

*На правах рукописи*

Биялт Михаил Александрович

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ВИБРАЦИОННОЙ  
НАДЕЖНОСТИ ТУРБОАГРЕГАТОВ НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ  
И ИХ РЕАЛИЗАЦИЯ В ОМСКОЙ ЭНЕРГОСИСТЕМЕ**

Специальность 05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Екатеринбург – 2013

Работа выполнена на кафедре «Турбины и двигатели» ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина» и в ООО ПРП «Омскэнергоремонт».

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор  
Урьев Евгений Вениаминович

Официальные оппоненты: Хоменок Леонид Арсеньевич  
доктор технических наук, профессор,  
ОАО «Научно-производственное объединение по  
исследованию и проектированию энергетического  
оборудования им. И.И. Ползунова»,  
заместитель генерального директора по научной  
работе

Култышев Алексей Юрьевич  
кандидат технических наук,  
ЗАО «Уральский турбинный завод»,  
главный конструктор Специального  
Конструкторского Бюро турбостроения,

Ведущая организация: ОАО «Всероссийский теплотехнический научно-  
исследовательский институт»

Защита состоится 20 декабря 2013 г. в 12<sup>00</sup> на заседании диссертационного  
совета Д 212.285.07 на базе ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный  
университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина» по адресу:  
620049, г. Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5, ауд. Т-703.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГАОУ ВПО  
«Уральский федеральный университет имени первого Президента России  
Б. Н. Ельцина».

Автореферат разослан «15» ноября 2013 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета

Аронсон Константин Эрленович

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность проблемы.** Современное состояние отечественной энергетики требует особого внимания к обеспечению надежности энергетических турбоагрегатов тепловых электростанций, которая в значительной степени определяется их вибрационным состоянием.

Высокий уровень вибрационной надежности турбоагрегатов достигается за счет реализации целого комплекса мероприятий на всех этапах их жизненного цикла. Основы вибрационной надежности закладываются еще на этапе проектирования турбомашин и обеспечиваются достоверностью расчетов, в частности вибрационных характеристик. Однако многие типы турбоагрегатов и в процессе дальнейшей эксплуатации требуют уточнения их характеристик и корректировки на этой основе инструкций по эксплуатации.

На этапе эксплуатации одним из основных средств обеспечения и поддержания надежности на требуемом уровне является диагностика. Поскольку диагностика турбоагрегатов, в большинстве случаев, требует многофакторного анализа и не может быть реализована по простой и однозначной схеме «признак – дефект», то повышение ее эффективности может быть достигнуто только путем обобщения опыта выявления дефектов, анализа механизмов их возникновения и протекающих при этом процессов и явлений. Кроме того, в процессе эксплуатации важнейшей задачей является не только однозначная оценка технического состояния турбоагрегатов на основе анализа их вибрационных характеристик, но и устранение возникающих дефектов при минимальных затратах, что определяет необходимость разработки прогрессивных методов ремонта.

Особого внимания требуют задачи обеспечения надежности стареющего оборудования. В условиях длительной эксплуатации турбин возникают принципиально новые проблемы, связанные с возникновением серьезных повреждений. Одной из них является трещинообразование в низкотемпературных роторах теплофикационных турбин ПТ-135-130, Т-175-130<sup>1</sup> (УТМЗ). При решении подобных проблем возможности существующих методов и средств вибрационной

---

<sup>1</sup> Здесь и далее по тексту под обозначением Т-175-130 (УТМЗ) подразумеваются обе указанные модификации турбины данного типа: Т-175/210-130 и Т-185/220-130.

диагностики и мониторинга часто оказываются недостаточными, и возникает необходимость в разработке и внедрении принципиально новых методов исследований и соответствующих измерительных средств.

Научная идея, объединяющая комплекс работ, выполненных в процессе подготовки настоящей диссертации, состоит в изучении широкого спектра проблем, обобщении результатов расчетных и экспериментальных исследований и решении ряда задач, связанных с обеспечением вибрационной надежности турбоагрегатов на электростанциях.

**Цель работы** заключается в разработке принципиально новых и совершенствовании существующих методов мониторинга, диагностики и ремонта турбоагрегатов с использованием результатов численного моделирования, экспериментальных исследований и опыта вибрационной наладки и ремонта турбоагрегатов Омской энергосистемы.

**Научная новизна работы** определяется тем, что:

- впервые поставлен вопрос корректности существующих подходов к построению расчетных моделей сборных роторов и выдвинута гипотеза влияния краевых эффектов узких насадных дисков на повышение собственных частот таких роторов;

- впервые показана и экспериментально подтверждена возможность возникновения дополнительных критических частот системы «ротор – подшипники – опоры» в результате повторной реализации изгибных форм ротора; для объяснения данного эффекта введено понятие «дубль – форм»;

- сформулированы основные принципы и доказана перспективность применения методов вибрационной обработки сборных роторов при решении задач устранения их прогибов, возникающих в процессе ремонта и эксплуатации; разработан и апробирован метод вибрационной обработки роторов с целью обеспечения качественной посадки полумуфт;

- исследованы причины и установлены определяющие факторы возникновения низкочастотной вибрации (НЧВ) на опорах турбин Т-175-130 (УТМЗ); объясняются также причины срыва в НЧВ турбин, имеющих в своей конструкции гибкую соединительную муфту, при появлении некоторых отклонений в ее работе;

- показан механизм термоупругого прогиба высокотемпературного ротора при попадании жидкости в его осевой канал, установлены и обоснованы диагностические признаки возникновения данного дефекта;

- разработаны требования к организации мониторинга крутильных колебаний валопроводов турбоагрегатов в условиях эксплуатации; обоснованы места измерений для валопровода турбины Т-175-130 (УТМЗ) и рекомендован частотный диапазон регистрации параметров;

- разработан прототип штатной системы мониторинга крутильных колебаний валопровода турбоагрегата.

**Достоверность и обоснованность результатов работы** определяются:

- большим объемом опытных данных, полученных в ходе выполнения виброналадочных работ на различных агрегатах с использованием современной сертифицированной измерительной аппаратуры;

- хорошим совпадением результатов теоретических и расчетных исследований с полученными экспериментальными данными и результатами других авторов.

**Практическая ценность работы** заключается в том, что полученные автором результаты исследований успешно реализованы (внедрены) в ходе ремонтов и вибрационной наладки турбоагрегатов Омской энергосистемы, а также использованы при организации мониторинга крутильных колебаний валопровода турбоагрегата Т-175-130 (УТМЗ) Омской ТЭЦ-5. Представленные в диссертации результаты могут быть широко использованы как при решении задач обеспечения вибрационной надежности турбоагрегатов на электростанциях, так и при проектировании новых образцов турбомашин.

**Личный вклад автора** состоит в постановке и выполнении расчетных и экспериментальных исследований, направленных на разработку методов обеспечения вибрационной надежности турбоагрегатов на электростанциях; в разработке и реализации мероприятий по нормализации вибрационного состояния турбоагрегатов Омской энергосистемы и совершенствованию технологии их ремонта; в разработке требований к организации мониторинга крутильных колебаний валопровода турбоагрегата, в непосредственном участии в создании прототипа штатной системы мониторинга; в обработке и анализе полученных результатов.

**На защиту выносятся** следующие основные результаты и положения:

1. Результаты расчетно-экспериментальных исследований изгибных колебаний валопровода турбоагрегата Т-175-130 (УТМЗ) и анализа вибрационных характеристик ротора на упруго-массовых опорах.
2. Результаты разработки и апробации методов вибрационной обработки сборных роторов в процессе их ремонта.
3. Результаты экспериментальных исследований причин низкой устойчивости к срыву в НЧВ некоторых типов турбин.
4. Механизм возникновения термоупругого прогиба высокотемпературного ротора при попадании жидкости в его осевой канал.
5. Результаты расчетных исследований крутильных колебаний валопровода турбоагрегата Т-175-130 (УТМЗ) и отдельные результаты первого этапа опытно-промышленной эксплуатации системы их мониторинга.

**Апробация работы.** Основные результаты исследований, изложенные в диссертации, были представлены на научно-технических семинарах кафедры «Турбины и двигатели» (УрФУ), IV и V Междунар. науч.-техн. совещаниях «Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций» (ОАО «ВТИ», 2007, 2009), 10-й и 11-й Всероссийских науч.-техн. конференциях «Состояние и проблемы измерений» (МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008, 2011), Междунар. науч.-практ. конференции «Проблемы, перспективы и стратегические инициативы развития теплоэнергетического комплекса» (ОмГТУ, 2011).

**Реализация.** Результаты работы использовались в ходе ремонтов и при нормализации вибрационного состояния турбоагрегатов на электростанциях Омской энергосистемы (ТЭЦ-3, ТЭЦ-4, ТЭЦ-5), а также при создании прототипа штатной системы мониторинга крутильных колебаний валопровода для турбоагрегата Т-175-130 (УТМЗ) ст. № 4 Омской ТЭЦ-5 (в ЗАО «Уралэнерго-Союз»).

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 14 работ, **из них 6 статей в реферируемых изданиях по списку ВАК.**

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения по работе, списка использованной литературы, включающего 138 наименований. Работа изложена на 162 страницах, содержит 49 рисунков, 27 таблиц и 4 приложения.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** обоснованы выбор направления исследования и его цели, определен круг основных проблем, показаны актуальность, научная и практическая значимость решаемых проблем.

В **первой главе** приведен аналитический обзор литературных источников, посвященных вопросам обеспечения вибрационной надежности турбоагрегатов на различных этапах их жизненного цикла. Исходя из проведенного анализа литературных данных и в соответствии с поставленной целью диссертационной работы сформулированы основные задачи исследования.

Во **второй главе** представлены результаты расчетных исследований изгибных колебаний валопровода турбоагрегата Т-175-130 (УТМЗ) с генератором ТГВ-200 и возбудителем СТВ-300, а также рассмотрен ряд причин несоответствия фактических значений критических частот расчетным данным завода-изготовителя. Исследования проведены с использованием лицензионного программного пакета DyRoBeS (Eigen Technologies, Inc), который был предоставлен фирмой Siemens Power Generation Inc. (USA) в рамках программы совместных исследований. Данный программный пакет, основанный на методе конечных элементов, предназначен для анализа динамики роторов. Расчеты выполнены с учетом требований к расчетным моделям, изложенных в РТМ 108.021.13-83. Относительная разница между расчетными значениями критических частот, полученными автором и заводом-изготовителем, не превышает 5 %.

Указано на существенные количественные расхождения между расчетными и фактическими значениями критических частот, зафиксированных на турбоагрегатах Т-175-130 (УТМЗ) Омской ТЭЦ-5. Наибольшие отклонения отмечаются для критических частот валопровода, соответствующих реализациям собственных форм высокотемпературных роторов в составе валопровода: РВД (завышены на 14,4 %) и РСД (занижены на 18,5 %). Расхождения по другим критическим частотам не превышают 4–8 %.

В результате численного моделирования показано, что расчетные значения критических частот высокотемпературных роторов могут быть значительно завышены при некорректном учете температур по длине роторов или использовании средних

температур. Учет в расчетах температурного фактора, согласно обоснованному подходу, практически привел к соответствию расчетного и фактического значений критической частоты РВД. Но применение аналогичного подхода к моделированию РСД привел к еще большей разнице между этими значениями для данного ротора.

Анализ причин значительного расхождения между значениями частот РСД поставил вопрос корректности существующих требований к составлению расчетных моделей сборных роторов. Выдвинута и расчетно проверена гипотеза о механизме повышения собственных частот сборных роторов за счет ужесточения вала, обусловленного влиянием краевых эффектов узких насадных дисков. Отмечено, что при малой ширине ступицы диска краевые эффекты занимают значительную часть участка, на котором посажен диск, и приводят к тому, что при изгибе ротора некоторая часть ступицы работает заодно с валом, т. е. ужесточает вал на участке посадки.

Предложено, при построении расчетных моделей сборных роторов, учитывать узкие насадные диски (с шириной ступицы до 250 мм) аналогично рекомендации РТМ 108.021.13-83 для цельнокованных роторов и расчетным диаметром вала на участке посадки диска принимать его фактический диаметр, увеличенный на ширину ступицы. Этому условию отвечают несколько насадных дисков ротора РСД (16–19 ступени) турбины Т-175-130 (УТМЗ). Внесение в расчетную модель предложенных рекомендаций привело к повышению критической частоты РСД в составе валопровода и практически к ее соответствию фактическому значению.

Выполненные исследования позволили выявить факторы, влияющие на результаты расчета критических частот валопровода, скорректировать расчетную модель и получить расхождение между расчетными и фактическими значениями не более 3–8 % для всех критических частот валопровода турбоагрегата Т-175-130 (УТМЗ). Вместе с тем полученные результаты не позволили объяснить механизм появления в рабочем диапазоне частот вращения явно выраженных критических частот, наблюдаемых в процессе эксплуатации турбоагрегатов рассматриваемого типа и не указанных в документации завода-изготовителя.

С целью выяснения механизма появления дополнительных критических частот рассмотрено влияние параметров упруго-массовых опор на собственные частоты системы «ротор – подшипники – опоры» с использованием упрощенной модели.



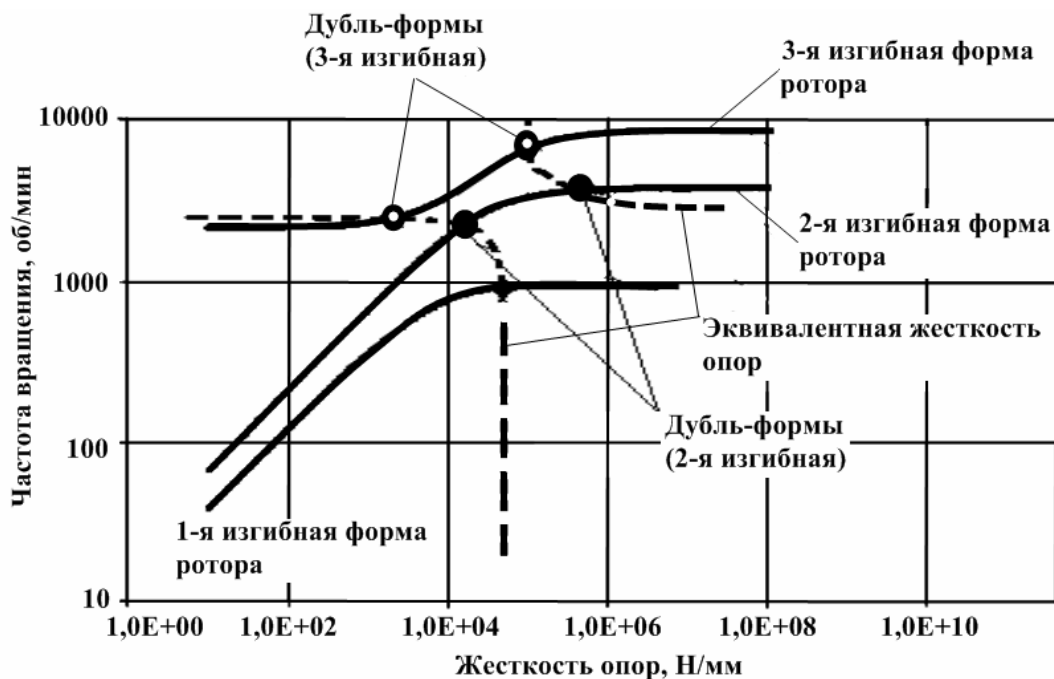
Опоры представлены как элементы с сосредоточенной массой и жесткостью. Эквивалентная жесткость таких опор  $K_{eq}$  определяется по известной формуле:

$$K_{eq} = K_b(K_s - \omega^2 M_s) / (K_b + K_s - \omega^2 M_s),$$

где  $K_b$  – жесткость масляного слоя;  $K_s, M_s$  – жесткость и масса опор.

При наличии резонанса опор (их собственных частот) в рабочем диапазоне скоростей вращения ротора эквивалентная жесткость определяется динамической жесткостью  $(K_s - \omega^2 M_s)$  и имеет следующий характер: в дорезонансной зоне снижается и на резонансе достигает нулевого значения; в зарезонансной зоне принимает отрицательные значения, достигая  $-\infty$ , и при дальнейшем росте частоты вращения меняет знак  $+\infty$ ; далее снова резко снижается и стремится к жесткости масляного слоя в подшипниках.

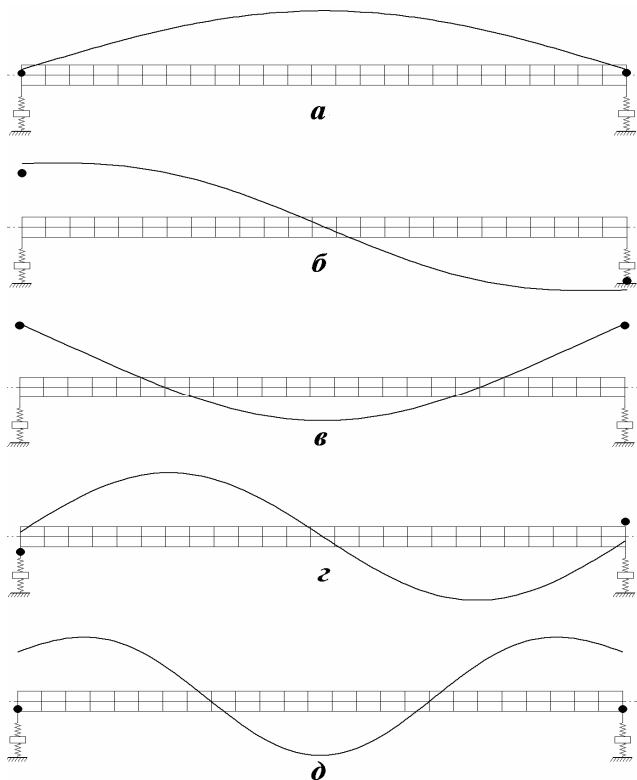
На рис. 1 представлены зависимости собственных частот ротора от жесткости опор и кривые эквивалентной жесткости опор. Точки пересечения построенных кривых и являются критическими частотами ротора на рассматриваемых опорах.



**Рис. 1. Зависимость критических частот ротора от эквивалентной жесткости опор**

На рис. 2 приведены результаты расчета собственных форм и частот исследуемого ротора, иллюстрирующие повторные реализации некоторых форм колебаний. После первой (904 об/мин) и второй (2239 об/мин) собственных частот, соответствующих первым двум классическим изгибным формам, следует третья собственная частота, которая соответствует третьей изгибной форме на очень

податливых опорах (2439 об/мин). А далее последовательно реализуются вторая и третья формы ротора, но уже на опорах со значительно большей жесткостью.



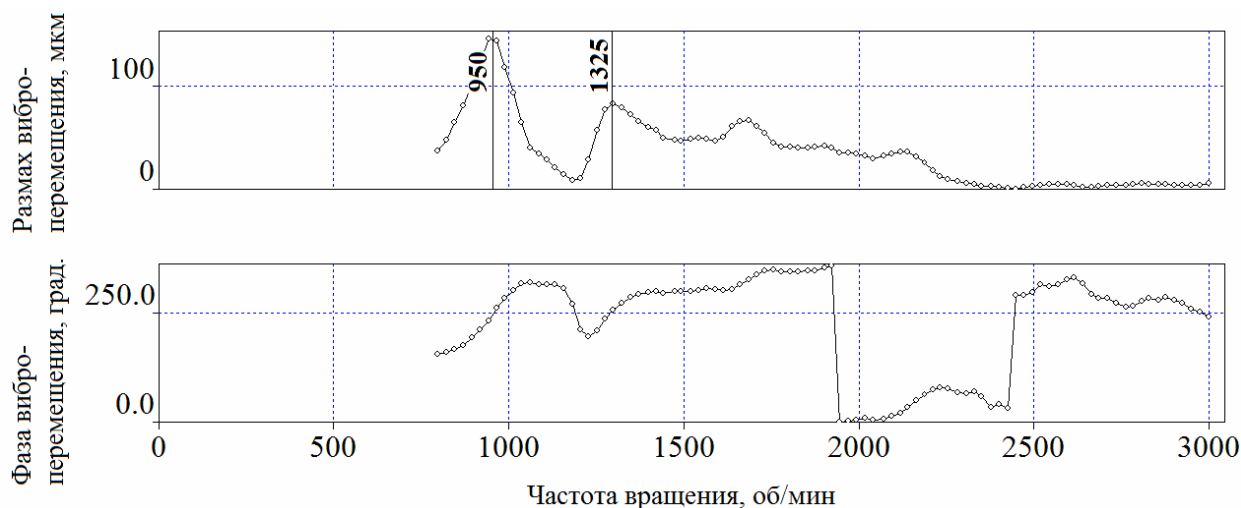
**Рис. 2. Собственные формы и частоты исследуемого ротора (об/мин): а – 1-я (904); б – 2-я (2239); в – 3-я (2439); г – 4-я (3726); д – 5-ая (6979)**

Эффект «дубль – форм» объясняет механизм появления целого ряда критических частот, наблюдаемых при исследованиях турбоагрегатов на электростанциях и не указанных в документации заводов-изготовителей. Эти критические частоты могут быть как ниже, так и выше значений, полученных при расчетах без учета упруго-массовых свойств опор, а значит, могут оказаться и в непосредственной близости от рабочей частоты вращения.

Принципиальная возможность реализации эффекта «дубль – форм» в реальной динамической системе подтверждена расчетно-экспериментальными исследованиями вибрационных характеристик ротора генератора ТГВ-200 в составе валопровода Т-175-130 (УТМЗ). Полученные результаты позволили объяснить наличие резонанса на частоте вращения (950 об/мин) значительно ниже критической частоты, определяемой первой изгибной формой ротора (1325 об/мин), (рис. 3). Указанные частоты на графике отмечены вертикальными линиями.

Впервые доказано, что в системе «ротор – подшипники – опоры» при учете упруго-массовых свойств опор одни и те же изгибные формы колебаний ротора могут реализовываться неоднократно, а порядок их следования неоднозначен! Показано, что соответствующие этим реализациям критические частоты динамической системы (резонансы) не могут трактоваться как резонансы опор, однако механизмы их реализации косвенно связаны.

Для объяснения эффекта повторных реализаций изгибных форм ротора введено понятие «дубль – форм». Отмечено, что выявленный



**Рис. 3. Амплитудно-фазочастотная характеристика задней опоры ТГВ-200**

**Третья глава** посвящена результатам разработки и апробации методов вибрационной обработки сборных роторов (с использованием кругового вибратора), направленных на устранение их прогибов и обеспечение качественной посадки насадных деталей.

Показаны причины возникновения прогибов сборных роторов, возникающих при их сборке и в результате вылета рабочих лопаток в процессе эксплуатации. Отмечено, что существующие методы ремонта не решают задачи эффективного устранения указанных прогибов в условиях электростанции.

Выполнен анализ проблем качественной посадки полумуфт на вал. Показано и подтверждено опытными данными, что «перекос» полумуфт на валу при их посадке является не нарушением технологии ремонта, а неизбежным следствием данного технологического процесса и определяется действием остаточных напряжений в прессовом соединении. В процессе эксплуатации под воздействием центробежных сил натяг частично снимается, а действующие на соединение «полумуфта – вал» вибрационные нагрузки приводят к его распрессовке. В результате распрессовки происходит снятие остаточных напряжений в соединении и полумуфта занимает окончательное положение на валу, что сопровождается возникновением дефектов соединения роторов.

Сформулированы и обоснованы основные принципы применения методов вибрационной обработки при решении задач устранения прогибов сборных роторов:

1. Исключение «термоупругого» искривления ротора при его сборке заключается в обеспечении равномерного процесса теплоотдачи от насаживаемого

диска к валу, что достигается путем создания динамической подвижности диска (в процессе его насадки) относительно вертикально установленного ротора с помощью вибрационного возбуждения вала.

2. Устранение «динамического» искривления ротора, возникающего при вылете рабочих лопаток, реализуется за счет достижения эффекта распрессовки соединения «вал – насадная деталь (диск)». В результате распрессовки происходит проскальзывание вала и насадной детали по посадочным поверхностям со снятием остаточных напряжений в соединении и выправлением вала. Данный эффект достигается путем частичного снятия натяга нагревом насадной детали и вибрационного воздействия на вал.

На основе проведенного анализа работ в области прессовых соединений предложены аналитические модели, позволяющие определить граничные условия применения соответствующих методов вибрационной обработки.

При решении задачи исключения прогибов при сборке роторов и определении необходимых параметров вибрационного возбуждения необходимо исходить из того, что инерционная сила диска должна превышать силу трения, возникающую по площадке опирания диска (упорного пояса вала) при его насадке. Для достижения необходимого эффекта колебания в указанном сечении должны происходить по орбите, максимально близкой к круговой.

Амплитуда виброперемещений вала (диска), необходимая для достижения динамической подвижности диска в процессе насадки, составит

$$y = 0,10..0,15 \frac{g}{\omega^2}$$

где  $\omega$  – угловая частота колебаний.

Задача определения условий, необходимых для достижения эффекта распрессовки прессового соединения, заключается в расчете величин вибрационных нагрузок (создаваемых напряжений изгиба) и контактных давлений в соединении (эквивалентных остаточному натягу). Эффект распрессовки достигается при достижении напряжений изгиба уровня контактных давлений в соединении, поэтому производится оценка не только изгибающего момента, действующего на вал, но и температурного режима нагрева насадной детали.

Напряжения изгиба вала, соответствующие распрессовке соединения «вал – насадная деталь»<sup>1</sup>:

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{пр}}}{W_B} = \frac{d^2 l \mu q}{(\pi d^3 / 32)} \approx \mu q \frac{l}{0,1d}$$

где  $\mu$  – коэффициент трения;  $q$  – контактные давления в соединении;  $l$ ,  $d$  – длина и диаметр посадочного места.

Впервые предложено для обеспечения качественной посадки полумуфта использовать метод вибрационной обработки с целью снятия остаточных напряжений в прессовом соединении.

Представлены результаты опытной вибрационной обработки ротора СД турбины Т-175-130 (УТМЗ) на ремонтной площадке Омской ТЭЦ-5.

Основными критериями при выборе условий и режима вибрационной обработки являлись получение необходимых для распрессовки напряжений в месте посадки полумуфты и обеспечение их наиболее равномерного распределения по окружности и длине посадочного места. С этой целью, на основе результатов расчетного анализа вынужденных колебаний и создаваемых изгибных напряжений, осуществлен выбор оптимального места приложения динамической нагрузки и оптимальной схемы расположения технологических опор. Оптимизация определялась условиями достижения напряжений распрессовки при имеющихся характеристиках используемого вибратора по его силе и частоте вращения.

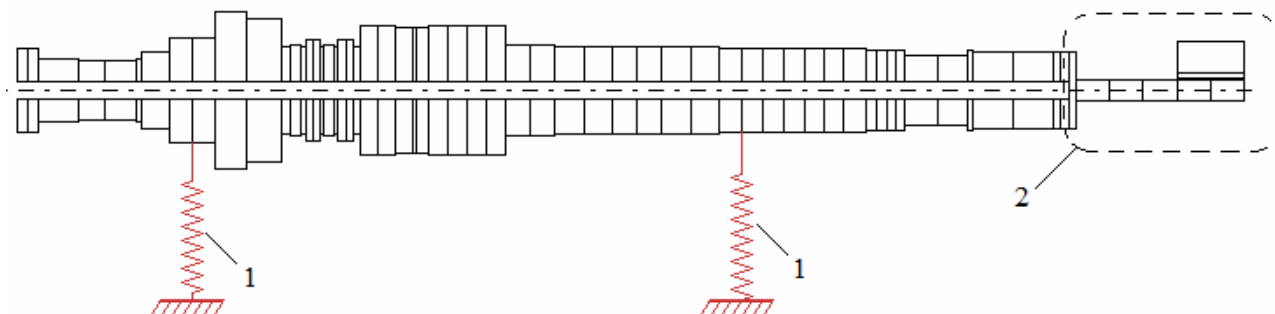
Оптимизацию схемы расположения технологических опор, как и выбор режима вибрационной обработки, невозможно было осуществить без оценки фактических значений жесткостей технологических опор. Необходимые значения жесткостей опор и их анизотропии были получены путем сопоставления резонансных частот ротор в двух направлениях, полученных в процессе его возбуждения на технологических опорах, с расчетными значениями собственных частот.

Выбранная схема обработки ротора приведена на рис. 4. Обработка ротора производилась в диапазоне частот, соответствующих его возбуждению по консольной форме. Возбуждение по консольной форме, кроме того, что наилучшим образом соответствовало выше перечисленным критериям, обеспечивало еще и

---

<sup>1</sup> Иванов А. С., Новоженова О. Г., Азарин А. И. Самораспрессовка соединений с натягом под действием изгибающего момента // Вестник машиностроения. 2008. № 10. С. 32–34.

наименьшую степень зависимости собственной частоты ротора от жесткости опор. Незначительная разница резонансных частот в двух направлениях гарантирует более равномерное распределение напряжений по окружности, что является одним из условий достижения эффекта распрессовки.



**Рис. 4. Выбранная схема вибрационной обработки (ротор представлен без насадных деталей и других присоединенных масс): 1 – технологические опоры; 2 – приспособление с круговым вибратором**

Приведены основные этапы проведения вибрационной обработки ротора и дан анализ полученных результатов.

Вибрационное воздействие на ротор в процессе обработки ротора при нагретой полумуфте производилось многократным проходом через зону резонансов, охватывающую резонансы в обоих радиальных направлениях (51,5–53,5 Гц). Возбуждение ротора осуществлялось вибратором с силой, равной 2,5 кН, что эквивалентно напряжениям в месте посадки полумуфты на уровне 1,5–3,0 МПа.

Результаты инструментального контроля после обработки ротора показали наличие максимального значения торцевого биения полумуфты (при абсолютной величине 0,14 мм) в точке, практически противоположной той, в которой максимальное биение (также 0,14 мм) отмечалось сразу после посадки полумуфты на вал и соответственно до вибрационной обработки.

Эффект распрессовки был достигнут при создаваемых напряжениях порядка 1,5–3,0 МПа и величине остаточного натяга, эквивалентного контактным давлениям порядка 10–20 МПа, т. е. распрессовке соединения, безусловно, способствовали сами остаточные напряжения.

В **четвертой главе** приведены результаты исследований вибрационного состояния некоторых типов турбин Омской энергосистемы и сформулированы рекомендации, направленные на обеспечение их вибрационной надежности. Раскрыты механизмы вибрационных процессов при возникновении ряда дефектов,

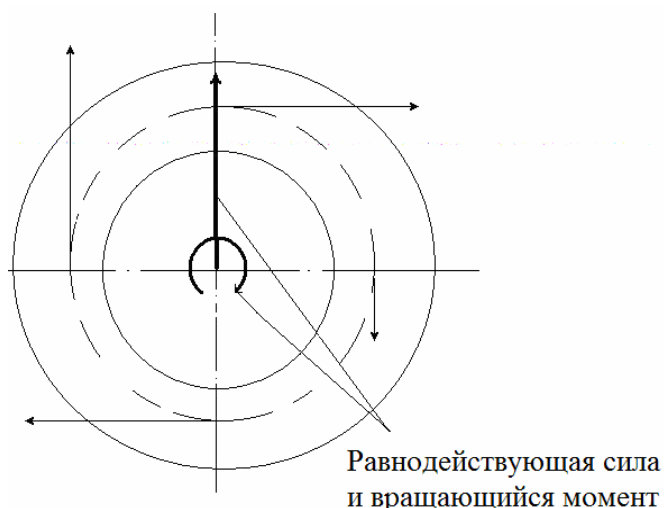
а также приведены результаты разработок в области организации мониторинга крутильных колебаний валопровода турбоагрегата.

Установлены причины и выявлены особенности возникновения низкочастотной вибрации (НЧВ) на подшипниках некоторых типов турбин с докритическими начальными параметрами.

Результаты исследований и анализ причин возникновения НЧВ на опорах турбин Т-175-130 (УТМЗ) показали, что определяющий фактор потери устойчивости – появление в процессе длительной эксплуатации значительных отклонений в тепловых расширениях, которые приводят к появлению режимных расцентровок РВД-РСД и перераспределению удельных нагрузок по подшипникам №1–3. Показана низкая эффективность традиционных мероприятий по нормализации тепловых расширений турбин Т-175-130 (УТМЗ) и даны рекомендации по их улучшению. Для своевременной диагностики нарушений в тепловых расширениях рекомендовано дооснастить штатную систему контроля тепломеханических параметров датчиками уклонов подшипниковых опор.

Впервые рассмотрены особенности и предложено описание механизма срыва в НЧВ турбомашин, имеющих гибкую соединительную муфту. На основе приведенных данных из практики вибрационной наладки показана определяющая роль в этом механизме отклонений в работе элементов гибкой муфты.

Известно, что надежная работа гибких муфт даже при отсутствии расцентровки в значительной степени зависит от равномерности передачи крутящего момента по окружности. Появление отклонений в работе гибкой муфты и ее элементов приводит к неравномерной передаче крутящего момента по окружности. В результате этого в плоскости муфты возникает поперечная сила, равная равнодействующей сил, передаваемых передаточными элементами (рис. 5).



**Рис. 5. Поперечная сила, возникающая в плоскости муфты в результате неравномерности передачи крутящего момента**

Указанная поперечная сила, которая условно может быть названа «поводковой», подобна силе от дисбаланса, но является зависимой от нагрузки агрегата (передаваемого крутящего момента) и при ее росте приводит к повышению оборотной вибрации. По мере возникновения и увеличения такая сила увеличивает прецессию шеек ротора в расточках подшипников, а при резком изменении нагрузки является той самой дестабилизирующей силой, которая, смещая шейки ротора в расточках вкладышей, может привести к срыву в НЧВ. Приводятся результаты исследований, подтверждающие нормализацию вибрационного состояния агрегатов после выполнения операций по подгонке элементов гибких муфт.

В этой же главе подробно исследован и показан механизм возникновения термоупругого прогиба высокотемпературного ротора при попадании жидкости в его осевой канал, позволяющий выявить характерные черты вибрационного поведения агрегата при возникновении данного дефекта и реализовать однозначный алгоритм его диагностирования.

Оказавшаяся в осевой расточке влага при несовпадении оси осевого канала с осью вращения ротора (а это всегда имеет место) сосредотачивается на части поверхности осевого канала (по его образующей), наиболее удаленной от оси вращения. При температуре на поверхности канала, равной или превышающей температуру кипения жидкости при соответствующем давлении, начинается вскипание и испарение жидкости, сопровождаемое отводом значительного количества теплоты (скрытой теплоты парообразования) от достаточно локального участка поверхности расточки, где сосредоточена жидкость. Этот процесс, даже при небольшом количестве влаги, сопровождается резким увеличением прогиба ротора, что фиксируется таким же резким увеличением показаний датчика прогиба (искривления) ротора.

Установлено, что наличие жидкости в роторе проявляется обычно в конце первого этапа пусковых операций, т. е. при прогреве турбины на частоте вращения около 1000 об/мин, но иногда и при дальнейшем подъеме оборотов. Именно на этих этапах пуска температура внутренней поверхности ротора обычно достигает температуры кипения жидкости.



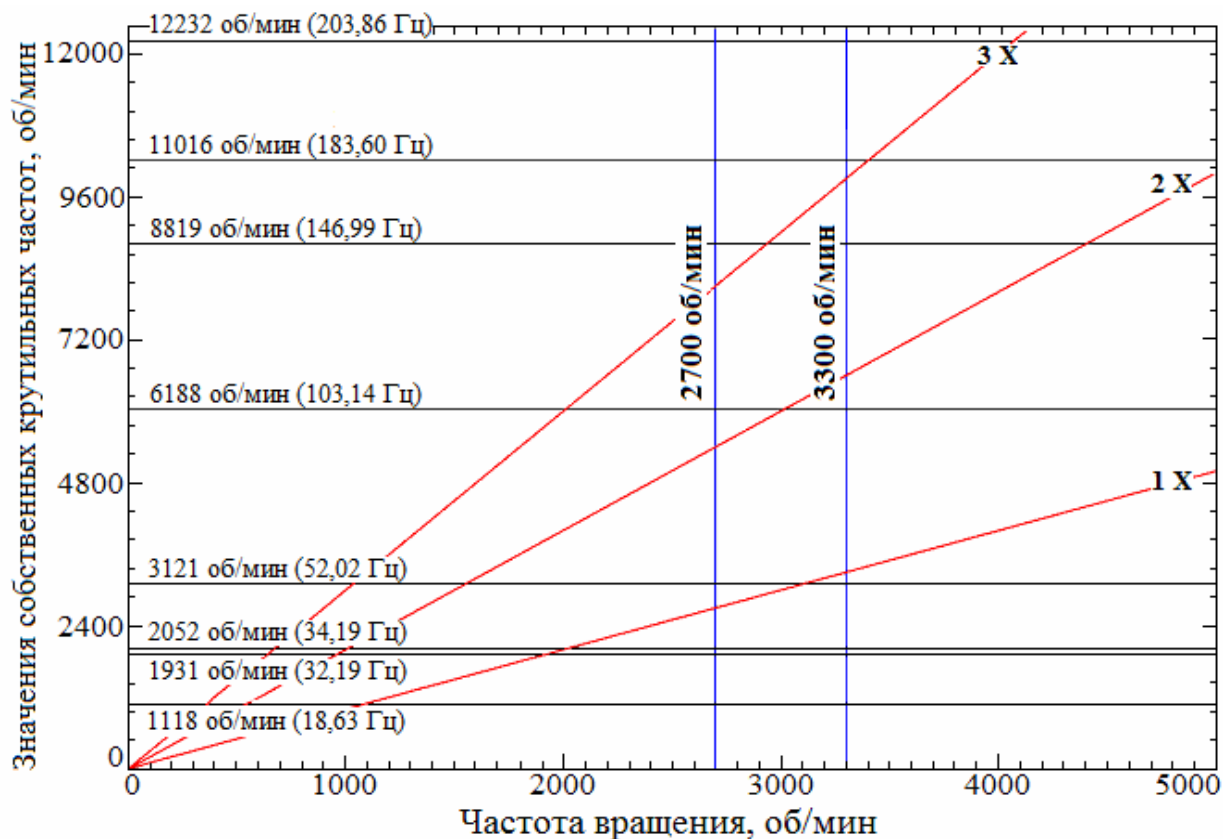
Если пуск турбины производится без достаточного прогрева на промежуточных оборотах, то критические частоты могут быть пройдены до того момента, когда жидкость начнет испаряться. В этом случае после прохождения критической частоты вращения вибрация не такая интенсивная, если и возрастает, то не лавинообразно, а монотонно. Именно в таких случаях и наблюдаются изменения фаз вибрации опор без существенных изменений амплитуд, что обуславливается компенсацией остаточного прогиба упругим. Кроме того, величина «искривления» вала может также оставаться на приемлемом уровне. Однако при останове турбины, т. е. на выбеге, проход критической частоты будет сопровождаться забросом амплитуд вибрации до недопустимых величин и задеваниями в проточной части.

Отмечено, что проявляющиеся в вибрационном состоянии агрегата признаки наличия жидкости в высокотемпературном роторе: прогиб ротора, возникающий с некоторой инерционной задержкой относительно момента установления режима или его изменения; возрастающая вибрация оборотной частоты с нестабильной фазой колебаний, переходящая на некотором этапе в колебания с широким спектром гармоник (после возникновения задеваний в проточной части); продолжающаяся деформация ротора даже после изменений режима в сторону, исключая развитие прогиба, и др. – должны быть проанализированы в соответствии с предложенным механизмом.

В последней части главы приводятся результаты расчетных исследований крутильных колебаний валопровода теплофикационной турбины Т-175-130 (УТМЗ), свидетельствующие в пользу известной гипотезы трещинообразования в низкотемпературных роторах под действием крутильных колебаний и качественно совпадающие с результатами расчета валопровода ПТ-135-130, полученными другими авторами. В частности, показана неудовлетворительная отстройка валопровода Т-175-130 (УТМЗ) от крутильных резонансов (рис. 6).

На основе расчетного анализа крутильных колебаний валопровода сформулированы первоочередные требования к организации их мониторинга в условиях штатной эксплуатации турбоагрегата. Отмечено, что при выборе мест установки датчиков нужно исходить из того, что установка датчиков целесообразна либо в зоне максимальных углов закручивания при наиболее опасных формах колебаний, либо в местах, где крутильные колебания будут

наблюдаться всегда, т. е. при любых формах колебаний. Выполнение первого условия требует предварительной оценки предполагаемых собственных форм крутильных колебаний валопровода. Второе условие предполагает установку датчиков на свободных концах валопровода, что не всегда будет обеспечивать необходимую чувствительность при регистрации всех крутильных форм.



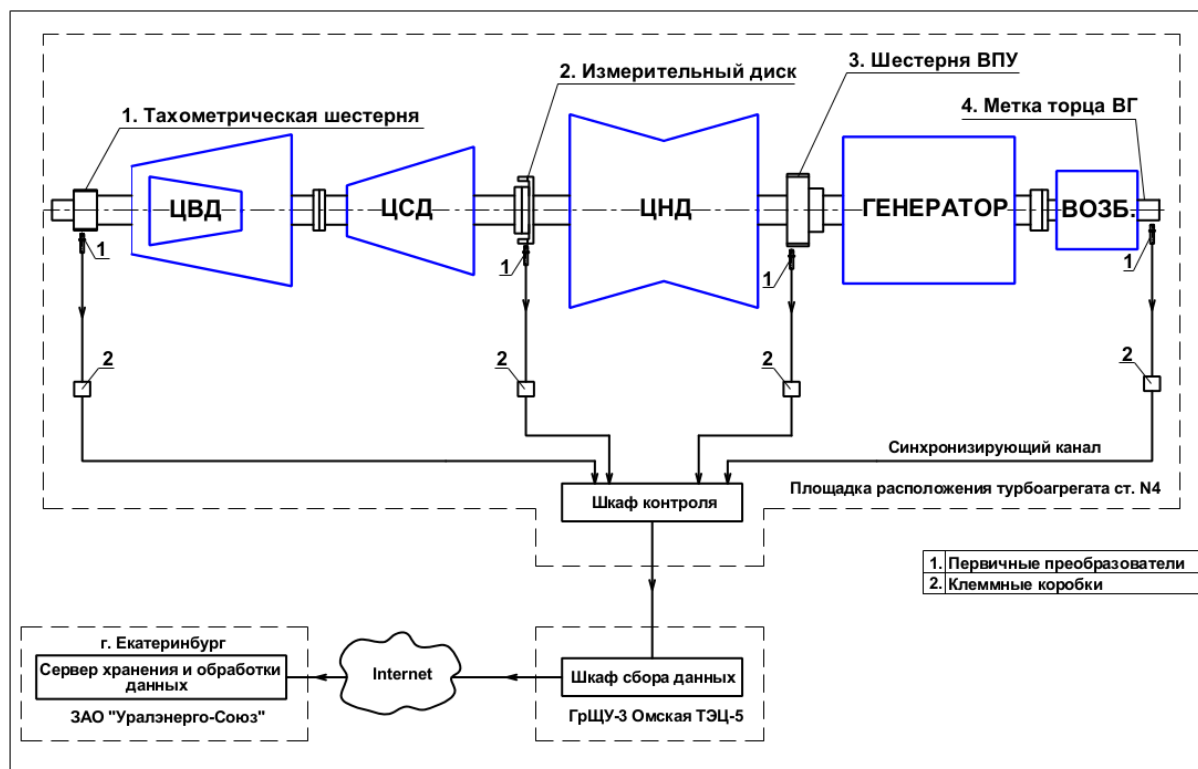
**Рис. 6.** Диаграмма отстройки валопровода турбины Т-175-130 (УТМЗ) с 2-х ступенчатой ЧНД от крутильных резонансов по первым восьми формам. Вертикальные линии показывают границы допуска, равные  $\pm 10\%$  от рабочей частоты вращения

Анализ собственных крутильных форм валопровода Т-175-130 (УТМЗ) показал целесообразность установки датчиков в районе муфт РСД-РНД, РНД-РГ (позиции 2 и 3, рис. 7), что обеспечивает регистрацию крутильных колебаний по наиболее опасным формам (5-й и 6-й). Установка датчиков на свободных концах валопровода (позиции 1 и 4, рис. 7) гарантирует необходимую чувствительность при регистрации низших крутильных форм валопровода (по 4-ю форму включительно).

Результаты расчетных исследований крутильных колебаний валопровода положены в основу требований к организации их мониторинга и использованы при проектировании прототипа штатной измерительной системы.

Анализ возможных источников возбуждения крутильных колебаний показал, что спектр их частот может быть представлен частотами 50, 100 и 150 Гц,

а также более низкими частотами в диапазоне до 50 Гц. Поэтому при проектировании прототипа штатной системы мониторинга крутильных колебаний была обеспечена возможность регистрации параметров крутильных колебаний в диапазоне частот от 1–2 до 200 Гц.



**Рис. 7. Схема измерений крутильных колебаний валопровода турбоагрегата Т-175-130 (УТМЗ) ст. № 4 Омской ТЭЦ-5**

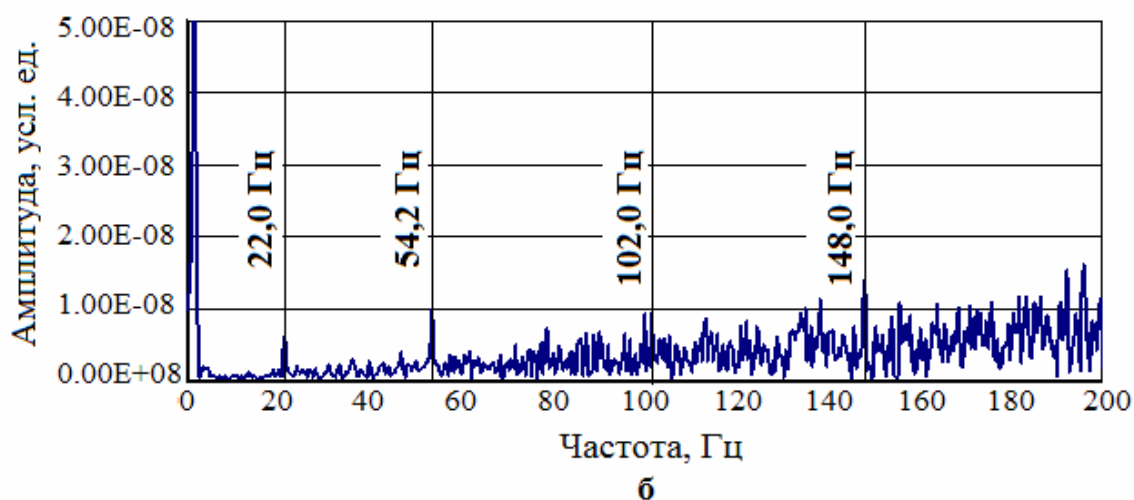
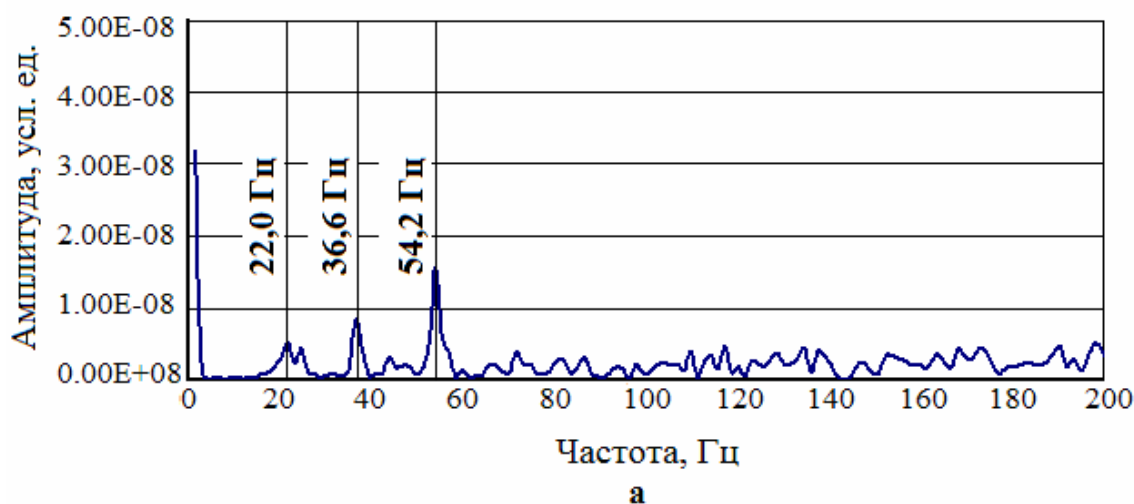
Приводится схема измерений (рис. 7) и краткое техническое описание прототипа штатной системы мониторинга крутильных колебаний, введенной в опытную эксплуатацию на турбоагрегате Т-175-130 (УТМЗ) ст. № 4 Омской ТЭЦ-5.

В качестве основного метода измерений крутильных колебаний применен дискретно-фазовый метод (ДФМ), который основан на измерениях интервалов времени между метками, нанесенными на вращающемся валу. Источниками сигнала являются элементы вращающегося валопровода: шестерня валоповоротного устройства, тахометрическая шестерня (расположенная на конце ротора ВД), шпоночный паз на конце ротора возбuditеля и специально изготовленный измерительный диск, установленный на полумуфте ротора НД (со стороны присоединения ротора СД).

Точное измерение интервалов времени между метками на валу формирует временную картину движения объекта – периодограмму. Дальнейшая обработка временных значений с помощью методов математической статистики и аппарата

быстрого преобразования Фурье (БПФ) позволяет получить спектр крутильных колебаний, который формирует картину собственных и вынужденных крутильных частот валопровода. Мониторинг возникающих крутильных колебаний реализуется на основе регистрации их амплитуд (углов закрутки) и спектра периодограммы в режиме реального времени.

На рис. 8 приведены спектры собственных крутильных колебаний валопровода, зафиксированных по каналам тахометрической шестерни и измерительного диска, при работе турбоагрегата с нагрузкой 170 МВт (в конденсационном режиме).



**Рис. 8.** Спектры собственных крутильных колебаний валопровода: а – с тахометрической шестерни; б – с измерительного диска

В таблице приведены зафиксированные собственные частоты крутильных колебаний валопровода и их расчетные значения. Незначительное расхождение полученных экспериментальных частот с данными расчета указывает на достоверность выполненных расчетных исследований и правильность алгоритмов обработки измерений.

## Расчетные и экспериментальные значения собственных частот крутильных колебаний валопровода турбоагрегата Т-175-130 (УТМЗ)

Номер собственной частоты	Значение собственной частоты, Гц		Разница частот	
	расчетное	экспериментальное	абсолютная, Гц	относительная, %
1	18,6	22,0	3,4	15,4
2	32,2	-	-	-
3	34,2	36,6	2,4	6,5
4	52,0	54,2	2,2	4,0
5	103,1	102,0	1,1	1,1
6	147,0	148,0	1,0	0,7

Разработанный и введенный в опытную эксплуатацию прототип штатной системы мониторинга крутильных колебаний рекомендован для проведения дальнейших исследований в процессе штатной эксплуатации турбоагрегата.

### ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Выполнены расчетно-экспериментальные исследования изгибных колебаний валопровода турбоагрегата Т-175-130 (УТМЗ) и установлены ранее неучитываемые факторы, влияющие на результаты расчета критических частот. Выдвинута и расчетно проверена гипотеза о механизме повышения собственных частот сборных роторов за счет ужесточения вала, обусловленного влиянием краевых эффектов узких насадных дисков.
2. В результате численного моделирования и вариантных расчетов доказано и экспериментально подтверждено влияние характеристик упруго-массовых опор на повторную реализацию в динамической системе «ротор – подшипники – опоры» критических частот по идентичным формам изгибных колебаний ротора. Определены причины появления дополнительных критических частот системы «ротор – подшипники – опоры» реальных турбоагрегатов.
3. Сформулированы и обоснованы основные принципы применения методов вибрационной обработки при устранении прогибов сборных роторов в условиях электростанции. Дано теоретическое обоснование методов вибрационной обработки сборных роторов и получены формулы и выражения, необходимые

для расчета требуемых динамических нагрузок при проведении вибрационной обработки. Разработан, апробирован и внедрен метод вибрационной обработки роторов с целью обеспечения качественной посадки полумуфт.

4. Проведено исследование причин возникновения НЧВ на опорах турбин Т-175-130 (УТМЗ). Показано, что определяющий фактор потери устойчивости – появление в процессе длительной эксплуатации отклонений в тепловых расширениях. Предложен ряд мероприятий, направленных на обеспечение вибрационной устойчивости данных турбин к срыву в НЧВ.
5. Рассмотрены особенности срыва в НЧВ турбомашин, имеющих в своей конструкции гибкую муфту, и показана определяющая роль в этом механизме отклонений в работе элементов муфты. Введено понятие «поводковая сила», характеризующее дестабилизирующую поперечную силу, возникающую в плоскости гибкой муфты при неравномерности передачи крутящего момента по ее окружности.
6. На основе обобщения практического опыта подробно исследован и показан механизм возникновения термоупругого прогиба высокотемпературного ротора при попадании жидкости в его осевой канал, обеспечивающий надежный и однозначный алгоритм его диагностирования.
7. Полученные результаты расчетных исследований валопровода турбоагрегата Т-175-130 (УТМЗ) подтверждают гипотезу о возможности возникновения трещин в низкотемпературных роторах теплофикационных турбин под действием крутильных колебаний.
8. Разработаны требования к организации мониторинга крутильных колебаний валопровода турбоагрегата. Описан и предложен подход к выбору мест измерений по длине валопровода, а также рекомендованы места установки датчиков для валопровода турбоагрегата Т-175-130 (УТМЗ). Создан и введен в опытную эксплуатацию прототип штатной системы мониторинга крутильных колебаний валопровода турбоагрегата. Получены опытные данные регистрации собственных крутильных колебаний валопровода турбоагрегата в процессе его штатной эксплуатации.

Основное содержание диссертации изложено в следующих публикациях.  
Статьи в рецензируемых научных журналах определенных ВАК:

1. Биялт М. А. Проблемы низкочастотной вибрации турбоагрегатов Т-175(185)-130 (УТМЗ) /М. А. Биялт, Е. В. Урьев //Энергетик. 2010. № 12. С. 40–44.

2. Биялт М. А. Использование методов вибрационной обработки при изготовлении и ремонте сборных роторов турбомашин /М. А. Биялт, А. В. Кистойчев, Е. В. Урьев //Тяжелое машиностроение. 2011. № 9. С. 33–38.

3. Биялт М. А. Проблемы обеспечения качественного и надежного соединения роторов в валопроводе турбоагрегата /М. А. Биялт, А. В. Кистойчев, Е. В. Урьев //Тяжелое машиностроение. 2012. № 1. С. 27–32.

4. Биялт М. А. Роль гибких муфт в возникновении низкочастотной вибрации /М. А. Биялт, А. В. Кистойчев, Е. А. Зонов, Е. В. Урьев //Тяжелое машиностроение. 2012. № 2. С. 40–47.

5. Биялт М. А. О диагностических признаках наличия жидкости в центральной расточке роторов /А. В. Кистойчев, М. А. Биялт, Е. В. Урьев // Электрические станции. 2012. № 6. С. 57–62.

6. Биялт М. А. Актуальность и проблемы реализации мониторинга крутильных колебаний валопроводов турбоагрегатов на электростанциях / М. А. Биялт, П. Е. Черненко, Е. В. Бочкарев, А. В. Кистойчев, Е. В. Урьев // Электрические станции. 2013. № 8. С. 50–57.

В других изданиях:

7. Биялт М. А. Обзор организационных проблем виброналадки и диагностики турбоагрегатов на электростанциях и предложения по их решению /М. А. Биялт // Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций: сборник докладов. М. : ВТИ, 2007. С. 20–23.

8. Биялт М. А. Разработка экспертных систем для решения задач повышения надежности вращающегося оборудования ТЭС /М.А. Биялт //Состояние и проблемы измерений: сборник материалов 10-й Всероссийской научно-технической конференции. М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. С. 204–206.

9. Биялт М. А. Проблемы НЧВ и надежности переднего подшипника турбоагрегатов Т-175(185)-130 (УТМЗ) /М. А. Биялт, Е. В. Урьев //Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций: сборник докладов. М. : ВТИ, 2009. С. 93–98.

10. Биялт М. А. О перспективе применения систем фазохронометрического мониторинга крутильных колебаний в решении задач повышения надежности турбоагрегатов ТЭС /И. А. Бережко, М. А. Биялт, О. С. Гостюхин, А. В. Кистойчев, Е. В. Урьев //Состояние и проблемы измерений: сборник материалов 11-й Всероссийской научно-технической конференции. М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2011. С. 158–160.

11. Биялт М. А. К вопросу надежности сочленения роторов в валопроводе турбоагрегата /М. А. Биялт, Е. В. Урьев //Проблемы, перспективы и стратегические инициативы развития теплоэнергетического комплекса: материалы Международной научно-практической конференции /под ред. В. В. Шалая и др. Омск : Изд-во ОмГТУ, 2011. С. 126–129.

12. Биялт М. А. Проблемы обеспечения качественной сборки роторов турбомашин и пути их решения /М. А. Биялт, Е. В. Урьев //Проблемы, перспективы и стратегические инициативы развития теплоэнергетического комплекса: материалы Международной научно-практической конференции /под ред. В. В. Шалая и др. Омск : Изд-во ОмГТУ, 2011. С. 129–132.

13. Биялт М. А. Расчетное исследование вибрационных характеристик динамической системы «Ротор – Подшипники – Опоры» /М. А. Биялт, А. А. Плотникова, Е. В. Урьев //Молодой ученый. 2012. № 11. С. 23–26.

14. Биялт М. А. Результаты вибрационных исследований динамических характеристик турбогенератора ТГВ-200-2М /М. А. Биялт, Е. В. Урьев // Молодой ученый. 2012. № 11. С. 27–30.

---

Подписано в печать 14.11.2013

Усл. печ.л. 1,38

Уч.-изд. л. 1,0 Тираж 100

Заказ \_\_\_\_\_

---

Ризография НИЧ УрФУ  
620002, Екатеринбург, ул. Мира, 19