



**А.Л. Назолин**

**Предупреждение аварий  
и катастроф вращающегося  
оборудования критически  
и стратегически важных  
объектов техносферы  
(на примере мощных турбоагрегатов  
атомных и тепловых электростанций)**

*Научный доклад*

Москва 2017

УДК 621  
ББК 30.14  
Г34

ISBN 978-5-906906-03-8

© Российская академия наук, 2017  
© А.Л. Назолин, 2017

# **Предупреждение аварий и катастроф вращающегося оборудования критически и стратегически важных объектов техносферы (на примере мощных турбоагрегатов атомных и тепловых электростанций)**

**А.Л. Назолин<sup>1,2</sup>**

<sup>1</sup> Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

<sup>2</sup> Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН,  
e-mail: nazolin72@mail.ru

**Аннотация.** В работе рассматривается перспективный вариант решения проблемы раннего обнаружения роста трещин усталости валов и лопаток вращающегося оборудования критически и стратегически важных объектов техносферы по уменьшению значений собственных частот крутильных колебаний в процессе эксплуатации. Разработана прецизионная система мониторинга собственных частот крутильных колебаний валопровода мощного турбоагрегата, реализующая метод измерения временных интервалов прохождения валом фиксированных угловых положений с помощью оптического энкодера. Система надежно регистрирует до 20 гармоник собственных частот крутильных колебаний в диапазоне частот до 470 Гц во всех режимах работы, в том числе наиболее сложных стационарных. Предложен способ повышения точности оценки собственных частот, учитывающий влияние режимных параметров работы. Проведена оценка его эффективности по данным мониторинга крутильных колебаний валопровода мощного турбоагрегата 350 МВт за два года наблюдений. Подтверждена возможность повышения точности оценки собственных частот на два порядка и более, что позволяет обнаруживать трещины усталости валов 2–5% сечения вала. Для предупреждения коротких замыканий в цепи статора работающего турбогенератора, способных разрушить валопровод турбоагрегата с трещинами усталости, предложен метод и система виброакустического мониторинга дефектов статора. На примерах показана возможность реализации ресурсосберегающей технологии эксплуатации турбогенераторов.

## **Введение**

Согласно перечню критических технологий Российской Федерации, утвержденному Указом Президента РФ № 899 от 7 июля 2011 г., «технологии предупреждения и ликвидации чрезвычайных ситуаций природного и техногенного характера» остаются в числе приоритетных задач Российского государства. В «Стра-

тегии национальной безопасности Российской Федерации», утвержденной Указом Президента РФ № 683 от 31 декабря 2015 г., к основным угрозам государственной и общественной безопасности страны отнесены «...стихийные бедствия, аварии и катастрофы, в том числе связанные с глобальным изменением климата, ухудшением технического состояния объектов инфраструктуры и возникновением пожаров».

Анализ причин аварий и катастроф вращающегося оборудования критически и стратегически важных объектов техносферы у нас в стране и за рубежом показывает, что наиболее опасным дефектом, который может привести к катастрофическим разрушениям вращающегося оборудования в целом, является дефект усталостной трещины вала и лопатки. Объясняется это тем, что применяемые в настоящее время средства и методы эксплуатационного контроля и диагностики обнаруживают не все дефекты усталостных трещин, которые переводят техническое состояние объекта из штатного в аварийные и катастрофические.

Проблема раннего предупреждения аварий и катастроф из-за трещин усталости актуальна для турбоагрегатов атомных и тепловых электростанций, гидроагрегатов, газотурбинных энергетических установок электростанций, газотурбинных установок транспорта нефти и газа, авиационных двигателей, судовых энергетических установок, насосов, вентиляторов и другого вращающегося оборудования. Перспективному варианту решения этой проблемы посвящена настоящая работа.

## **Состояние проблемы**

Исследования влияния трещин усталости на собственные частоты и формы колебаний валов и лопаток турбомашин были начаты еще в 40-х годах прошлого века [1]. Главная идея этих исследований заключалась в учете влияния трещины на жесткость тела. Однако обусловленное появлением и ростом трещины изменение собственных частот и форм колебаний оказалось недостаточно значимым для их надежного диагностирования [2].

Поиск более чувствительных к наличию повреждений и удобных в использовании вибрационных характеристик привел к появлению методов виброконтроля и вибродиагностики. Достижения современной вибродиагностики в области обнаружения трещин докритического уровня основаны на использовании

нелинейных эффектов. Наиболее чувствительным в настоящее время является метод обнаружения закрывающихся трещин, основанный на нелинейности изгибных колебаний вала при супер- и субгармонических резонансах [3]. Применяется в режимах пуска и останова.

Обнаружение трещины вала в стационарном режиме работы турбомашин является наиболее сложной задачей. Здесь, как правило, используют оценку амплитуд гармоник на основной частоте вращения и частотах, целочисленно кратных средней частоте вращения вала. С ростом трещины амплитуды этих составляющих спектра увеличиваются. Построенные на этих принципах штатные системы виброконтроля обеспечивают аварийный останов вращающегося оборудования в случае неосесимметричных поперечных трещин усталости валов критического уровня по повышенному уровню вибрации подшипниковых опор.

Для лопаток турбомашин хорошо зарекомендовал себя дискретно-фазовый метод диагностики (ДФМ), разработанный в нашей стране И.Е. Заблоцким, Ю.А. Коростелевым, Л.Б. Свибловым в 1964 г. в ЦИАМ им. И.П. Баранова [4, 5] и за рубежом R.A. Robinson в 1970 г. [6]. В его основе измерение временных интервалов прохождения концов лопаток импульсных датчиков, установленных неподвижно в корпусе турбомшины. В работах К.Н. Боришанского ДФМ получил дальнейшее развитие применительно к регистрации некрatных крутильных колебаний валопровода турбоагрегата в переходных режимах работы и колебаний лопаток паровых турбин [7, 8].

Развитие компьютерной техники с середины 80-х годов предопределило развитие методов контроля и диагностики вращающегося оборудования по результатам измерения временных интервалов прохождения валом фиксированных угловых положений. У нас в стране этот подход получил сначала название частотно-хронометрического (ЧХМ) [9, 10], а затем фазохронометрического метода (ФХМ) [11]. За рубежом усовершенствованный вариант его применения известен как метод измерения временных интервалов (МВИ), английское название Time Interval Measurement System (TIMS) [12, 13]. Включает в себя все процедуры измерения ФХМ. Используется для измерений крутильных колебаний валов в диагностических целях. В настоящее время идет активное изучение возможностей этого метода на различном вращающемся оборудовании.

Несмотря на развитие средств и методов диагностики, проблема раннего обнаружения растрескивания валов и лопаток вращающегося оборудования в процессе эксплуатации остается актуальной во всем мире. В отечественной и зарубежной литературе приводятся многочисленные случаи аварийных остановов турбоагрегатов атомных и тепловых электростанций из-за трещин усталости валов критического уровня [14, 15]. Известен случай, когда во время ремонта нашли трещину усталости, проросшую на 50% сечения вала [16].

В работе [17] отмечается, что в России только за период 2003–2004 гг. на электростанциях РАО ЕЭС России имели место 12 случаев выявления трещин в роторах турбин. Суммарные затраты на ремонт и замену роторов по холдингу составили 308 млн руб., без учета косвенных потерь от недовыработки электроэнергии.

В работе [13] приводятся следующие данные. Ежегодный ущерб от поломок лопаток турбин на крупных электростанциях США оценивается в 200 млн долл. Финансовые потери от простоя турбоагрегата мощностью 500 МВт оцениваются в 2,5 млн долл. в неделю. Приводятся данные о разрушениях вращающегося оборудования. В 1996 г. ВВС США потеряли пять самолетов из-за разрушения лопаток авиадвигателей. В конце прошлого начале этого века пять насосов первичного контура охлаждения реакторов Westinghouse, модель 93А на атомных электростанциях в США подверглись трещинообразованию с последующим разрушением без аварийного предупреждения штатных систем виброконтроля. Финансовые потери, связанные с вынужденным отключением, вызванным отказом вала, в среднем составили 700 тыс долл. США в день.

Мировой энергетикой зафиксирован ряд аварийных исходов с полным разрушением турбоагрегатов по причине усталостного повреждения валопровода и лопаток турбины, например:

- Новочеркасская ГРЭС, СССР, 1968 г., разрушение лопатки цилиндра низкого давления и турбины 300 МВт;
- ТЭС Галлатин, США, 1974 г. разрушение ротора турбины 225 МВт;
- Каширская ГРЭС, Россия, октябрь 2002 г., разрушение ротора турбогенератора и турбоагрегата 300 МВт;
- Среднеуральская ГРЭС, Россия, 2013 г. разрушение лопатки и турбины ПГУ 410 МВт, производство General Electric.

Авария на энергоблоке 300 МВт Каширской ГРЭС в 2002 г. [18] наиболее ярко продемонстрировала слабые места в работе штатной системы виброконтроля турбоагрегата. Непосредственная причина аварии – разрушение бандажного кольца ротора-генератора, вызвавшее короткое замыкание в цепи статора. В результате возник реактивный момент, действующий со стороны генератора на валопровод турбины, возбуждавший крутильные колебания разрушительной амплитуды. Из-за наличия нескольких усталостных трещин ротора-генератора, большая из которых носила кольцевой характер и занимала примерно 30% сечения вала, произошло разрушение ротора генератора и последующее разрушение ротора турбины.

Практически мгновенно были полностью разрушены генератор, турбина, конденсатор энергоблока. Повреждены фундамент турбоагрегата и несущие конструкции машинного зала, рухнула крыша машинного зала в четырех пролетах (рис. 1.) Выведено из строя более 300 единиц приборов и датчиков различного назначения, сгорело около 15 км контрольного и силового кабеля. Стоимость восстановительных работ превысила 10 млрд руб.



Рис. 1. Последствия аварии на энергоблоке 300 МВт Каширской ГРЭС 2002 г. (фото из статьи [1])

Вследствие кольцевого характера трещины до и непосредственно перед аварией параметры вибрации и другие контролируемые показатели находились в пределах нормы. Объясняется это тем, что штатные системы виброконтроля турбоагрегатов атомных и тепловых электростанций (АЭС и ТЭС) нечувствительны к осесимметричным (кольцевым) поперечным трещинам усталости. Защита срабатывает только в случае неосесимметричных поперечных трещин усталости критического уровня по повышенному уровню вибрации подшипниковых опор. Параметры же крутильных колебаний на АЭС и ТЭС никак не контролируются.

Особенно опасны подобные аварии на энергоблоках АЭС, так как при таких авариях повышен риск возникновения максимально возможной проектной аварии с неизвестными дополнительными факторами. Последствия могуткратно превзойти ущерб от аварии на Каширской ГРЭС.

Особенностью отечественной электроэнергетики является то, что основной объем генерирующего оборудования был введен в эксплуатацию до начала 90-х годов прошлого столетия. В связи с чем к настоящему моменту более 70% турбоагрегатов электростанций работают за пределами установленного стандартами нормативного срока службы.

На турбоагрегатах, работающих за пределами нормативного срока службы, вероятность возникновения трещин усталости выше в силу объективных закономерностей физического явления гигацикловой усталости. Это явление характеризуется тем, что предел выносливости роторной стали снижается. Происходит смена механизма зарождения и развития трещин усталости. Исходные микротрещины зарождаются под поверхностным слоем металла при напряжениях, меньших предела выносливости.

## **Постановка задачи**

Аварии и катастрофы стимулировали усилия ученых во всем мире по разработке эффективных подходов, способных обнаруживать структурную деградацию валов и лопаток в процессе эксплуатации. В одном из таких подходов предлагается использовать анализ собственных частот крутильных колебаний вала в процессе эксплуатации. Поскольку целостность вращающихся элементов нарушается из-за зарождения и развития усталостных трещин, собственные частоты крутильных колебаний уменьшаются.



Сам по себе анализ крутильных колебаний является обычной процедурой для вращающегося оборудования. Он используется для изучения общей динамики системы и диагностики машин. Реализация предлагаемого подхода связана с мониторингом собственных частот крутильных колебаний, который является наиболее сложным приложением. В отличие от мониторинга собственных частот изгибных колебаний, он имеет два существенных преимущества:

Изменение граничных условий в опорах не влияет на собственные частоты крутильных колебаний. Поэтому сдвиг собственной частоты в режиме кручения должен характеризовать изменение жесткости вала из-за трещины или, возможно, деградации муфты. Этого нельзя сказать в отношении собственных частот изгибных колебаний, частоты которых зависят от уплотнения трещин, изменения жесткости несущей пленки из-за небольших изменений температуры, теплового роста, смещения и т.д. Все это приводит к сдвигу собственных частот изгибных колебаний, который можно ошибочно интерпретировать как треснутый вал.

Модальный конечно-элементный анализ собственных частот крутильных колебаний вала упрощается из-за отсутствия влияния граничных условий, которые трудно охарактеризовать во время работы, что улучшает диагностику.

Основными проблемами практической реализации мониторинга собственных частот крутильных колебаний являются:

1. Малая чувствительность собственных частот к появлению и развитию дефектов усталостных трещин.
2. Малый уровень собственных частот по сравнению с основной частотой вращения, динамический диапазон измерений может быть больше 100 дБ.
3. Недостаточная точность измерительной аппаратуры.
4. Методические ошибки измерения крутильных колебаний;
5. Вариации собственных частот в рабочих условиях эксплуатации.

Первые две проблемы определяются конструкцией и динамическими свойствами системы. Повлиять на них не представляется возможным. В решении проблем п. 3 и п. 4 за последние 20 лет достигнуты значительные результаты. Созданы лабораторные и опытные образцы систем контроля крутильных колебаний вращающегося оборудования, реализующие наиболее точный метод измерения крутильных колебаний – метод временных интервалов

и его варианты. Характеристики известных систем контроля крутильных колебаний валопроводов мощных турбоагрегатов представлены в табл. 1.

Табл. 1. Характеристики систем контроля крутильных колебаний (КК) турбоагрегатов

| Параметр                                     | ЦПФ<br>МГТУ<br>[10] | МГТУ<br>[11]   | ЛМЗ<br>[7, 8]          | Ур ФГУ<br>[20] | ВТИ<br>[21]    | НТЦ<br>Ресурс,<br>ЦПФ<br>МГТУ<br>[22] |
|--|---------------------|----------------|------------------------|----------------|----------------|---------------------------------------|
| Турбоагрегат, объект испытаний               | 250 МВт             | 220 МВт        | Турбина 3 и 5 ступеней | 200 МВт        | 300 МВт        | 350 МВт                               |
| Тип датчика                                  | Оптический          | Оптический     | Индукцион.             | Холла          | Холла          | Оптический                            |
| Число датчиков по длине валопровода          | 1                   | 1              | 4                      | 4              | 2              | 1                                     |
| Метод измерения                              | ЧХМ                 | ФХМ            | ДФМ                    | МВИ            | МВИ            | МВИ                                   |
| Скручивание вала                             | Нет                 | Нет            | Да                     | Да             | Да             | Нет                                   |
| Вынужденные частоты КК                       | Нет                 | Нет            | Нет                    | Да             | Да             | Да                                    |
| Собственные частоты КК в переходном режиме   | 3 шт. до 50 Гц      | 2 шт. до 50 Гц | 1 шт. до 25 Гц         | 3 шт. до 55 Гц | 2 шт. до 60 Гц | 20 шт. до 470 Гц                      |
| Собственные частоты КК в стационарном режиме | 3 шт. до 50 Гц      | 2 шт. до 50 Гц | Нет                    | Нет            | Нет            | 20 шт. до 470 Гц                      |

У нас в стране для интерпретации результатов временных измерений А.Н. Морозовым и А.Л. Назолиным разработан аналитический метод описания динамики циклических систем в переменных временных интервалах [23, 24]. Созданы прецизионные оптико-электронные информационно-измерительные системы. В процессе их применения к зубчатым передачам, часовым механизмам, валопроводам турбоагрегатов получена новая, в том числе диагностическая, информация [10, 24–27].

Большая работа по изучению и раскрытию потенциала диагностики по крутильным колебаниям проделана американскими учеными К.Р. Maynard, М.В. Trethewey и др. Разработан алгоритм оценки крутильных колебаний вала по результатам временных измерений (TIMS), устраняющий ошибки энкодера и неравномерность шага дискретизации данных по времени [12, 13]. Лабораторные испытания на модельных образцах показали перспективность использования спектра крутильных колебаний для обнаружения

частот изгибных колебаний лопаток и трещины лопатки [28], трещины вала [29]. В работе [30] представлены результаты натурных испытаний. Испытания на большом вентиляторе Национального аэрокосмического центра NASA (National Full-Scale Aerodynamic Complex) подтвердили возможность регистрации собственных частот крутильных колебаний вала и изгибных колебаний лопастей. На гидрогенераторе мощностью 3 МВт и насосе охлаждающей жидкости реактора Westinghouse, модель 93А зарегистрированы собственные частоты крутильных колебаний вала. На авиационных двигателях General Electric – собственные частоты изгибных колебаний лопаток диска высокого давления.

Вместе с тем натурные испытания выявили проблему п. 5, связанную с вариациями собственных частот в процессе эксплуатации, уровень которых может превышать пороговые уровни значимости дефекта усталостной трещины. Например, по результатам двухлетнего мониторинга крутильных колебаний вала гидрогенератора 3 МВт тренд крутильной собственной частоты превысил порог обнаружения дефекта усталостной трещины. Гидрогенератор был остановлен, но при вскрытии трещина не была обнаружена [31].

Проблема п. 5 существенно ограничивает возможность ранней диагностики трещин усталости по уменьшению значений собственных частот и затрудняет перенос результатов модальных испытаний на реальные объекты. Об успешном ее решении в зарубежной и отечественной печати информации нет. Решение этой проблемы является главной задачей настоящей работы.

## **Метод временных интервалов**

В настоящее время наиболее чувствительным общим методом измерения крутильных колебаний является метод измерения временных интервалов прохождения валом фиксированных угловых положений с помощью энкодеров. Этот способ использует постоянное угловое приращение меток (пазов) диска, зубьев шестерни или кодирующей ленты, установленных на вращающемся валу. В зависимости от объекта и условий работы применяют энкодеры оптические, индуктивные, вихретоковые на эффекте Холла и др.

Типичная структурная схема цифровой измерительной системы представлена на рис. 2. Первичный преобразователь определяет моменты прохождения валом фиксированных угловых положений и формирует временную последовательность импульсов. Цепь импульсов имеет основную несущую частоту, равную про-



Рис. 2. Структурная схема измерения крутильных колебаний методом временных интервалов



Рис. 3. Модель немодулированного сигнала (а) и модулированного сигнала крутильных колебаний (б) с первичного преобразователя

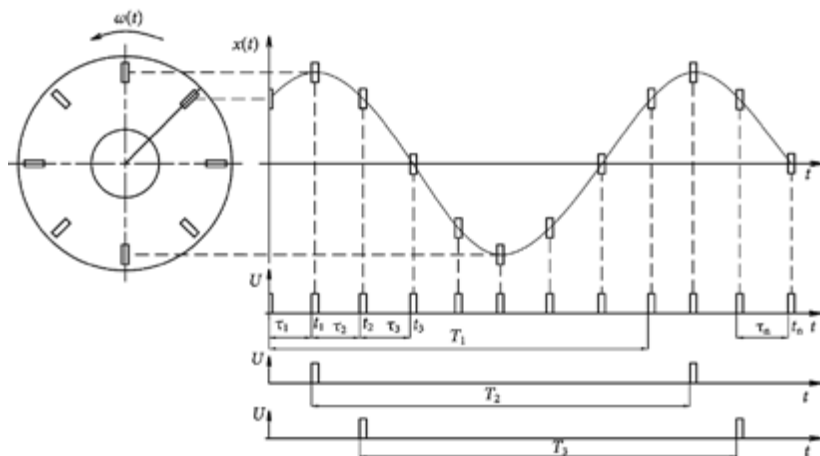


Рис. 4. Измеряемые параметры метода временных интервалов

изведению частоты вращения вала на число угловых приращений энкодера. Крутильная вибрация вала проявляет себя как модуляция этой несущей частоты (рис. 3). Поэтому сигнал датчика должен быть демодулирован для получения сигнала крутильных колебаний в зависимости от времени. Для этого используются сигналы текущего времени прохождения валом фиксированных положений  $t_n = t(\varphi_n)$ , временных интервалов между метками диска  $\tau_n$  и текущего периода  $T_n$ , составляющие основу метода временных интервалов (рис. 4).

Существует два подхода к использованию результатов временных измерений в диагностических целях. Первый заключается в разработке методов диагностики по вариациям временных интервалов. В этом случае для интерпретации временных измерений разрабатываются динамические диагностические модели объектов в вариациях временных интервалов рабочего цикла. Второй подход состоит в использовании процедур временных измерений для демодуляции сигнала крутильных колебаний от времени. В результате восстанавливается сигнал вариации угла  $\delta\varphi(t)$ , удобный для интерпретации и анализа.

Сложность интерпретации результатов временных измерений понятна из рис. 5. Традиционное описание динамики циклических систем заключается в составлении дифференциальных уравнений движения и получении их решений в виде зависимости текущего смещения  $\varphi$ , характеризующего состояние системы, от времени  $t$  (рис. 5, а). Принципиальной особенностью описания динамики в вариациях временных интервалов является необходимость нахождения моментов времени  $t$ , соответствующих определенным дискретным значениям смещения  $\varphi_n$ , т.е. получение обратной зависимости  $t(\varphi_n)$  (рис. 5, б). При этом дискретизация процесса съема информации осуществляется движением элемента самой циклической системы.

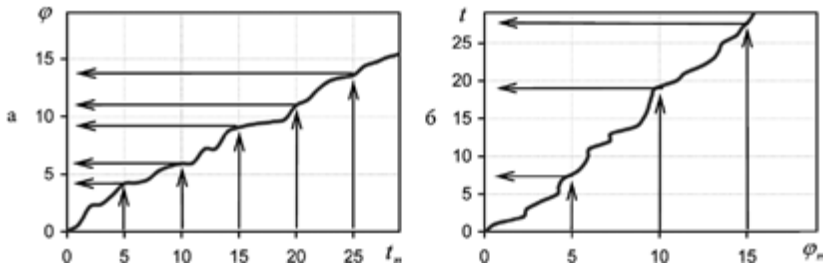


Рис. 5. Связь временных интервалов со смещением

Из дискретных значений текущего времени  $t_n = t(\varphi_n)$  можно сформировать ряды временных интервалов между метками энкодера  $\tau_n$ :

$$\tau_n = t(\varphi_n) - t(\varphi_{n-1}), \quad (1)$$

текущего периода  $T_n$ , определяемого из условия

$$\varphi(t_n) = \varphi(t_n - T_n), \quad (2)$$

а также их вариации (флуктуации).

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

Здесь  $t_n$  – моменты времени, соответствующие прохождению координат фиксированных угловых положений  $\varphi_n$ ;  $T_0$  – среднее значение периода;  $\tau_0$  – среднее значение интервалов времени  $\tau_n$ . Здесь и далее индекс  $n$ , соответствующий прохождению валом  $n$ -го фиксированного положения без нарушения общности рассуждений, указывать не будем.

В явном виде непрерывный закон движения  $t(\varphi)$  удастся получить только из дифференциального уравнения свободных колебаний консервативной системы с одной степенью свободы. Во всех остальных случаях вариации периода  $\delta T_n$  рассчитываются не из решения дифференциальных уравнений движения, где в качестве переменной выступает  $\delta T(t)$ , а численно, например, из решения неявного уравнения (2).

Решение проблемы аналитического описания динамики вращательного движения вала найдено в рамках линейной модели флуктуирующего времени, впервые предложенной А.Н. Морозовым, А.Л. Назолиным в работе [23]. Связь временных интервалов с углом поворота при описании вращательного движения вала в полярной системе координат находим из решения нелинейного интегрального соотношения [23, 24]:

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

Решение (4) ищем при соблюдении условий,

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

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

в рамках линейной модели флуктуирующего времени

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

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

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

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

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

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

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

Спектры флуктуаций угла и флуктуаций текущего периода связаны соотношением

$$G_{\delta T}(\omega) = G_{h,\delta T}(\omega) \cdot G_{\delta\varphi}(\omega), \quad (11)$$

где  $G_{\delta\varphi}(\omega)$  – спектральная плотность мощности вариаций угла поворота вала, определяемая из решений дифференциальных уравнений движения.

Аналогичным образом находим линейные соотношения связи и спектральные окна преобразования для флуктуаций текущего времени и временных интервалов [24]:

$$\delta t(t) = -\frac{T_0}{2\pi} \delta\varphi(t), \quad G_{h,\delta t}(\omega) = \frac{T_0^2}{4\pi^2}, \quad (12)$$

$$\delta\tau(t) = -\frac{T_0}{2\pi} (\delta\varphi(t) - \delta\varphi(t - \tau_0)), \quad G_{h,\delta\tau}(\omega) = \frac{T_0^2}{\pi^2} \sin\left(\frac{\omega\tau_0}{2}\right), \quad (13)$$

Соотношения (9), (10), (12), (13) позволяют в аналитической форме описывать динамику вращательного движения вала в вариациях и флуктуациях временных интервалов [24, 27], упрощают интерпретацию результатов временных измерений и оценку частот крутильных колебаний. Область применимости этих соотношений ограничена уровнем относительных вариаций периода не более 10%, что выполняется для большинства турбомашин, работающих в стационарном режиме.

Преобразование вариаций угла в вариации временных интервалов приводит к изменениям амплитудного спектра согласно спектральными окнам преобразования (рис. 6). Так, при преоб-

разовании в вариации периода часть полезной информации, кратная основной частоте вращения вала, а это вынужденные частоты крутильных колебаний, теряется. Однако в силу этого же обстоятельства точность измерений текущего периода не зависит от погрешности шага углового положения меток (пазов) энкодера, а определяется только погрешностью измерения временных интервалов.

Традиционно для измерения крутильных колебаний вала используют два энкодера, установленных в разных сечениях вала. Подсчет числа импульсов, поступивших с одного энкодера  $n_1(t)$ , за время между очередными импульсами с другого энкодера  $n_2(t)$  дает оценку сигнала крутильных колебаний и угла скручивания вала:

$$F(t) = \varphi_2(t) - \varphi_1(t) = n_2(t) - n_1(t) = \frac{2\pi}{N_2}k - \frac{2\pi}{N_1}n, \quad (14)$$

где  $n, k$  – номера очередных импульсов, поступающих с первого и второго датчиков соответственно;  $N_1, N_2$  – число фиксированных угловых положений энкодеров.

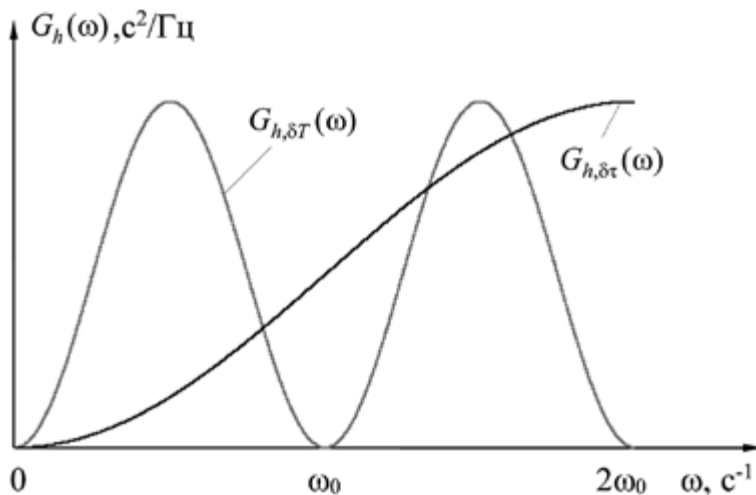


Рис. 6. Спектральные окна преобразования вариаций угла в вариации временных интервалов

В случае использования оптических энкодеров с равномерным угловым шагом меток оценка (14) в стационарном режиме вращения вала может быть существенно на порядок и более улучшена



[27], если экстраполировать угол поворота первого датчика в момент прихода импульса второго датчика по результатам временных измерений:

$$F(t_k) = \frac{2\pi}{N_2}k - \frac{2\pi}{N_1} \left( n + \frac{t_k - t_0}{t_n - t_{n-1}} + n_0 \right), \quad (15)$$

где  $t_n$  и  $t_k$  – текущее время прохождения валом  $n$ -го и  $k$ -го фиксированного углового положения энкодеров;  $n_0$  – число импульсов, поступивших с первого энкодера до первого импульса с второго энкодера.

Один энкодер позволяет оценить крутильные колебания вала в месте установки датчика. Пересчитать амплитуды собственных частот в других сечениях вала можно по результатам расчета собственных форм крутильных колебаний.

Метод демодуляции сигнала крутильных колебаний по измерениям временных интервалов прохождения валом фиксированных угловых положений, устраняющий ошибки энкодера и осуществляющий передискретизацию сигнала, впервые предложен в США в конце 90-х годов прошлого века [12, 13]. Достоинством этого метода является то, что он, восстанавливая сигнал  $\delta\varphi(t)$ , фактически решает обратную задачу восстановления сигнала (5) из измеряемого сигнала  $t(\varphi_n)$ . В этом случае возможна оценка параметров собственных частот крутильных колебаний в частотной области и параметров крутильных колебаний во временной. К недостаткам метода следует отнести невозможность регистрации строго детерминированных синхронизированных с углом поворота вала вынужденных крутильных колебаний, целочисленно кратных частоте вращения вала.

## Система мониторинга крутильных колебаний

Возможность регистрации собственных частот валов и лопаток в области кручения на работающем вращающемся оборудовании зависит от многих фактов, главным из которых является наличие достаточных по энергии случайных возмущающих сил, способных возбуждать собственные частоты колебаний. В случае недостаточности или отсутствия таких сил результат не может быть достигнут.

Выбор мест установки датчиков (энкодеров) на реальных объектах, как правило, ограничен, а часто безальтернативен. Вместе

с тем оценить информативность мест установки можно по результатам модального анализа крутильных колебаний вала методом конечных элементов. Установку лучше проводить в сечениях вала с максимальным числом пучностей крутильных форм колебаний.

Трудности регистрации потенциально очень малых сигналов предъявляют повышенные требования к точности измерительной аппаратуры. В настоящее время наиболее чувствительными датчиками углового смещения вала являются оптические энкодеры. Их применение в выпускаемом исполнении для больших диаметров валов и тяжелых условий эксплуатации крупных объектов, таких, например, как мощные турбоагрегаты, не всегда возможно. Возникает необходимость разработки адаптированных под конкретные места установки и условия работы вариантов исполнения оптических энкодеров. Использование энкодеров на других физических принципах ухудшает чувствительность измерительных систем и не обеспечивает непрерывную регистрацию собственных частот крутильных колебаний валопроводов турбоагрегатов в стационарных режимах работы (см. табл. 1).

Физические основы построения оптико-электронных систем мониторинга собственных частот крутильных колебаний валопровода турбоагрегата рассмотрены в работе [32]. Погрешность измерения крутильных колебаний методом временных интервалов зависит от чувствительности датчика (энкодера) к угловому смещению вала, погрешности формирования импульсного сигнала в первичном преобразователе и шума цифровой схемы измерения временных интервалов. Минимизация этих погрешностей – основная задача создания прецизионной измерительной системы, решение которой является необходимым условием надежной регистрации гармоник собственных частот колебаний во всех режимах работы вращающегося оборудования. Источниками возбуждения собственных частот в стационарном режиме работы турбоагрегата являются случайные флуктуации момента на валу, создаваемые турбулентностью потока пара и флуктуациями нагрузки в сети.

Эффективность данного подхода подтверждена результатами работы первой прецизионной оптико-электронной системы измерительного контроля периода вращения валопровода мощного турбоагрегата 250 МВт [10] (см. табл. 1). Этой системой впервые в России в середине 90-х годов зарегистрированы три собственные частоты крутильных колебаний валопровода не только в пе-

реходных, но и, самое главное, в стационарных режимах работы (рис. 7). На протяжении 20 лет система обладала наивысшей точностью измерения собственных частот крутильных колебаний (см. табл. 1).

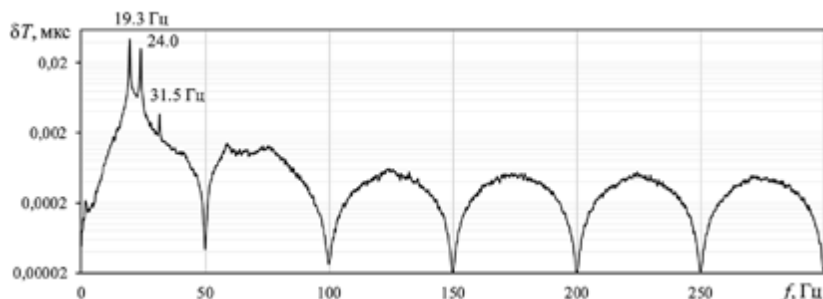


Рис. 7. Амплитудный спектр вариации периода вращения валопровода турбоагрегата 250 МВт в стационарном режиме (разрешение  $df = 0,01831$  Гц,  $N_0 = 12$ )

В 2013 г. коллективом авторов в составе А.Н. Морозова, А.Л. Назолина, В.И. Полякова предложен и защищен патентом РФ [33] способ обнаружения усталостных трещин вала по уменьшению значений собственных частот крутильных колебаний, отличающегося учетом влияния режимных параметров работы турбоагрегата. Для его проверки в ООО НТЦ «Ресурс» и АО «ЦПФ МГТУ» разработан опытный образец системы непрерывного мониторинга собственных частот крутильных колебаний – программно-технический комплекс мониторинга дефектов ротора (ПТК «МоДеРо»). С 2015 г. система успешно непрерывно работает на турбоагрегате 350 МВт с турбиной К-300-240 и турбогенератором ТВВ-350-2 [22].

В ПТК «МоДеРо» реализован бесконтактный метод оценки крутильных колебаний по измерениям временных интервалов прохождения валом фиксированных угловых положений с помощью оптического энкодера, а также способ обнаружения усталостного повреждения вала по уменьшению значений собственных частот крутильных колебаний, защищенный патентами [33, 34].

Внешний вид измерительной части системы представлен на рис. 8. Она состоит из измерительного диска со 126 пазами (1), установленного в месте соединения фланцев якоря возбуждителя и ротора генератора, оптического датчика (2) и микропроцессорного блока обработки сигналов (3). На работающем

турбоагрегате этот узел закрыт штатным защитным кожухом. Специальное техническое обслуживание системы, в том числе очистка от грязи оптического энкодера в период эксплуатации, не требуется.

ПТК «МоДеРо» обеспечивает непрерывную регистрацию текущего времени прохождения валом фиксированных угловых положений  $t_n = t(\varphi_n)$ , временных интервалов между пазами диска  $\tau_n$  и текущего периода  $T_n$  (см. рис. 4). Реализует алгоритм демодуляции сигнала крутильных колебаний. Среднеквадратическая погрешность измерения периода не превышает  $2 \cdot 10^{-4}\%$ . Максимальный среднеквадратический уровень шума измерительной системы в узкополосной полосе регистрируемых собственных частот (0,3 Гц) не превышает 0,007 угл. с [32]. Реализован удаленный доступ к ПТК «МоДеРо» по локальной сети станции и через Интернет.

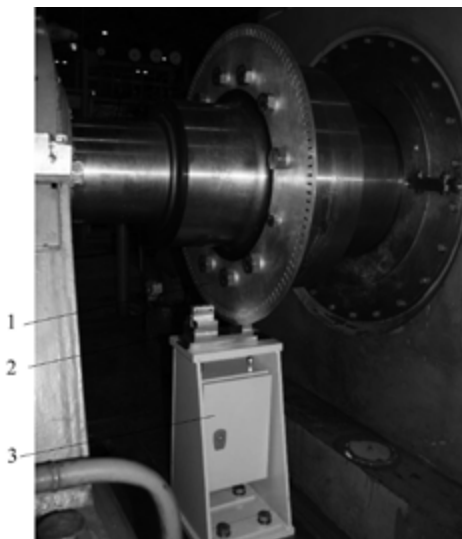


Рис. 8. Измерительный блок системы мониторинга крутильных колебаний валопровода турбоагрегата 350 МВт: 1 – измерительный диск с пазами; 2 – оптоэлектронный датчик; 3 – микропроцессорный блок обработки сигналов

## **Результаты натурных испытаний**

Рассмотрим результаты мониторинга крутильных колебаний валопровода турбоагрегата 350 МВт за два года наблюдений. Расчет спектров ведется по алгоритму БПФ. Значения собственных частот оцениваются по усредненному спектру демодулированного сигнала крутильных колебаний за один час. Разрешение в спектре не более 0,006 Гц. Расчетные оценки параметров собственных частот и измеряемых сигналов записывают в базу данных, формируя временные ряды с шагом дискретизации один час.

В стационарном режиме работы турбоагрегата среднеквадратический уровень колебаний валопровода на собственных частотах в месте установки датчика составляет порядка 3 угл. с. При этом на первую собственную частоту приходится более 95% энергии сигнала. В переходных режимах, таких, например, как включение генератора в сеть, амплитуды собственных частот в десятки и сотни раз больше. Из графика максимальных амплитуд собственных частот крутильных колебаний за 50 дней работы на рис. 9 видно, что скачки нагрузки в сети могут возбуждать соизмеримые с включением в сеть крутильные колебания вала. Для новых турбоагрегатов подсчет числа циклов крутильных колебаний, превышающих предел выносливости роторной стали, позволяет реализовать функцию счетчика остаточного ресурса валопровода.

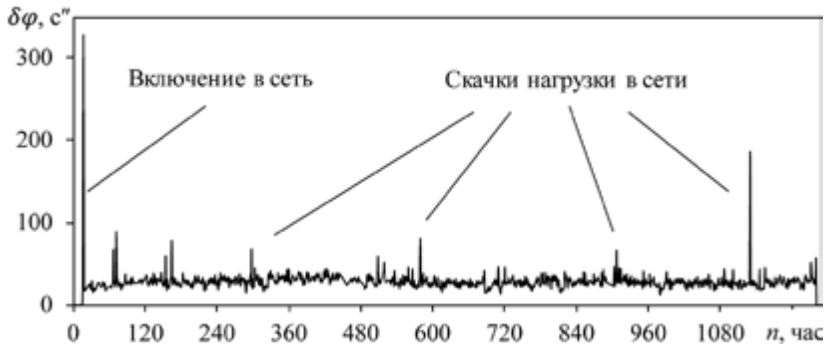


Рис. 9. График максимальных амплитуд крутильных колебаний за 50 дней работы

Влияние ошибок углового положения пазов диска энкодера на результат измерения крутильных колебаний методом временных интервалов иллюстрируют спектры на рис. 10. Систематические ошибки энкодера формируют в спектре демодулированного сигнала паразитные, целочисленно кратные средней частоте вращения вала гармоники, маскирующие гармоники вынужденных частот и близко к ним расположенных собственных частот крутильных колебаний. Устранение этих ошибок является важной процедурой демодуляции сигнала.

Неплохой альтернативой процедуры демодуляции является измерение текущего периода вращения вала и расчет спектра вариаций периода по передискретизированным данным (рис. 11). В нем нет паразитных гармоник энкодера и частот вынуж-

денных крутильных колебаний, теряется часть полезной информации о собственных частотах около частот, целочисленно кратных средней частоте вращения вала. Вид спектров на рис. 7 (рис. 11) характеризуется наличием «холмов» и нулей спектральной плотности в полном соответствии со спектральным окном преобразования (10). Число регистрируемых собственных частот примерно в 2 раза меньше, чем в спектре демодулированного сигнала.

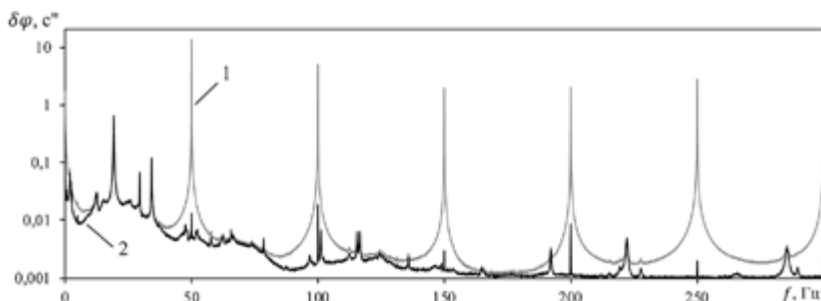


Рис. 10. Фрагмент амплитудного спектра демодулированного сигнала крутильных колебаний валопровода турбоагрегата 350 МВт с ошибками энкодера (1) и после устранения ошибок энкодера (2) в угл. с., (разрешение  $df = 0,006$  Гц,  $N_0 = 126$ )

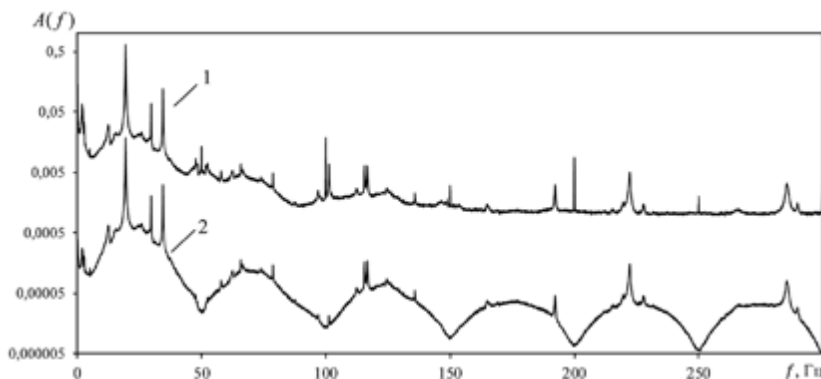


Рис. 11. Фрагмент амплитудного спектра демодулированного сигнала крутильных колебаний валопровода турбоагрегата 350 МВт (1) в угл.с и вариаций текущего периода вращения вала (2) в мкс (разрешение в спектре частоте  $df = 0,006$  Гц,  $N_0 = 126$ )

Рассмотрим более подробно состав спектра демодулированного сигнала в стационарном режиме работы турбоагрегата (рис. 12). Система надежно регистрирует 20 собственных частот крутильных колебаний до 470 Гц. Другие наиболее точные системы в этом режиме регистрируют максимум 2–3 гармоники до 55 Гц (см. табл. 1). Это первая и единственная система, обеспечивающая получение непрерывной информации о собственных частотах крутильных колебаний валопровода в стационарных режимах работы мощного турбоагрегата в таком широком диапазоне частот.

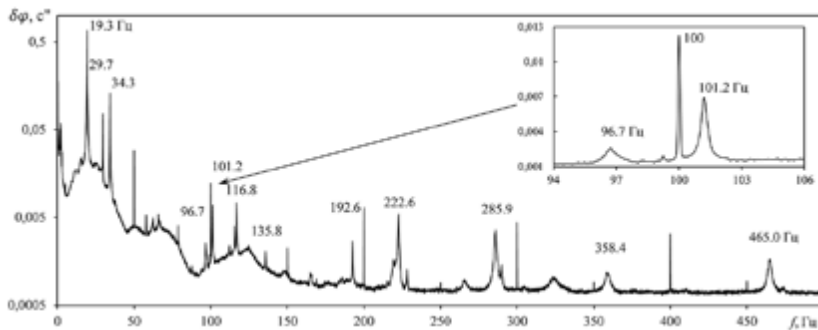


Рис. 12. Амплитудный спектр демодулированного сигнала крутильных колебаний валопровода турбоагрегата 350 МВт в стационарном режиме работы (разрешение 0,006 Гц)

В спектре (см. рис. 12) до 65 Гц лежат главные собственные частоты крутильных колебаний, определяемые наиболее существенными упругомассовыми элементами валопровода [35]. Выше лежат частоты, связанные с наличием дисков ротора турбины. Есть также три пары близких частот, которые не удается разделить в рамках упругомассовой модели валопровода. Предположительно одна из них может возбуждаться изгибными колебаниями лопаток турбины. Вопрос требует дальнейших исследований.

Регистрация гармоник в широком диапазоне частот позволяет контролировать отстройку собственных частот от частот вынужденных крутильных колебаний. Например, у валопровода турбоагрегата 350 МВт необходимо контролировать отстройку собственной частоты 101,2 Гц от частоты вынужденных крутильных колебаний 100 Гц (См. рис. 12). В переходных

режимах работы из-за близости этих частот выполняется условие резонанса, и амплитуда гармоники собственной частоты 101,2 Гц увеличивается в сотни раз, достигая уровня амплитуды колебания на первой собственной частоте 19,3 Гц.

Наличие в спектре (см. рис. 12) гармоник вынужденных крутильных колебаний требует объяснения. Их уровень мал и соизмерим с уровнем тангенциальных вибраций оптического датчика относительно диска энкодера. Возможны и другие причины, требующие дальнейших исследований. На регистрацию собственных частот крутильных колебаний данный факт влияния не оказывает.

Уменьшение значений собственных частот крутильных колебаний оценим относительным параметром, увеличивающимся с ростом трещины:

$$\delta F_i = \frac{F_{i,0} - F_i}{F_{i,0}}, \quad (12)$$

где  $F_{i,0}$  и  $F_i$  – значение собственной частоты  $i$ -й формы без трещины и с трещиной соответственно.

На рис. 13 представлена типичная зависимость параметра (12) от площади поперечной трещины, полученная по результатам модального анализа валопровода турбоагрегата 350 МВт методом конечных элементов в программе Pro/ENGINEER (расчет выполнен к.т.н. С.Г. Гнездиловым). Вид зависимости хорошо согласуется с результатами расчетов и лабораторных испытаний других авторов [29, 36]. Видно, что чувствительность параметра (12) крайне мала на этапе зарождения и начального развития дефекта, нелинейно растет с ростом площади трещины. Поэтому отслеживание роста малых трещин требует достаточной точности оценки собственных частот в эксплуатации. Для отслеживания роста больших трещин требуется меньшая точность, так как этот рост характеризуется существенно более резким уменьшением значений собственных частот.

Результат расчета максимальных значений  $\delta F_i$  8 регистрируемых собственных частот крутильных колебаний валопровода турбоагрегата 350 МВт при 50%-ной кольцевой трещине усталости в различных сечениях валопровода представлен на рис. 14. Видно, что чувствительность частот к трещине усталости зависит от места ее расположения. В свою очередь, сама регистрация частот зависит от места установки датчика по длине вала. Чем больше регистрируется собственных частот, тем больше участков вала кон-



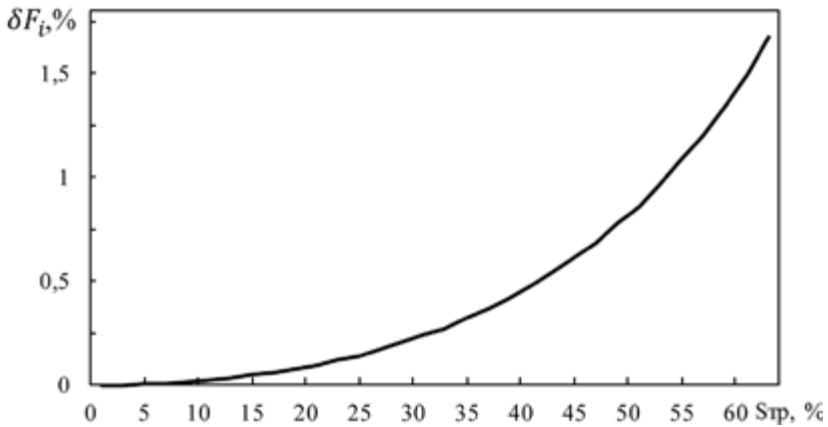


Рис. 13. Типичная расчетная зависимость относительного уменьшения значения собственной частоты крутильных колебаний от площади кольцевой трещины

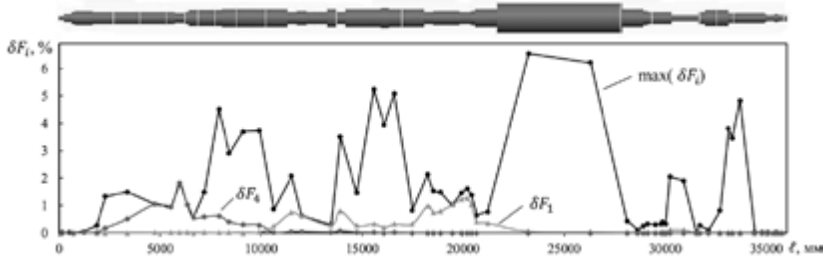


Рис. 14. Результат расчета методом конечных элементов относительного уменьшения значений собственных частот крутильных колебаний  $\Delta F_i$  валопровода турбоагрегата 350 мВт при 50%-ной кольцевой трещине в различных сечениях вала

тролируется. Максимальные уменьшения значений частот лежат в интервале от 1 до 7 % и охватывают практически все участки вала. Их число позволяет проводить локацию дефекта усталостной трещины и давать оценку ее площади.

Мониторинг крутильных колебаний подтвердил зависимость собственных частот от режима работы турбоагрегата (рис. 15). Влияние режимных параметров носит сложный многофакторный характер, установить который удалось только по результатам продолжительного мониторинга собственных частот и режимных параметров работы турбоагрегата.

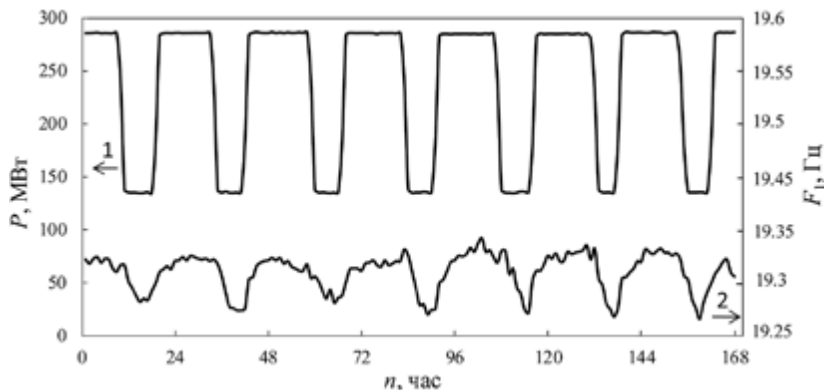


Рис. 15. Графики изменения активной нагрузки турбогенератора 350 МВт (1) и первой собственной частоты крутильных колебаний вала (2) от времени

Статистические оценки нескольких собственных частот представлены в табл. 2. Здесь и далее в формуле расчета параметра (12)  $F_{i,0}$  – среднее значение собственной частоты за все время наблюдения,  $F_i$  – текущее значение собственной частоты. Полученные коэффициенты осцилляции собственных частот близки к результатам натурных испытаний других авторов на других объектах [30, 31], но такой размах велик для ранней диагностики малых трещин усталости. Оценим эффективность математических методов обработки данных на примере наиболее осциллирующей первой собственной частоты крутильных колебаний, исходный размах осцилляций которой составляет порядка 0,6% (рис. 16, а).

Табл. 2. Статистические параметры собственных частот крутильных колебаний валопровода турбоагрегата 350 МВт за два года наблюдений

| Параметры                  | Собственные частоты крутильных колебаний |        |        |        |        |
|----------------------------|--|--------|--------|--------|--------|
|                            | $F_1$                                    | $F_2$  | $F_3$  | $F_4$  | $F_5$  |
| $\langle F_i \rangle$ , Гц | 19,308                                   | 29,664 | 34,299 | 116,69 | 222,29 |
| Коэффициент осцилляции, %  | 0,632                                    | 0,23   | 0,449  | 0,416  | 0,456  |

Стандартные методы временного усреднения (сглаживания) данных позволяют уменьшить размах осцилляций в несколько раз (табл. 3), но их эффективность падает с увеличением числа точек усреднения  $N$ . Учет влияния режимных параметров рабо-

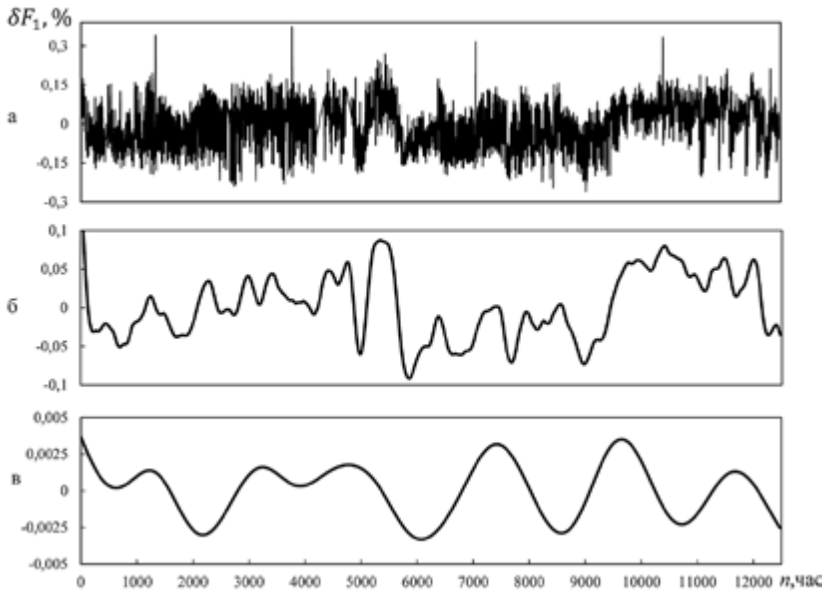


Рис. 16. Результат мониторинга относительного значения первой собственной частоты крутильных колебаний валопровода турбоагрегата 350 МВт за два года наблюдений без обработки (а), после временного усреднения по 168 ч (б) и усреднения по 1000 ч с учетом 15 режимных параметров (в)

ты турбоагрегата на собственные частоты крутильных колебаний методом множественной регрессии в сочетании с методом временного усреднения данных позволяет существенно уменьшить размах осцилляций на 2 порядка и более (рис. 16) (см. табл. 3). Причем чем больше влияющих режимных параметров учитывается, тем выше эффективность метода множественной регрессии. Это видно по кривым 1, 2 и 3 на рис. 17, полученным для 3, 5 и 15 режимных параметров работы соответственно.

Значительный эффект от применения этого алгоритма наступает через неделю (168 ч) и растет с увеличением времени наблюдения. За 40 дней (1000 ч) работы достигает показателей, близких к предельно возможному. Алгоритм эффективен для обнаружения трещин усталости, время прорастания которых до критического уровня больше недели. Это условие выполняется при штатной эксплуатации турбоагрегатов и поэтому не является ограничением для применения этого алгоритма.

## Предупреждение аварий и катастроф вращающегося оборудования критически и стратегически важных объектов техносферы

Табл. 3. Оценка коэффициентов осцилляции первой собственной частоты (в %) по результатам обработки данных за два по года наблюдений

| Временной ряд          | Число точек временного усреднения $N$ |       |       |        |        |
|------------------------|---------------------------------------|-------|-------|--------|--------|
|                        | 0                                     | 168   | 366   | 720    | 1000   |
| Исходный               | 0,31                                  | 0,082 | 0,056 | 0,05   | 0,0435 |
| С учетом режим. парам. | 0,25                                  | 0,058 | 0,03  | 0,0095 | 0,0035 |

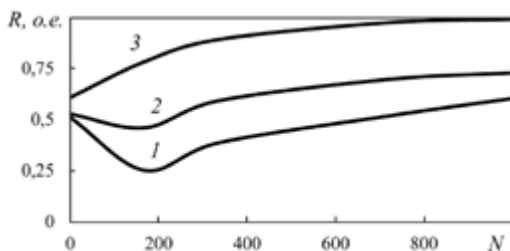


Рис. 17. Зависимость коэффициента множественной регрессии  $R$  от числа точек усреднения  $N$

Возможности диагностики кольцевых трещин усталости валопровода турбоагрегата 350 МВт по уменьшению значений собственных частот с оценкой степени опасности дефекта представлены на рис. 18. Здесь показаны три пороговых уровня обнаружения дефекта и их связь с техническими состояниями объекта,

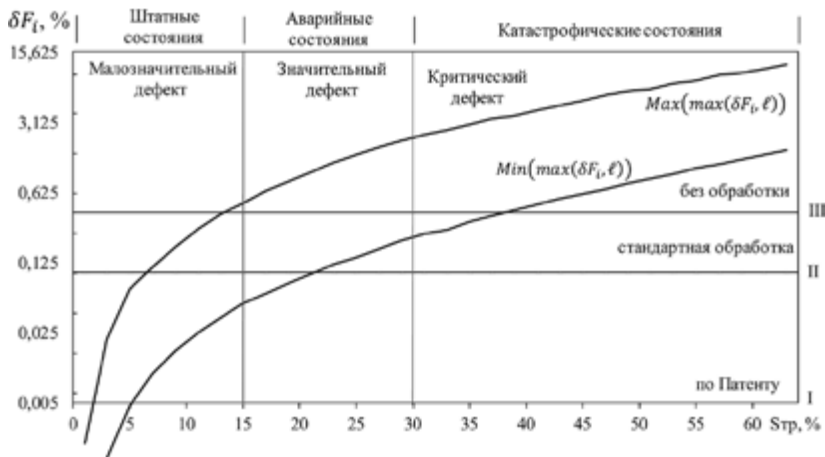


Рис. 18. Оценка степени опасности кольцевой трещины и возможности ее обнаружения по собственным частотам крутильных колебаний. Здесь: I, II, III – пороги обнаружения дефекта

определенными экспертным путем. Видно, что только использование патента [33] позволяет обнаруживать дефект трещины на ранней стадии развития.

Модальный конечно-элементный анализ валопровода показывает, что достигнутая точность оценки собственных частот позволяет по тренду значений собственных частот обнаруживать все типы трещин усталости, в том числе наиболее сложные кольцевые, начиная с площади трещины порядка 2–5% сечения вала, т.е. с уровня малозначительного дефекта, что обеспечивает персоналу электростанции достаточное время для принятия и реализации решения о выводе турбоагрегата в ремонт по регламенту планового останова энергоблока без риска возникновения тяжелой аварии.

Полученные результаты дают основание рассматривать опытный образец системы мониторинга крутильных колебаний ПТК «МоДеРо» как прототип штатной системы раннего предупреждения аварий и катастроф турбоагрегатов АЭС и ТЭС, вызванных усталостным повреждением валопроводов.

### **Предложения по повышению надежности турбоагрегатов**

Особенностью рассматриваемого метода диагностики является то, что в условиях эксплуатации обнаруживается не сам факт наличия трещин (ослабления жесткости муфтовых соединений), а их рост (развитие) по уменьшению значений собственных частот крутильных колебаний. На новых турбоагрегатах метод обеспечит раннюю диагностику трещин усталости. В перспективе выход на экспериментальную оценку повреждаемости материала роторной стали и индивидуальный прогноз остаточного ресурса валопровода.

Для остальных турбоагрегатов, в том числе отработавших нормативный срок службы, текущее техническое состояние валопровода оценить можно только в ремонтный период. При этом всегда есть вероятность пропуска дефектов. В этих условиях возможность раннего обнаружения роста трещин усталости приобретает особую актуальность. Критерием опасности дефекта может быть сам факт его обнаружения. Также необходимы дополнительные меры повышения надежности турбо-

агрегатов, предупреждающие, например, короткие замыкания в цепи статора турбогенератора. Дело в том, что роторы турбоагрегатов рассчитаны на крутильные нагрузки, возникающие при коротких замыканиях. Но при наличии дефекта усталостной трещины короткие замыкания способны разрушить валопровод, как это было на Каширской ГРЭС.

Поэтому важным дополнением ПТК «МоДеРо» может стать разработанная ООО НТЦ «Ресурс» система виброакустического мониторинга дефектов статора турбогенератора ПТК «МоДеСт». Система предназначена для предотвращения отказов генераторов из-за коротких замыканий в цепи статора. Реализуют метод виброакустической диагностики дефектов ослабления креплений сердечника в корпусе статора, обмотки в лобовых частях статора и распушения крайних пакетов сердечника статора на работающем генераторе, защищенный 5 патентами РФ [37–41]. Научное обоснование метода дано в работах [27, 42–45].

Дефекты ослабления креплений характеризуются величиной зазора и длиной ослабленного участка, являясь основной причиной отказов турбогенераторов, определяющих их надежность и ресурс [46]. На работающем генераторе представляют собой виброударные системы, возбуждающие виброакустические колебания конструкции статора, которые регистрируются 8 датчиками виброускорения, установленным на обшивке корпуса статора.

Способ обнаружения, распознавания и управления развитием дефектов статора на работающем турбогенераторе построен на зависимости мощности виброударных процессов в дефектных узлах крепления от режимных параметров работы генератора. Изменение режимных параметров приводит к изменениям амплитуды возбуждения и/или граничных условий закрепления элементов в ослабленных узлах крепления. Суть метода понятна из результатов экспериментальных исследований виброакустических колебаний статоров турбогенераторов ТВВ-320-2.

Характерным признаком исправного статора, работающего турбогенератора, является шумовой сигнал малой интенсивности в диапазоне частот выше 200 Гц и практически отсутствие зависимости мощности  $M$  виброускорения обшивки корпуса статора от режима работы генератора (рис. 19, А).

Характерным признаком статора с дефектом ослабления креплений стяжных ребер сердечника является уменьшение мощности виброударного процесса с уменьшением реактивной нагрузки

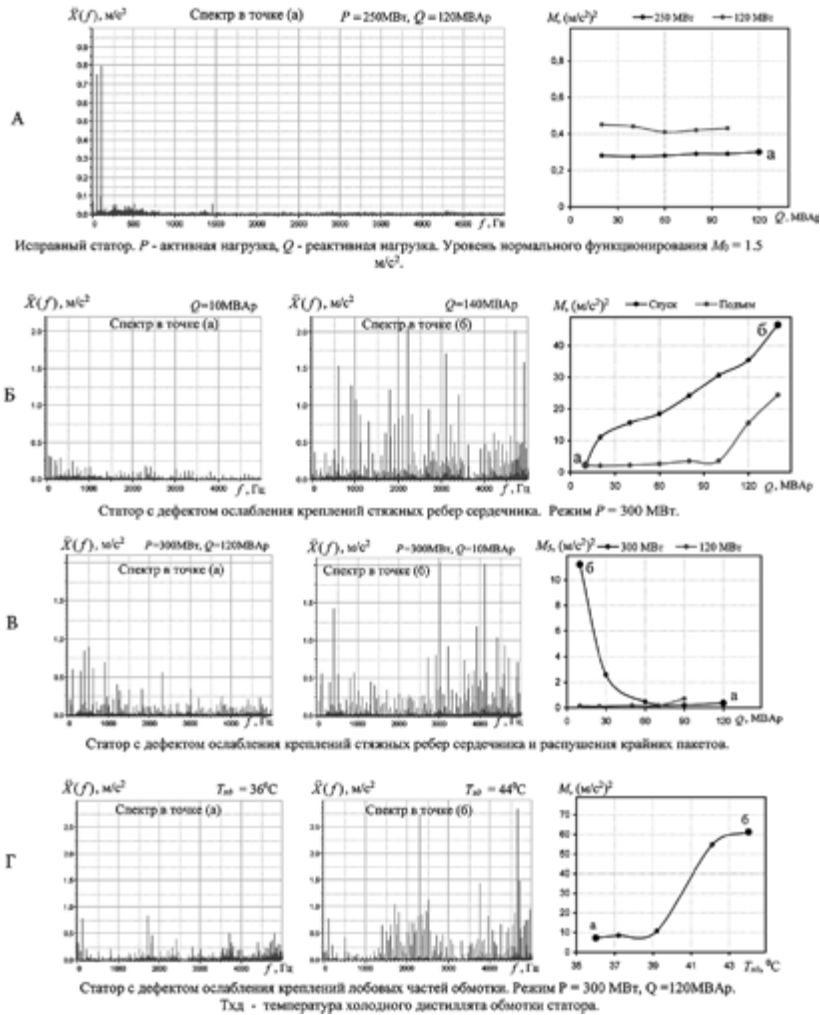


Рис. 19. Спектры виброускорения корпуса статора работающего турбогенератора ТВВ-320-2 в исправном (а) и дефектных состояниях (б – г) с графиками зависимости мощности шума от режимных параметров работы

генератора (рис. 19, Б). В данном случае для блокировки виброударного процесса достаточно выполнить двухстадийную операцию по уменьшению и увеличению реактивной мощности до порогового значения по экспериментально определенной петле гистерезиса.

Характерным признаком статора с дефектом распушения крайних пакетов активной стали является увеличение мощности виброударного процесса и виброускорения корпуса статора  $M_5$  в полосе частот от 4 до 5 кГц с уменьшением реактивной нагрузки генератора (рис. 19, В).

Характерным признаком статора с дефектом ослабления обмотки является зависимость мощности виброударного процесса от температуры холодного дистиллята, изменение которой приводит к изменению размеров и граничных условий закрепления обмотки (рис. 19, Г).

Представленные зависимости служат убедительным доказательством возможности управления скоростью развития дефектов и реализации ресурсосберегающей технологии эксплуатации турбогенераторов. Сущность технологии заключается в снижении интенсивности виброударных процессов вплоть до их полной блокировки путем изменения режимных параметров работы генератора, не влияющих на выдачу активной мощности. Это подбор оптимальных значений реактивной мощности и температур охлаждающих сред в пределах установленных норм с опорой на результаты виброакустического мониторинга.

Возможности этой технологии на примере 8 турбогенераторов одной ТЭС показаны на рис. 20. Мощность ударных процессов в ослабленных узлах крепления, а значит, и интенсивность изно-

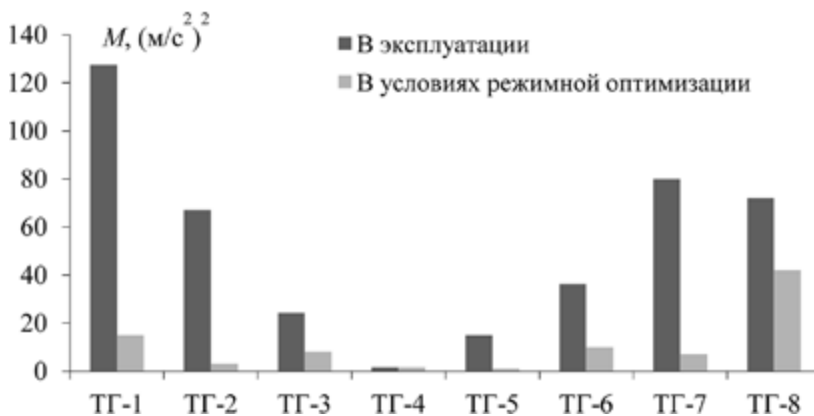


Рис. 20. Возможности ресурсосберегающей технологии эксплуатации турбогенераторов одной ТЭС



са элементов статора может быть существенно снижена на большинстве турбогенераторов этой станции. Исключение составляет ТГ-8, на котором момент внедрения ресурсосберегающей технологии упущен. Для устранения интенсивного износа системы крепления лобовых дуг обмотки статора и предотвращения возможных аварий требуется проведение затратных ремонтных мероприятий по модернизации узлов крепления обмотки статора.

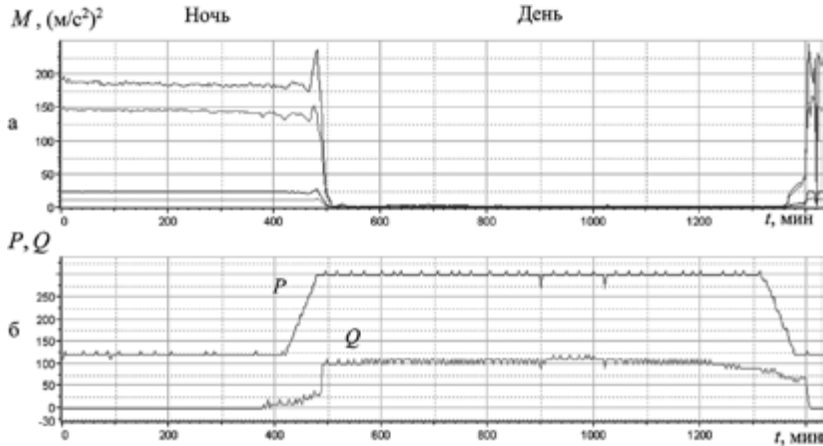


Рис. 21. Суточный график измерения во времени мощности виброускорения корпуса статора турбогенератора ТВВ-350-2 по 4 датчикам (а), активной  $P$ , МВт и реактивной  $Q$ , МВАр нагрузки (б)

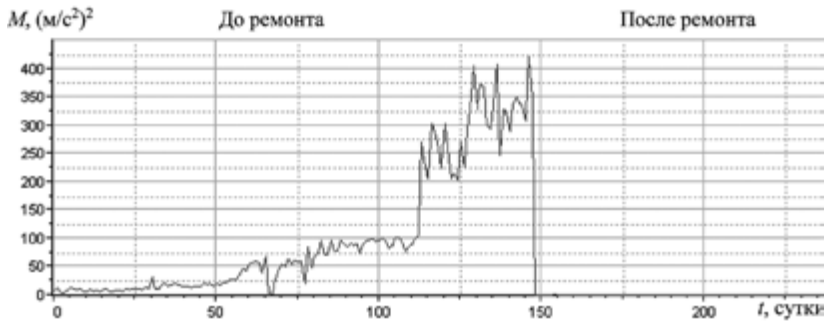


Рис. 22. График изменения во времени максимального суточного значения мощности виброускорения корпуса статора турбогенератора ТВВ-350-2 до и после ремонта подвески сердечника

Пример использования ПТК «МоДеСт» для оценки ускоренного развития дефекта подвески, оценки качества сборки и ремонтных работ модернизированного турбогенератора 350 МВт представлен на рис. 21, 22. Сразу после модернизации развитие дефекта происходит в ночное время суток, во время разгрузки генератора до технического минимума. Интенсивность ударных процессов за 150 дней работы генератора увеличилась почти в 500 раз, а сама зависимость напоминает кривую отказа. После проведения ремонтных работ по закреплению верхних стяжных ребер сердечника ударные процессы в статоре прекратились.

## **Заключение**

Результаты, представленные в работе, позволяют сделать следующие выводы:

1. Метод временных интервалов является наиболее чувствительным методом измерения крутильных колебаний, позволяет реализовать мониторинг собственных частот крутильных колебаний вращающегося оборудования в процессе эксплуатации.

2. Мониторинг крутильных колебаний имеет хороший потенциал контроля и диагностики целостности валов и, возможно, лопаток вращающегося оборудования, оценки их остаточного ресурса и планирования объемов ремонтных работ, контроля качества выполненных работ. Может стать важным элементом системы управления жизненным циклом высоконагруженных элементов вращающегося оборудования на этапе эксплуатации, обеспечив в перспективе переход на технологию ремонта по состоянию.

3. Наиболее актуальными объектами внедрения являются турбоагрегаты атомных и тепловых электростанций, мощные газотурбинные энергоустановки электростанций, где стоит проблема создания эффективной штатной системы виброконтроля газовой турбины.

4. Разработанные системы мониторинга ПТК «МоДеРо» и ПТК «МоДеСт» служат прототипами штатных систем контроля и диагностики, предназначенными для раннего предупреждения и предотвращения аварий и катастроф турбоагрегатов АЭС

и ТЭС, вызванных усталостным разрушением валопроводов, позволяют реализовать ресурсосберегающую технологию эксплуатации турбоагрегатов. Технические возможности ПТК «МоДеРо» по уровню порога обнаружения трещин усталости более чем на порядок превосходят возможности зарубежных и отечественных аналогов.

## Список литературы

1. *Kirmsher P.G.* The effect of discontinuities on the natural frequency of beams / P.G. Kirmsher // Proc. of the ASTM. 1944. V.44. P. 897–904.
2. *Dimarogonas A.D.* Vibration of cracked structures: a state of the art review / A.D. Dimarogonas // Eng. Fracture Mechanics. 1996. V. 55. P. 831–857.
3. *Бовсуновский А.П.* Вибродиагностика валов турбин, основанная на нелинейных эффектах: Обзор литературы // Вибрации в технике и технологиях. 2015. № 2 (78). С. 5–17.
4. *Заблоцкий И.Е., Коростелев Ю.А., Шипов Р.А.* Бесконтактные измерения колебаний лопаток турбомашин. М.: Машиностроение, 1977. 160 с.
5. А.С. № 160886 СССР. Устройство для бесконтактного исследования колебательного движения лопаток колеса турбомшины / Заблоцкий И.Е., Коростелев Ю.А., Свиблов Л.Б. // Открытия. Изобретения. 1964. № 7.
6. System for Measuring Rotor Vibration. Robinson R.A. Pat. № 3654803,1. USA.
7. *Борищанский К.Н.* Методические особенности регистрации крутильных колебаний валопровода турбоагрегата с помощью дискретно-фазового метода // Авиационно-космическая техника и технология. 2009. № 8 (65). С. 73–77.
8. *Борищанский К.Н., Григорьев Б.Е., Григорьев С.Ю., Наумов А.В.* Особенности вибрационного состояния лопаток и валопровода мощных паровых турбин при переходных режимах работы турбоагрегата. // Электрические станции. 2011. № 2. С. 32–37.
9. *Киселев М.И., Морозов А.Н., Назолин А.Л.* и др. Частотно-хронометрический контроль циклических машин и механизмов // Приборы и системы управления. 1998. № 3. С. 33–34.
10. *Киселев М.И., Морозов А.Н., Назолин А.Л. и др.* Измерение периода вращения валопровода турбоагрегата фотоэлектрическим методом // Измерительная техника. 1996. № 12. С. 28–29.
11. *Киселев М.И., Пронякин В.И.* Быстропротекающие переходные режимы функционирования валопровода мощного турбоагрегата // Наука и образование: электрон. науч.-техн. изд. 2011. № 5.
12. *Resor B.R., Trethewey M.W., Maynard K.P.* Compensation for encoder geometry and shaft speed variation in time interval torsional vibration measurement // J. of Sound and Vibration. 2005. № 286. P. 897–920.
13. *Resor B.R., Groover C.L., Trethewey M.W., Maynard K.P.* Natural Frequency Identification in Torsional Vibration with High Level Order Content. 22nd IMAC, Dearborn, Michigan, USA, January 26–29 2004.

14. *Ishida Y.* Cracked rotors: Industrial machine case histories and nonlinear effects shown by simple Jeffcott rotor // *Mechanical Systems and Signal Processing.* 2008, № 22 P. 805–817.
15. *Смирнов А.Н., Быкова Н.В., Абабков Н.В. и др.* Анализ повреждаемости роторов паровых турбин (обзор) // *Вестник КузГТУ: Технологии машиностроения.* 2014. № 2. С. 38–46.
16. *Кудрявцев И.В., Шоков Н.А.* Анализ случаев разрушения валов роторов крупных турбогенераторов // *Энергомашиностроение.* 1980. №11. С. 17.
17. *Куменко А.И.* О путях снижения рисков эксплуатации объектов энергетики // Сб. матер. VI школы семинара. Оценка и управление индустриальными рисками в промышленной безопасности. Мониторинг рисков сложных и уникальных объектов. Омск.: Тип. «Золотой тираж», 2016 г. С. 107–117.
18. *Загзетдинов И.Ш., Костюк А.Г., Трухний А.Д., Должанский П.Р.* Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы // *Теплоэнергетика.* 2004. № 5. С. 5–15.
19. *Белов В.В., Пергаменичик Б.К.* Крупные аварии на ТЭС и их влияние на компоновочные решения главных корпусов // *Вестник МГСУ.* 2013. № 4. С. 61–69.
20. *Биялт М.А., Кисточев А.В., Урьев Е.В. и др.* Актуальность и проблемы реализации мониторинга крутильных колебаний валопроводов турбоагрегатов на электростанциях // *Электрические станции.* 2013. № 8. С. 50–57.
21. *Зиле А.З., Тарадай Д.В., Томашевский Т.В. и др.* Исследования крутильных колебаний валопроводов турбоагрегатов // *Электрические станции.* 2013. № 10. С. 40–48.
22. *Морозов А.Н., Назолин А.Л., Поляков В.И.* Прецизионная оптико-электронная система мониторинга крутильных колебаний валопровода турбоагрегата // *ДАН.* 2017. Т. 472. № 2. С. 145–149.
23. *Морозов А.Н., Назолин А.Л.* Статистическое описание процесса хронометрии динамики механизмов циклического действия // *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана, Естественные науки.* 1999. № 1. С. 92–104.
24. *Морозов А.Н., Назолин А.Л.* Динамические системы с флуктуирующим временем. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 200 с.
25. *Назолин А.Л.* Измерительный контроль периода колебаний баланса часового механизма с несвободным ходом // *Измерительная техника.* 1999. № 2. С. 29–31.
26. *Морозов А.Н., Назолин А.Л., Павлов Д.А.* Временные измерения кинематических и динамических параметров редукторов // *Измерительная техника.* 1999. № 4. С. 58–60.

27. Назолин А.Л. Обнаружение дефектов машин и механизмов циклического действия по временным и виброакустическим параметрам: Дис. ... д-ра техн. наук. М., 2013. 479 с.

28. Maynard K.P.; Trethewey M., On The Feasibility of Blade Crack Detection through Torsional Vibration Measurements, Proceedings of the 53rd Meeting of the Society for Machinery Failure Prevention Technology, Virginia Beach, VA, April 19–22 1999. P. 451–459.

29. Lebold M.S., Maynard K.P., Trethewey M.W. (2003). Technology development for shaft crack detection in rotating equipment, EPRI International Maintenance Conference, held in Chicago, IL, August 18–20.

30. Maynard K.P., Trethewey M.W. (2001). Blade and Shaft crack detection using Torsional Vibration Measurement Part 3: Field Application Demonstrations. Noise and Vibration worldwide 32 (11) P.16–23.

31. Garrett P. W., Guindon E. J., Trethewey M. W. Shaft Crack Monitoring via Torsional Vibration Analysis; Part 2 Field Applications, 2005 International Modal Analysis Conference, Orlando, FL, January 31 – February 3, 2005.

32. Морозов А.Н., Назолин А.Л. Физические основы построения оптико-электронных систем измерительного контроля крутильных колебаний валопровода турбоагрегата // Физические основы приборостроения. 2016. Т. 5. № 3 (20). С. 30–38.

33. Способ обнаружения усталостного повреждения вала турбоагрегата: Патент 2579639 (РФ) / А.Н. Морозов, А.Л. Назолин, В.И. Поляков. Заявл. 06.05.2013. // Бюл. 2016. № 10.

34. Устройство обнаружения усталостного повреждения вала: Патент № 141301 (РФ) / А.Н. Морозов, А.Л. Назолин, В.И. Поляков. Заявл. 27.08.2013 // Бюл. 2014. № 15.

35. Мандрык Э.С. Динамическая надежность элементов валопровода энергетических турбоагрегатов при внезапных изменениях нагрузки. Дис. ... к-та техн. наук. Л., 1983. 214 с.

36. Бовсуновский А.П. Экспериментальное исследование многоциклового усталости и демпфирующих свойств роторной стали Р2МА при кручении // Проблемы прочности. 2011. № 4. С. 124–135.

37. Способ обнаружения дефектов статора на работающей электрической машине: Патент 2216841 (РФ) / А.Л. Назолин, В.И. Поляков. Заявл. 09.01.2002 // Бюл. 2003. № 32.

38. Способ распознавания дефектов сердечника статора на работающей электрической машине с раздельным охлаждением сердечника и обмотки: Патент 2273085 (РФ) / А.Л. Назолин, В.И. Поляков. Заявл. 09.01.2002 // Бюл. 2006. № 9.

39. Способ обнаружения дефектов узлов крепления статора на работающей электрической машине: Патент 2279103 (РФ) / А.Л. Назолин, В.И. Поляков. Заявл. 15.07.2004 // Бюл. 2006. № 18.

40. Способ контроля технического состояния электрической машины: Патент 2304837 (РФ) / А.Л. Назолин, В.И. Поляков. Заявл. 15.07.2005 // Бюл. 2007. № 23.

41. Способ снижения износа узла крепления элементов статора на работающей электрической машине: Патент 2510767 (РФ) / А.Л. Назолин, В.И. Поляков. Заявл. 28.07.2011 // Бюл. 2014. № 10.

42. Назолин А.Л., Поляков В.И. Управление развитием дефектов на работающем генераторе // Электрические станции. 2006. № 1. С. 49–52.

43. Назолин А.Л., Поляков В.И. Генераторы. Виброакустическая диагностика и ресурсосберегающая эксплуатация // Новости электротехники. 2008. № 3 (51). С. 80–83.

44. Назолин А.Л., Поляков В.И. Надежность электроэнергетики. Повышение живучести и продление срока службы турбогенераторов методами режимной оптимизации // Энергетик. 2013. № 10. С. 8–12.

45. Назолин А.Л. Оценка возможности обнаружения дефектов статора турбогенератора по спектру виброакустического сигнала // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2017. Т. 83. № 4. С. 49–54.

46. В.А. Цветков Диагностика мощных генераторов. М.: НИЦ «ЭНАС», 1995. 235 с.

*Научный доклад*

А.Л. Назолин

**Предупреждение аварий и катастроф  
вращающегося оборудования критически  
и стратегически важных объектов техносферы  
(на примере мощных турбоагрегатов  
атомных и тепловых электростанций)**

Формат 60 x 84/16

Гарнитура Таймс

Усл. печ. л. 2,3. Усл. изд. л. 1,6

Тираж 20 экз.

Издатель – Российская академия наук

Подготовлено к печати

Управлением научно-издательской деятельности РАН

Отпечатано на оборудовании Управления делами РАН

Издано в авторской редакции

Издается в соответствии с распоряжением  
президиума Российской академии наук  
от 24 октября 2017 г. №10106-765,  
распространяется бесплатно.