турбогенератора в режиме нагрузки // Електротехніка і електромеханіка. – 2003. – №1. – С.64-69.

69. Милых В.И., Черемисов И.Я., Дубинина О.Н. Анализ магнитного поля возбуждения турбогенератора в его торцевой зоне // Вестник НТУ «ХПИ». – 2001. – №5. – С.100-105.
70. Назолин А.Л., Поляков В.И. Управление развитием дефектов на работающем генераторе // Электрические станции. – 2006. – № 1. –С. 49–52.
71. Назолин А.Л., Поляков В.И. Виброударные режимы движения в дефектном узле подвески сердечника статора мощного генератора // Сборник трудов XV Международного симпозиума «Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем». – Москва – Звенигород: РАН – ИМАШ РАН им. А.А.Благоднарова, 2006.
72. Назолин А.Л., Поляков В.И. Виброакустическая диагностика и ресурсосберегающая эксплуатация // Новости электротехники. – 2008. – № 3(51).
73. Назолин А.Л., Поляков В.И. Особенности работы узлов крепления сердечника статора турбогенератора // Электрические станции. – 2007. – № 6.
74. Методические указания по проведению вибрационных испытаний турбо- и гидрогенераторов. - МУ 34-70-103-85. - М.: СПО Союзтехэнерго, 1986.
75. Методические указания по оценке технического состояния турбогенераторов, отработавших установленный нормативный срок службы. М.: ЗАО «Энергетические технологии», 2008.
76. Нетушил А.В., Поливанов К.М. Теория электромагнитного поля. – М.-Л.: ГЭИ, 1956. – 286 с.
77. Норми випробування електрообладнання: СОУ-Н ЕЕ 20.302:2007: Міністерство палива та енергетики України. Об'єднання енергетичних підприємств «Галузевий резервно-інвестиційний фонд розвитку енергетики. –К.: ОЕП «Гріфре», 2007. – 266 с.
78. Оппенгейм А., Шафер Р. Цифровая обработка сигналов. М.: Техносфера, 2006. – 856 с.
79. Пасько В.Е., Федоренко Г.М. Внедрение непрерывного мониторинга гидрогенераторов – революционный шаг в повышении их надежности и эффективности эксплуатации // Гидроэнергетика Украины.- 2005.-№ 2. – С. 37-40.

80. Пикульский В.А., Хуторецкий Г.М., Цветков В.А. Электродинамические усилия в лобовых частях обмоток статора мощных турбогенераторов // Электричество. – 1984. – №5. – С. 21-24.
81. Пикульский В.А., Чистиков А.А. Лившиц А.Л. Стабилизация давления прессования сердечников статоров турбогенераторов // Электротехника. – 1987. – №7. – С. 36-39.
82. Поляков В. Турбогенераторы, отработавшие нормативный срок службы. Оценка технического состояния // Новости электротехники. – 2009. - № 2(56).
83. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей: ГКД 34.20.507-2003: Министерство топлива и энергетики Украины. – К., 2003. – 628 с.
84. РД 50-345-82. Расчеты и испытания на прочность. М.: Изд-во стандартов. 1983.
85. Ронжин А.А., Жимолохов О.М. и др. Исследование вибрационных характеристик статора турбогенератора // Электрические станции. – 1979 – № 10 – С. 41-44.
86. Рунов Б.Т. Исследование и устранение вибраций паровых турбоагрегатов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 351 с.
87. Русов В.А. Спектральная вибродиагностика М.: Машиностроение, 1996.
88. Рэндал Р. Б. Частотный анализ, А/О, ДК – 2600, Гектруп, Дания. – 1989. – 389с.
89. Сильвестер П., Феррари Р. Метод конечных элементов для радиоинженеров и инженеров – электриков - М.: Мир.- 1986. – 230с.
90. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов - М.: Мир. - 1979. – 392 с.
91. Смородин В.И., Карацуба А.С, Руденко Л.И. и др. Некоторые особенности электромагнитных процессов на торце статора турбогенератора // Техническая электродинамика. – 1983. – № 3. – С. 65-72.
92. Соппротивление материалов деформированию и разрушению. Справочное пособие, ч. I и II. Под ред. В. Т. Трощенко. – К., «Наукова думка», 1993-1994. 288 с. (ч. I), 701 с. (ч. II)

93. Справочник по ремонту турбогенераторов / Под ред. Устинова П.И. – М.: Энергия, 1978. – 358 с.
94. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений: Т. 2. Пер. с англ. / Под ред. Ю. Мураками. М.: Мир, 1990. – 1016 с.
95. Станиславский Л.Я., Гаврилов Л.Г., Остерник Э.С. Вибрационная надежность мощных турбогенераторов. – М.: Энергия, 1975. – 240 с.
96. Стовбун В.В., Хохлов В.К., Семенова Л.С., Федоренко Г.М. Коэффициенты готовности и установленной мощности блоков АЭС: Украина и мир // Новини енергетики. – 2001. - № 4. – С. 34-44.
97. Счастливы Г.Г., Титко А.И. и др. Надежность современных и перспективных турбогенераторов. – К.: Наукова думка, 1978. – 214 с.
98. Тамм И.Е. Основы теории электричества. – М.: Наука, 1976. – 628 с.
99. Таран В.П. Диагностирование электрооборудования.- К.: Техніка, 1983. – 200 с.
100. Тер-Газарян Г.Н., Херхеулидзе И.А., Блеткин Н.П. Профилактика нарушения прессовки активной стали гидрогенераторов // Электрические станции. – 1976. – № 9. – С. 71 - 73.
101. Тимошенко С.И. Сопротивление материалов.–М.:Физматгиз,1960.– 456 с.
102. Тимошик А.М., Шпот А.М. Надежность концевых зон статора турбогенератора ТГВ-200 при циклических нагрузках // Энергетика и электрификация. – 1974. – № 2. – С. 25-27.
103. Титов В.В., Хуторецкий Г.М. и др. Турбогенераторы. Расчет и конструкция. – Л.: Энергия, 1967. – 374 с.
104. Федоренко Г.М., Бут А.А., Кузьмин В.В. и др. Методика и измерительные средства определения усилий прессовки в сердечнике статора мощного турбогенератора // Техническая электродинамика. – № 4. – 1991. – С. 64-69.
105. Фомин Б.П., Циханович Б.Г., Виро Г.М. Технология крупного электромашиностроения. – М.-Л.: Энергия, 1966. – Ч. 1: Турбогенераторы. – 335 с.
106. Хазан С.И. Турбогенераторы. Повреждения и ремонт / Под ред. П.И.Устинова. - М.: Энергия, 1971. – 648 с.

107. Хейвуд Р.Б. Проектирование с учетом усталости. Пер. с англ. Под ред. И.Ф. Образцова. М.: Машиностроение, 1969, 504 с.
108. Цыбанев Г.В. Энергетическая трактовка усталостных испытаний и использование ее для определения стадии зарождения трещины // Проблемы прочности. – 1994. - № 2. – с. 19-26.
109. Шидловский А.К., Федоренко Г.Н., Кузьмин В.В. Фундаментальные и прикладные исследования в области энергетического машиностроения на пороге III -го тысячелетия // Новини енергетики. – 2001. – № 9. – С. 20-28.
110. Шульженко Н.Г., Метелев Л.Д., Ефремов Ю.Г., Цыбулько В.И. Анализ и диагностирование вибрационного состояния мощных турбоагрегатов// Енергетика та Електрифікація. – 2006. - № 11. – С. 30 – 38.
111. Шубов И.Г. Шум и вибрация электрических машин. – Л.: Энергоатомиздат, 1986. – 208 с.
112. Шумилов Ю.А., Пономаренко В.К., Кузьмин В.В., Демидюк Б.М. Обеспечение надежности электрогенераторов на АЭС, ГЭС и ТЭС // Електротехніка і Електромеханіка. – 2007. – № 3. – С. 61 - 63.
113. Шумилов Ю.А., Пономаренко В.К., Кузьмин В.В., Демидюк Б.М. Цветовое "проявление". Качественно новый уровень рентгенодиагностики. // Електротехніка і Електромеханіка. – 2007. – № 2. – С. 59 - 62.
114. Шумилов Ю. А., Демидюк Б. М., Штогрин А. В. Вибродиагностика как составляющая часть мониторинга технического состояния силовых агрегатов электростанций // Праці ІЕД НАН України. – 2008. – № 1. – С. 76-80.
115. Шумилов Ю.А., Пономаренко В.К., Кузьмин В.В., Демидюк Б.М. Цветовое «проявление» рентгеновских снимков: качественно новый уровень технической диагностики // Електропанорама. – 2007. – № 6. – С. 32 – 35.
116. Шумилов Ю.А., Васьковський Ю.М., Чумак В. В., Штогрин О.В. Вібродіагностика та моніторинг турбогенераторів атомних електростанцій // Гідроенергетика України, №1, 2009, с.28 – 31.
117. Шумилов Ю.А., Демидюк Б.М., Штогрин А.В. Результаты экспериментальных исследований вибраций турбогенератора ТВВ-1000-2УЗ



энергоблока № 3 ЮУ АЭС // Электротехніка і Електромеханіка. –2008. – № 5 – С. 32 - 38.

118. Шумилов Ю.А., Штогрин В.А. Уменьшение повреждаемости статоров мощных турбогенераторов, вызванных вибрацией в торцевой зоне (анализ, гипотезы, эксперимент)// Электротехніка і Електромеханіка. –2014. – № 1 – С. 37 - 39.

119. Юдов М.Ф. Вибрация и деформация обмоток статоров синхронных машин. – М.: Энергия, 1968. – 246 с.

119. Яворский С.Р., Фрейлин А. С. – Вестник машиностроения, 1968, т. 48, №7, С. 51-54.

120. Detlev W. Gross Partial Discharge «Measurement and Monitoring on Rotating Machines». Conference Record of the 2002 IEEE International Symposium on Electrical Insulation, Boston, MA USA, April 7-10, 2002.

121. Gert J.Coetzee. Current activities and long term objectives (Study Committee AI - Rotating Electrical Machines) // Electra. – August 2007. – № 233. – P. 9 -12.

122. Goodman J. Mechanics applied to engineering. - London: Green and Company. 1899. – 103 p.

123. Huber A., Weigelt K., Voegele H., Schweickardt H.E. Modern condition evaluation and new technologies to improve generator availability and life extension. (ABB Asea Brown Boveri Ltd, Switzerland) // Papers of the 1990 session CIGRE, group 11 Rotating Machines. 26th August - 1st September. – 1990. – P. 11-23.

124. Ito K., Tari M., Nagano S. et al. Research magnetic field in turbogenerator end-regions // Tochiba Rev. – 1979. – Vol.34, №2. – P. 142-146.

125. Joho R., Baumgartner J., Jung M., Hinkel T., Stephan C.E. Type-tested air-cooled turbo-generator in the 500 MVA range (ABB Turbo Systems Ltd; ABB Alstom Power Ltd, Switzerland) // 2000 CIGRE Session Papers, group 11 Rotating Machines. – 2000. – P. 11-101.

126. Paris P.C., Gomez V.P., Anderson W.E. A rational analytic theory of fatigue. – Trend., 1961. 13, p. 9-14.

127. Sih G.C. The Role of Fracture Mechanics in Design Technology // Journal of engineering for industry. – November 1976. – V.98, Series B, № 4. – P. 113-120.
128. Reinhold Sunder, Alexander Kolbasseff (Institut für Sicherheitstechnologie (ISTec) GmbH, Garching) Zustandsorientierte Instandhaltung von Dampfturbinen, Gasturbinenanlagen und Pumpen durch frequenzselektive Verfahren im Online-Einsatz // Symposium zur schwingungsdiagnostischen Überwachung von Kraftwerksturbinen, Potsdam, 22-24.03. 2006 - S. 30

=

## Приложение А

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
 Декан Факультету електроенергетичної техніки та автоматики  
 НТУУ «Київський політехнічний інститут»  
 Яндульський О.С.


**АКТ**

впровадження результатів дисертаційної роботи

**Штогрин Олександра Валерійовича**

*„Науково-технічні заходи щодо зменшення пошкоджуваності статорів потужних турбогенераторів, спричинених вібрацією в торцевих зонах”,*

представленої на здобуття ученого ступеню кандидата технічних наук

Даний акт свідчить, що наукові результати, які отримані в кандидатській дисертації здобувача кафедри електромеханіки Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут” **Штогрин О.В.**, впроваджено в навчальну роботу при підготовці студентів, що навчаються на кафедрі електромеханіки НТУУ «КПІ» за спеціальністю «Електричні машини і апарати» за програмами освітньо-кваліфікаційних рівнів «бакалавр», «спеціаліст» і «магістр». Зокрема, результати кандидатської дисертації Штогрин О.В. використано при підготовці нової редакції навчальної програми з дисципліни „Шум і вібрація електричних машин”.

Отримані в дисертації результати використовуються також при виконанні студентами атестаційних робіт та проектів, присвячених підвищенню надійності потужних турбогенераторів.

Завідувач кафедри електромеханіки

Шинкаренко В.Ф.

Науковий керівник здобувача, проф.

Шумілов Ю.А.

Здобувач

Штогрин О.В.



## Приложение Б

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший заступник голови правління  
ЗАТ „Укратоменергобуд”

Фостиков Г. І.

“



## АКТ

використання результатів дисертаційної роботи

**Штогрин Олександра Валерійовича**

*„Науково-технічні заходи щодо зменшення пошкоджуваності статорів потужних турбогенераторів, спричинених вібрацією в торцевих зонах”,*  
представленої на здобуття ученого ступеню кандидата технічних наук

Наукові і практичні результати, що отримані в кандидатській дисертації здобувача кафедри електромеханіки Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут” **Штогрин О.В.**, у тому числі технічні рішення та рекомендації щодо зменшення пошкоджуваності статорів потужних турбогенераторів, використані в ЗАТ „Укратоменергобуд” при виконанні ремонтно-налагоджувальних робіт на турбогенераторах атомних електростанцій України. Зокрема зазначені рекомендації використано при ремонті та модернізації конструктивних вузлів осердя та лобових частин обмотки статора турбогенератора ТВВ – 1000 – 2.

Отримані в дисертації результати використано також при удосконаленні та затвердженні нових редакцій нормативних документів та інструкцій, які використовуються при регламентних роботах в процесі контролю технічного стану та експлуатації турбогенераторів атомних електростанцій.

Директор по монтажу ЗАТ „Укратоменергобуд”

Рижков Б.Г.

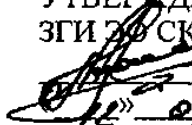
Науковий керівник здобувача, проф.

Шумілов Ю.А.

Здобувач

Штогрин О.В.

## Приложение В

УТВЕРЖДАЮ  
ЗГИ ЗОСКУ  
М.И. Маршевский  
12.03.07 2007г.**ТЕХНИЧЕСКИЙ АКТ № АК.0009.06.221**  
12.03.07**Вибрационное обследование соединительных шин обмотки статора турбогенератора ТВВ-1000-2У3 ст.№3 ЮУ АЭС после замены обмотки статора**

10-11 марта 2007г года персоналом лаборатории механических исследований завода «Электросила» выполнено измерение динамических характеристик соединительных шин обмотки статора турбогенератора ст.№3 ЮУ АЭС после вскрытия генератора.

10 марта 2007г измерялись спектры свободных колебаний после ударного воздействия по методике ОБС 477.876. Измеренные резонансные частоты представлены в таблице приложения 1.

11 марта 2007г измерялись спектры свободных колебаний после отстройки шин соединительных и выводов. Измеренные резонансные частоты представлены в таблице приложения 2.

В соответствии с методикой ОБС 477.876 отстройка резонансных частот шин от 100 Гц достаточна и статор по данному параметру допускается к эксплуатации без ограничений.

- Приложение:** 1. Результаты измерения собственных частот соединительных шин после вскрытия генератора.– 2 листа;  
2. Результаты измерения собственных частот соединительных шин после отстройки шин соединительных и выводов – 2 листа.

Зам. начальника ЭЦ



В.А. Мазуренко

Вед.инженер ПХЦ «Пирамида»



В.М. Валух

Вед.инженер АО «СМ»  
филиала «Электросила»

А.Н. Кочунов

Главный специалист ОАО «СМ»  
филиала «Электросила»

В.С. Яковлев

Результаты отстройки собственных частот выводных шин  
после отстройки шин соединительных и выводов при температуре 68 °С

Дата: 11.03.07

Тип генератора: ТВВ-1000-2У3

Заводской заказ: 17576

Место установки: ЮУ АЭС

Станционный номер: 3

Шина	Ед.изм.	Аксиальное направление	Тангенциальное направление	Радиальное направление
К3А	Гц	250	480	250
К1	Гц	225	325	220
Н2	Гц	180	180	203
Н3А	Гц	290	335	274
К1А	Гц	130	190	158
К2	Гц	190	285	299
Н3	Гц	200	240	235
Н1А	Гц	170	230	166
К2А	Гц	230	345	216
К3	Гц	210	325	209
Н2А	Гц	365	245	205
Н1	Гц	250	365	230
С6	Гц	320	340	-
С5	Гц	350	365	-
С4	Гц	368	255	-
2С2	Гц	254	201	-
1С3	Гц	243	325	-
2С3	Гц	220	460	-
1С1	Гц	340	254	-
2С1	Гц	45	255	-
1С2	Гц	131	204	-

Прибор типа: АГАТ № 0195

Измерения выполнил: Кочунов А.Н.

Приложение Г

**ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО СОЗДАНИЮ ДИАГНОСТИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА  
ТУРБОАГРЕГАТА АЭС**

**1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ, ПРЕСЛЕДУЕМЫЕ ПРИ СОЗДАНИИ ДИАГНОСТИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА ТУРБОАГРЕГАТА АЭС**

Существующие методы технического контроля силовых агрегатов украинских АЭС ориентированы на учёт различных интегральных параметров, определяющих состояние узлов и деталей объекта наблюдения. Однако большинство этих методов не даёт ответа на причины значительных отклонений параметров от нормы. Особое место занимает вибрационный контроль, являющийся одним из наиболее информативных методов, поскольку синтезирует технические показатели агрегата в той или иной форме (автоколебания, нагрев, термоупругость, издержки технологии изготовления, взаимодействие агрегата с другими объектами, например, с фундаментом, и т.д.) и может служить одним из показателей остаточного ресурса изделия.

Отметим, что просто фиксация отклонений контролируемых показателей качества объекта в настоящее время не является достаточной, поскольку не отвечает на вопрос о причинах таких отклонений. Эту задачу можно решать с применением методов диагностики, которая позволяет установить действительные причины отклонений контролируемых параметров. При этом диагностика предполагает обязательное детальное исследование (многофакторный анализ) поведения агрегата во всех рабочих режимах. В результате такого исследования выявляются причины отклонений параметров агрегата от нормы и формализуются признаки таких отклонений для последующего автоматического их обнаружения. Такой подход обеспечивает упреждающую диагностику и существенно экономит сроки и стоимость ремонта по фактической необходимости. Ниже приводится детальная методика

реализации предлагаемого подхода, а также описывается требуемое техническое и программное обеспечение.

## **2. ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО СОЗДАНИЮ ВИБРОДИАГНОСТИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА ТУРБОАГРЕГАТА АЭС**

В условиях исчерпания рабочего ресурса таких стратегических объектов как атомные электростанции становится актуальным переход от расширенного мониторинга основных параметров турбоагрегатов к диагностике, позволяющей выявлять дефекты конструкции на ранней стадии их зарождения. Ниже предлагается методика и этапы создания диагностического комплекса, в котором особое значение имеет вибродиагностический комплекс как наиболее информативный в отношении оценки технического состояния объекта.

### *Методика создания вибродиагностического комплекса*

Предварительное изучение средств вибрационного контроля технического состояния турбоагрегата на АЭС показало, что применяемые в настоящее время такие системы выполняют только функции мониторинга и не в состоянии определить причины аномальных вибраций, т. е. не решают задачу диагностики. Кроме того, алгоритмы оценки вибросмещения, используемые в существующих системах, не документированы. Это не позволяет принимать обоснованные решения. Для оборудования, эксплуатируемого в условиях, близких к исчерпанию ресурса, используемый подход становится недостаточным. На повестке дня стоит задача реализации упреждающей диагностики.

Диагностика, в дополнение к измерению величин, предусмотренных существующими стандартами (определение общего уровня вибраций в регламентируемой полосе частот и в соответствующих единицах измерения), предполагает выполнять детальный анализ исходных данных:

- анализ формы вибрационных сигналов (работа в режиме осциллографа);
- анализ изменения вибрационной мощности во времени;



- спектральный анализ, т. е. изучение гармонических и шумовых составляющих вибрации для определения природы колебательных сил;
- изучение поведения спектров мощности во времени (сонограммы);
- выявление взаимосвязей между спектральными составляющими (когерентность, взаимные спектры, взаимная корреляция);
- другие стандартные и нестандартные процедуры обработки сигналов;
- обязательным требованием к системе является открытость алгоритмов обработки данных и структур базы всех данных.

Разработка алгоритмов упреждающей диагностики предполагает применение вторичной, содержательной обработки результатов анализа, перечисленных выше. Отметим, что только на этом этапе неформального анализа, учитывающего специфику физических процессов в турбоагрегате (ТА), выявляются причины и источники повышенной вибрации, влияющие на надёжность работы агрегата, на уменьшение его ресурса и на возникновение критических ситуаций, вплоть до отказа или даже аварий агрегата.

К вторичной обработке относятся:

- привязка гармонических составляющих к источникам вибраций;
- выяснение природы шумовой составляющей спектров;
- установление взаимосвязей между физическими явлениями разной природы, влияющих на виброактивность отдельных элементов и узлов ТА;
- анализ виброактивности в различных режимах работы ТА (номинальный режим; выбег; разгон, синхронизация, выход на номинальный режим, а также режимы холостого хода и короткого замыкания турбогенератора);
- учёт влияния фундамента (опорных колонн и других элементов машинного зала) на виброактивность ТГ;
- исследование поведения линии вала;
- изучение других факторов.

Третьим уровнем вибрационной диагностики является разработка математических моделей турбогенератора (включая возбудители) для оценки влияния различных режимов работы ТГ на его виброактивность. Модели должны учитывать:

- распределение магнитного поля в рабочей области ТГ;
- тепловое и термоупругое состояние элементов конструкции ТГ;
- вибровозмущающие силы;
- динамические механические свойства элементов конструкции ТГ;
- вынужденные колебания элементов конструкции ТГ.

#### *Создание базы экспериментальных данных*

Основой для первичного и последующих уровней анализа должна быть архивная база первичных (необработанных) экспериментальных данных, которая должна позволить отслеживать динамику изменения виброхарактеристик как отдельных узлов, так и агрегата в целом на протяжении всего периода эксплуатации.

#### *Информационно-измерительная система (ИИС)*

ИИС должна включать в себя систему датчиков первичных данных, каналы передачи данных к приёмному устройству, многоканальное приёмное устройство ввода и накопления данных, систему первичной обработки данных, а также оперативную систему регистрации и отображения контролируемых параметров.

#### *Система датчиков*

контролирует широкий набор параметров ТГ (в общем случае – ТА): вибрацию, в том числе на шинах обмотки статора \*, температуру, напряжение, ток, частоту вращения, активную и реактивную мощности, частичные разряды\*\*, давление воды в системе охлаждения дистиллята, давление водорода, влажность внутри корпуса ТГ \*\*\* и др.

(\* , \*\* , \*\*\* – внештатные датчики)

Все датчики должны быть сертифицированы и сопровождаться индивидуальными паспортами. Уровни сигналов от датчиков на выходе предварительных усилителей должны соответствовать стандартным диапазонам значений (по напряжению и току). Контрольные точки должны быть выведены на общую панель в виде набора разъёмов типа BNC.

Технические характеристики датчиков (частотный диапазон, чувствительность, фазовая характеристика и др.) и места их установки определяются постановщиком задачи.

#### *Система ввода и накопления первичных данных*

обеспечивает в реальном времени многоканальный синхронный ввод и сохранение в компьютере необработанной информации от всех видов датчиков.

Ввод и накопление первичных данных обеспечивается специализированным многоканальным программно-аппаратным комплексом, состоящим из предварительных усилителей, схемы синхронизации, аналого-цифровых преобразователей (АЦП), встроенного промышленного компьютера и программ оперативного отображения исходных данных, а также программ предварительной обработки данных в реальном времени.

Число каналов определяются постановкой задачи.

#### *Система первичной обработки*

обеспечивает выполнение статистической обработки для широкого набора стандартных и нестандартных функций. Каждый вид обработки производится при значении параметров, задаваемых в качестве внешних данных. Результаты обработки представляются, как правило, в графическом виде. Предусматривается перенос промежуточных и конечных результатов непосредственно в отчёт в формате MS Word и/или MS Excel.

#### *Оперативная система регистрации и отображения контролируемых параметров.*

Значения оперативно контролируемых параметров отображаются на экране монитора компьютера и дублируются на широкоформатной панели.

## ЭТАПЫ СОЗДАНИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Основная задача диагностической системы состоит в раннем выявлении и оценке параметров аномального поведения, потенциально опасных для эксплуатации агрегата. Решение такой задачи возможно только в результате предварительного исследования работы агрегата в различных режимах для выявления диагностических признаков отклонения от нормы отдельных узлов и деталей агрегата. Целесообразно такие исследования проводить как для агрегатов с явной аномалией, так и для нормально функционирующих агрегатов.

Диагностическая система должна адаптироваться к конкретным турбоагрегатам, поскольку каждый из них характеризуется своими особенностями.

Диагностическая система представляет собой совокупность систем ввода, обработки, анализа различных первичных данных и отображения выходных данных, позволяющих персоналу принимать оперативные решения, вплоть до остановки агрегата в случае возникновения предаварийной ситуации.

Далее излагаются основные этапы создания диагностической системы.

### *Расширенный мониторинг турбоагрегата в разных режимах работы*

***На этапе исследований необходим расширенный мониторинг, который должен предоставить максимум информации для выявления устойчивых диагностических признаков аномального поведения отдельных узлов и деталей. Кроме того, исследование поведения агрегата в разных режимах работы позволит частично разделить диагностируемые параметры от взаимного влияния.***

### *Выявление диагностических признаков*

Говорить об аномальном поведении агрегата можно только в сравнении с нормально функционирующим агрегатом такого же типа. Это сравнение должно

производиться на протяжении длительного времени с тем, чтобы не только оценить устойчивые отличия параметров диагностики, но и динамику нарастания этих отличий во времени. По скорости нарастания отличий можно судить об остаточном ресурсе агрегата, а также планировать профилактические работы по реальной необходимости.

Локализация источников повышенной вибрации, частичных разрядов и некоторых других источников аномалий позволит заранее планировать поставку необходимых комплектующих и материалов для выполнения последующего ремонта, а также планово-предупредительных ремонтов, что даст существенную экономию за счёт сокращения времени простоя.

*Автоматическое обнаружение диагностических признаков и выдача диагностической информации о характере и месте неисправностей*

Сравнительный анализ результатов первичной и вторичной многоплановой обработки экспериментальных данных для «нормального» и «больного» агрегатов позволит выявить совокупность устойчивых отличий параметров сигналов с привязкой аномалий к источникам повышенной виброактивности отдельных узлов и деталей агрегатов.

После формального описания различий диагностируемых параметров создаются алгоритмы для автоматического обнаружения аномалий и разрабатываются соответствующие прикладные программы для их использования в качестве стандартных.

В будущем, на основании опыта эксплуатации, могут быть введены оценки степени отклонения от нормы. Ниже приведены два примера раннего обнаружения аномальных ситуаций.

На одном из предприятий при исследовании спектров вибраций турбины мощного компрессора были обнаружены две последовательности гармоник от независимых источников вибраций. Это было признаком развивающейся трещины у одной из лопаток, которая стала причиной поломки данной лопатки и

разрушения рядом расположенных лопаток, что привело к аварийному выходу компрессора из строя.

Другим примером подобного подхода к обнаружению и локализации аномалий может служить система IRIS, предназначенная для диагностики частичных разрядов.

#### *Рекомендации на будущее*

Диагностическая система может совершенствоваться с учётом опыта её эксплуатации на различных АЭС.

В результате анализа нарушения работы турбогенераторов могут появиться обоснованные соображения по оптимизации конструкции ТГ с целью повышения их надёжности и рабочего ресурса.

## **КОНФИГУРАЦИЯ ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ НА РАЭС**

Для полноценного проведения вибрационных испытаний на 5-м энергоблоке РАЭС необходимо:

- подключиться ко всем датчикам, установленным на шинах ТГ (12 датчиков);
- подключиться к датчикам на нажимной плите сердечника статора (5 датчиков);
- подключиться к датчикам подшипников на линии вала (максимум – 43 датчика, по три датчика на каждый из 14 подшипников);
- установить датчик, контролирующей влажность внутри корпуса ТГ (1 датчик);
- установить и подключиться к датчикам на опорных колоннах в районе возбuditелей и генератора (8 датчиков).
- Подключиться к датчикам напряжения, тока, частоты, активной и реактивной мощности, а также частоты вращения (6 датчиков).

Всего датчиков – 75 (с запасом, – 80). Приёмное устройство – 5 блоков по 16 входных каналов.

### **Примечания:**

- в случае невозможности подключиться к датчикам на подшипниках линии вала предусмотреть возможность установки дополнительных датчиков на корпусе подшипников, а также на корпусе турбин высокого и низкого давления;
- предусмотреть возможность подключения к датчикам напряжения, тока, активной и реактивной мощности, а также температуры обмотки статора генератора и др. ( $\approx 10$  датчиков);

- подготовить вывод датчиков на контрольные точки в виде стандартных разъёмов типа BNC;
- после определения реально возможной конфигурации будут подготовлены соответствующее число каналов ввода приемного устройства и виброкабели необходимой длины.

### **Рекомендации по предварительным исследованиям для вибрационной диагностики на РАЭС**

- Надёжная диагностика предполагает учёт максимального количества информации о поведении агрегата при всех режимах работы. Для получения соответствующих данных требуется накопить и обработать первичные данные от датчиков, расположенных на наиболее информативных точках агрегата: вибродатчики на шинах, на нажимной плите сердечника статора, на линии вала, на опорных колоннах, датчики температуры обмотки статора, влажности внутри корпуса турбогенератора, тока, напряжения, активной и реактивной мощности, частоты вращения, а также частичных разрядов обмотки статора.
- Приёмное устройство должно регистрировать соответствующие данные в синхронном режиме. Количество каналов регистрации данных определяется количеством доступных датчиков.
- Все доступные датчики должны иметь выход на контрольные панели в виде стандартных разъёмов типа BNC.
- Полученные экспериментальные данные обрабатываются методами первичного и вторичного анализа для задачи диагностики.
- Результаты обработки представляются в виде отчёта с соответствующими графиками, таблицами и выводами.
- По результатам обработки данных уточняется методика дальнейшего исследования для автоматического выявления признаков аномального поведения агрегата.



- С учётом результатов обработки экспериментальных данных разрабатывается первое приближение математических моделей объекта