

На правах рукописи



ИВАНОВСКИЙ
Александр Александрович

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО И ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО
СОСТОЯНИЯ КРИТИЧЕСКИХ УЗЛОВ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ
ЧАСТИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН С ЦЕЛЬЮ
ПОВЫШЕНИЯ ИХ НАДЕЖНОСТИ И МАНЕВРЕННОСТИ**

Специальность 05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Екатеринбург – 2008

Работа выполнена в ГОУ ВПО “Уральский государственный технический университет – УПИ” имени первого Президента России Б.Н.Ельцина на кафедре “Турбины и двигатели” и ЗАО “Уральский турбинный завод”

Научный руководитель кандидат технических наук, доцент
Похорилер Валентин Леонидович

Научный консультант: кандидат технических наук, доцент
Голошумова Вера Николаевна

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор,
Лауреат Государственной премии РФ
Хоменок Леонид Арсеньевич

кандидат технических наук
Сосновский Андрей Юрьевич

Ведущая организация: ОАО “Всероссийский научно-исследовательский теплотехнический институт”

Защита состоится 6 ноября 2008 г. в 15.30 на заседании диссертационного совета Д 212.285.07 при ГОУ ВПО “Уральский государственный технический университет – УПИ” имени первого Президента России Б.Н.Ельцина по адресу. г. Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5, ауд Т-703.

С диссертацией можно ознакомиться в читальном зале библиотеки ГОУ ВПО “Уральский государственный технический университет – УПИ” имени первого Президента России Б.Н.Ельцина.

Ваши отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью организации, просим направлять по адресу: 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19, ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, ученому секретарю университета. Телефон (8-343) 375-45-74, факс (8-343) 334-67-82, e-mail: lta_ugtu@mail.ru или skbt@utz.ru.

Автореферат разослан “ 1 “ октября 2008 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



К.Э. Аронсон

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Надежность и маневренность паровых турбин в значительной степени определяются уровнем температурных напряжений, которые возникают при пусковых режимах в массивных узлах, таких как ротора, корпуса цилиндров, стопорных и регулирующих клапанов. Тепловое и термонапряженное состояние этих узлов ограничивает темп и продолжительность пусковых и переходных режимов, а также определяет ресурс эксплуатации.

На сегодняшний день на ТЭЦ России находятся в эксплуатации 22 турбины Т-250/300-240 и 195 турбин Т-110/120-130 различных модификаций, а также еще около 130 турбин, имеющих унифицированную с турбиной Т-110/120-130 конструкцию высокотемпературных узлов. Исследование теплового и термонапряженного состояния высокотемпературных узлов столь большого парка турбин и разработка мероприятий по повышению их надежности при одновременном сокращении продолжительности пусковых и переходных режимов, безусловно, актуальны как на стадии проектирования, так и для турбин, находящихся в эксплуатации.

Кроме того, в условиях, когда наработка большинства турбин превысила проектный, а в некоторых случаях парковый и индивидуальный ресурс, а значительная часть парка турбин типа Т-110/120-130 и Т-250/300-240 УТМЗ (в настоящее время ЗАО "УТЗ") превзошла нормативные наработки времени для высокотемпературных деталей ЦВД и ЦСД, вопрос о повышении надежности длительно эксплуатирующихся теплофикационных турбин при их модернизации также актуален.

Цель и задачи исследования. Основной целью работы является повышение надежности высокотемпературных узлов теплофикационных турбин Т-110/120-130 и Т-250/300-240 путем исследования их теплового и термонапряженного состояния при пусковых режимах и разработки рекомендаций, которые позволят повысить надежность как находящихся в эксплуатации, так и вновь проектируемых турбин. Для достижения поставленной цели в работе решены следующие задачи:

1. Выполнено расчетно-экспериментальное исследование теплового и термонапряженного состояний роторов, корпусов ЦВД и стопорных клапанов в пусковых режимах с учетом реальной геометрической конфигурации (с учетом влияния трехмерности температурного поля на термонапряженное состояние высокотемпературных элементов рассматриваемых турбин).

2. Определены "опасные" зоны роторов ЦВД и ЦСД, корпусов ЦВД и стопорных клапанов, характеризующиеся максимальными температурными напряжениями, накопленная поврежденность в которых может вызвать появление трещин малоциклового усталости.

3. На основе численного решения обратной задачи нестационарной теплопроводности получены значения коэффициентов теплоотдачи, обеспечивающие воспроизводство расчетным путем экспериментальных значений температур в контрольных точках стопорного клапана. Полученные значения коэффициентов теплоотдачи обобщены в критериальной форме для расчета температурных полей применительно к стопорным клапанам турбин ЗАО “УТЗ” с докритическими параметрами пара.

4. Выявлены основные факторы, вызывающие появление в процессе эксплуатации трещин в корпусах ЦВД турбин Т-110/120-130 и Т-250/300-240.

5. Разработаны рекомендации конструктивного и режимного характера, позволяющие снизить уровень температурных напряжений и соответственно повысить надежность и маневренность турбин рассматриваемого типа

Научная новизна работы состоит в следующем:

– получены значения коэффициентов теплоотдачи, которые обобщены в критериальной форме отдельно для паровой коробки и фланца стопорного клапана турбин ЗАО “УТЗ” с докритическими параметрами пара;

– впервые выполнено комплексное исследование теплового и термонапряженного состояний высокотемпературных узлов (корпусов ЦВД и стопорных клапанов) турбин Т-110/120-130 и Т-250/300-240 с учетом их реальной (трехмерной) геометрической конфигурации на основе решения междисциплинарных задач нестационарной теплопроводности при переменных во времени и пространстве граничных условиях теплообмена и задачи определения напряженно-деформированного состояния (НДС) с учетом билинейного упруго-пластического поведения материала,

– полученные результаты комплексного исследования термонапряженного состояния высокотемпературных узлов (роторов, корпусов ЦВД и стопорных клапанов) турбин Т-110/120-130 и Т-250/300-240 позволили выявить среди них “критические” элементы и в каждом из них зоны, характеризующиеся максимальными температурными напряжениями;

– установлены зоны роторов, в которых имеют место максимальные разности температур, но они не являются “критическими”, что необходимо учитывать при разработке алгоритмов для программ контроля за термонапряженным состоянием и автоматизированных систем управления пусками по термонапряженному состоянию;

– научно обоснованы рекомендации по изменению в конструкции корпусов ЦВД, что позволит снизить уровень температурных напряжений в них и исключить корпуса из числа “критических” элементов

Практическая значимость определяется тем, что исследованные в данной работе высокотемпературные узлы турбины Т-110/120-130 практически полностью унифицированы с узлами большинства находящихся в эксплуатации и выпускаемых на сегодняшний день ЗАО “УТЗ” теплофикационных паровых турбин. Так, например, корпус стопорного клапана

унифицирован с корпусами стопорных клапанов турбин Т-50/60-130, ПТ-50/65-130, ПТ-90/120-130/10, Тп-115/125-130, Т-175/210-130, ПТ-135/165-130/15. Эти же турбины (за исключением Т-175/210-130 и ПТ-140/165-130/15) имеют схожую с Т-110/120-130 конструкцию корпуса ЦВД и ротора ВД. Поэтому результаты работы могут быть применены при проектировании и модернизации турбин указанных типов, а также при совершенствовании режимов эксплуатации ПТУ.

Полученные результаты и разработанные рекомендации, а также использованные в работе подходы и методы могут быть применены при проектировании высокотемпературных узлов новых турбин, для оценки уровня температурных напряжений в пусковых режимах и оптимизации геометрии деталей с целью повышения надежности и маневренности турбин, построения оптимальных графиков пусков на этапе эскизного и технического проектов, а также для выбора рациональных систем контроля, построения автоматизированных систем управления пусками.

Результаты работы уже использованы на ЗАО "УТЗ" при проектировании новых турбин Т-53/67-8,0 для ПГУ-230 Минской ТЭЦ-3, К-63-8,8 Рудненской ТЭЦ, а также при проектировании ЦВД турбины Т-120/130-130-5МО с одновесенной регулирующей ступенью.

Достоверность и обоснованность результатов обеспечивается применением современных численных расчетных методов и сертифицированного, лицензионного программного комплекса ANSYS (лиц. согл. №00106919), высокопроизводительной компьютерной техники, использованием конструкторской документации завода-изготовителя и максимальным соответствием геометрии расчетных моделей реальным объектам исследования, удовлетворительным совпадением расчетных и экспериментальных данных, использованием нормативной документации, в которой обобщены результаты исследования теплообмена на характерных поверхностях исследуемых узлов.

Автор защищает:

1. Результаты исследования по определению значений коэффициентов теплоотдачи и обобщению их в критериальном виде для расчета температурных полей и напряжений в корпусе стопорного клапана паровой турбины.

2. Результаты исследования теплового и термонапряженного состояния роторов теплофикационных турбин с учетом их реальной геометрической конфигурации в зоне лабиринтовых уплотнений (без использования эмпирических коэффициентов концентрации напряжений).

3. Результаты исследования теплового и термонапряженного состояния корпусов теплофикационных турбин с учетом их реальной трехмерной геометрической конфигурации.

4. Результаты исследований по выявлению "критических" элементов, ограничивающих маневренные возможности турбин рассматриваемых типов и

определяющих надежность, на основе анализа и сопоставления максимальных напряжений в узлах высокотемпературной части турбин.

5. Пути снижения температурных напряжений в узлах высокотемпературной части с целью повышения их надежности и маневренных свойств турбин.

Апробация работы. Основные материалы и результаты диссертационной работы докладывались на VIII, X, XI и XII отчетных конференциях молодых ученых ГОУ ВПО «УГТУ-УПИ» (Екатеринбург, 2005, 2006, 2007), VII Всероссийской научно-технической конференции «Наука Промышленность Оборона» (Новосибирск, 2006); IV Российской национальной конференции по теплообмену (Москва, 2006); XXVI и XXVII Российских школах по проблемам науки и технологий (Миасс – Москва, 2006, 2007); на международной экспертно-практической конференции «Энергетическое машиностроение России – новые решения» (Екатеринбург, 2007); VII Международной научно-технической конференции «Совершенствование теплотехнического оборудования ТЭС, внедрение систем сервисного обслуживания, диагностирования и ремонта» (Екатеринбург, 2007); XVI Школа-семинар молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках» (Санкт-Петербург, 2007); Международной научно-технической конференций «Состояние и перспективы развития электротехнологии», XIV Бенардосовские чтения (Иваново, 2007).

Публикации. Основные положения и результаты диссертационной работы опубликованы в 15 печатных изданиях, из них 5 по списку ВАК

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения и библиографического списка (113 наименований) Весь материал изложен на 164 страницах, включая 59 рисунков и 9 таблиц

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении представлена тема исследования и обоснована ее актуальность, определены основная цель и задачи, решаемые для ее достижения, показана научная новизна и практическая значимость исследуемых вопросов, приведены основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе представлен обзор литературы, посвященный вопросам исследования теплового и термонапряженного состояния узлов турбин, повреждаемости вследствие малоциклового усталости и маневренным характеристикам турбин. Рассмотрены как расчетные, так и экспериментальные методики определения температурных полей и температурных напряжений.

Проведен анализ расчетных и экспериментальных работ, касающихся исследования теплового и термонапряженного состояния стопорных клапанов (СК) паровых турбин, который показал, что наиболее существенной проблемой является вопрос об определении

граничных условий прогресса, а именно коэффициентов теплоотдачи от пара к металлу в корпусах СК. Также практически не изучался вопрос влияния трехмерности формы СК, вызванной наличием патрубков подвода и отвода пара, на их термонапряженное состояние в пусковых режимах.

Проведен анализ работ по изучению термонапряженного состояния роторов паровых турбин, который показал, что вопрос исследования термонапряженного состояния роторов теплофикационных турбин типа Т-110/120-130 и Т-250/300-240 изучен недостаточно подробно. Так, например, в некоторых работах, посвященных оптимизации пусковых режимов турбины Т-250/300-240 путем моделирования термонапряженного состояния, в качестве критического элемента был выбран ротор ВД. В то время как расчетные и экспериментальные исследования, проведенные на мощных конденсационных турбинах, позволяют утверждать, что в турбинах с промежуточным перегревом пара "критическим элементом" является ротор СД.

Проведен анализ работ, посвященных изучению теплового и термонапряженного состояний корпусов ЦВД паровых турбин. Обзор литературных источников показал, что вследствие сложной геометрической формы корпусов определение температурных полей в них выполняется либо с помощью одномерных и двумерных расчетных моделей, либо путем натурного термометрирования и последующего получения температурных полей методами аппроксимации и интерполяции.

Однако в первом случае практически не учитывается влияние патрубков и фланцев, которое особенно существенно при наличии системы обогрева фланцев и шпилек (СОФШ). Второй подход для получения подробного температурного поля требует большого количества термопар, установленных по толщине стенок и фланцев в различных меридиональных и поперечных сечениях. Практически единственные подобные экспериментальные исследования были проведены В.И. Берляндом на турбине К-160-130, конструкция корпуса ЦВД которой существенно отличается от исследуемых в данной работе турбин.

Также значительную сложность представляет оценка температурных напряжений в корпусах ЦВД. В ряде работ для оценки температурных напряжений в зоне образования наибольших разностей температур фланец корпуса представлялся в виде бесконечной пластины, а стенка в виде полого цилиндра. Однако по другим источникам такая схема далека от действительности и может привести к ошибке в 2–3 раза. Усовершенствованные расчетные схемы, разработанные В.И. Берляндом, позволяют учесть наличие фланцев в конструкции корпусов, однако не позволяют учесть сложность температурного поля фланца, а также наличие концентрации напряжений, вызванной проточками под диафрагмы, обоймы и т. д. на внутренней поверхности корпуса и фланца.

Кроме того, отсутствуют работы по изучению термонапряженного состояния ЦВД теплофикационных турбин, таких как Т-110/120-130 и Т-250/300-240. В корпусах ЦВД

турбин этого типа часто обнаруживаются трещины, о причинах образования которых не сложилось однозначного мнения.

На основе проведенного обзора литературы были сформулированы основные цели и задачи исследования.

Во второй главе приведены результаты исследования теплового и термонапряженного состояния стопорных клапанов теплофикационных паровых турбин Т-110/120-130 и Т-250/300-240. По экспериментальным данным УТЗ уточнены коэффициенты теплоотдачи от пара к металлу в стопорном клапане турбины Т-110/120-130. При расчете теплового состояния стопорного клапана турбины Т-250/300-240 использовались данные по теплообмену, полученные в ЦКТИ.

Известно критериальное уравнение для расчета коэффициентов теплоотдачи $Nu = 0,046 Re^{0,8} Pr^{0,43}$, которое было получено Е.Р. Плоткиным для стопорного клапана турбины ВКВ-22. Данное критериальное уравнение отличается от зависимости $Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}$, которая используется для определения коэффициентов теплоотдачи при турбулентном движении пара в гладкой трубе. Конфигурация стопорных клапанов турбин УТЗ отличается от конфигурации стопорного клапана турбины ВКВ-22 и, естественно, от гладкой трубы, поэтому использование приведенных зависимостей для моделирования прогрева стопорного клапана, например, турбины Т-110/120-130 УТЗ не является бесспорным.

Для определения коэффициентов теплоотдачи были использованы экспериментальные данные термометрирования стопорного клапана, полученные при пуске из холодного состояния турбины Т-110/120-130 на Ново-Свердловской ТЭЦ.

Как известно, стенка и фланец паровой коробки СК изнутри омываются паром, имеющим одну и ту же температуру. Однако интенсивность теплообмена между паром и стенкой может быть гораздо выше, чем в области фланца. Это обусловлено тем, что расход и скорость пара, омывающего фланец, незначительны, поэтому коэффициенты теплоотдачи в области стенки и фланца существенно различаются.

В результате возникают три основных разности температур, определяющих тепловое состояние стопорного клапана при пуске: разность температур по толщине стенки, разность температур по толщине фланца, осевая разность температур стенки и фланца. Последняя разность температур определяется, во-первых, более массивной геометрией фланца по сравнению со стенкой паровой коробки и, во-вторых, быстрым прогревом стенки вследствие значительных коэффициентов теплоотдачи. Таким образом, схема замеров температур металла корпуса стопорного клапана и расчетная схема, представленная на рис. 1, полностью охватывает основные разности температур, которые имеют место в наиболее термонапряженной зоне корпуса.

В данной работе коэффициенты теплоотдачи определялись моделированием прогрева стопорного клапана путем решения задачи нестационарной теплопроводности в

программном комплексе ANSYS и сопоставления получаемых при этом данных по температурам в контрольных точках с температурами, замеренными в эксперименте. Для моделирования использовалась осесимметричная конечно-элементная модель СК. При расчетах производилось варьирование коэффициентов теплоотдачи для достижения максимального совпадения расчетных и экспериментальных значений температур. Для первой итерации граничными условиями были коэффициенты теплоотдачи, рассчитанные по критериальному уравнению для трубы. Материал СК — сталь 15X1M1ФЛ.

На рис. 2 приведены расчетные кривые изменения температур в некоторых контрольных точках стопорного клапана, замеренные в эксперименте значения температур в этих же точках, графики изменения коэффициентов теплоотдачи, соответствующие данному расчетному распределению температур. При этом максимальная разность расчетных и экспериментальных температур по всем контрольным точкам не превысила 15°C .

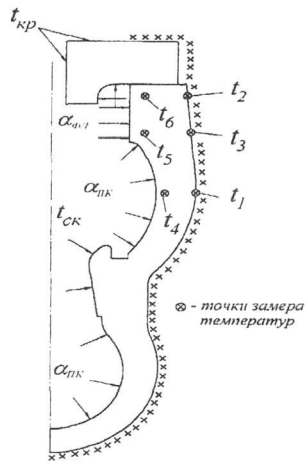


Рис. 1. Расчетная схема стопорного клапана для моделирования температурного поля и схема экспериментальных замеров температур:

$\alpha_{\text{фл}}$, $\alpha_{\text{ПК}}$ — коэффициенты теплоотдачи от пара к фланцу и паровой коробке;

$t_{\text{СК}}$ — температура пара;

$t_{\text{КР}}$ — температура крышки;

t_1 , t_2 , t_3 , t_4 , t_5 , t_6 — точки замера температуры

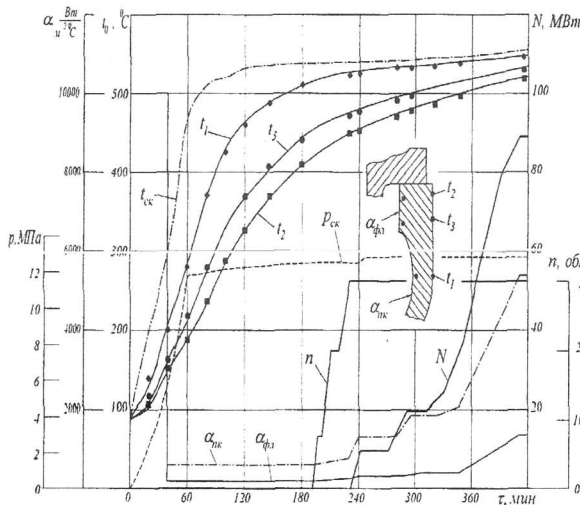


Рис. 2. Кривые изменения температур в контрольных точках на изолированной поверхности СК турбины Т-110/120-130 Ново-Свердловской ТЭЦ при пуске из холодного состояния: t_1 — температура изолированной поверхности паровой коробки; t_2 — температура изолированной поверхности верхней части фланца; t_3 — температура изолированной поверхности нижней части фланца; $\alpha_{\text{ПК}}$ — коэффициент теплоотдачи от пара к металлу на поверхности паровой коробки; $\alpha_{\text{фл}}$ — коэффициент теплоотдачи от пара к металлу на поверхности фланца; $t_{\text{СК}}$ — замеряемая температура пара в СК; N — мощность турбины; n — частота вращения ротора; $p_{\text{СК}}$ — давление в СК

Результаты расчета коэффициентов теплоотдачи при конвективном теплообмене в СК были аппроксимированы отдельно для корпуса и фланца стопорного клапана критериальными уравнениями вида $Nu = k \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}$.

За определяющий размер и скорость в данных зависимостях были приняты внутренний диаметр паровпускного патрубка ($d = 285$ мм) и скорость пара в нем. Таким образом, были получены следующие уравнения:

$$\text{для корпуса СК} \quad Nu = 0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43};$$

$$\text{для фланца СК} \quad Nu = 0,006 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}.$$

Для верификации расчетов и эксперимента были проведены расчеты теплового состояния корпуса СК турбины Т-110/120-130 на основе экспериментальных данных других пусков на Ново-Свердловской ТЭЦ. Максимальная разность расчетных и экспериментальных температур в контрольных точках не превысила 18°C .

Используемый для расчетных исследований метод конечных элементов (МКЭ) и уточненные граничные условия позволили получить полное температурное поле корпуса СК, в отличие температур в определенных точках и их разностей, полученных расчетным и экспериментальным путем в известных работах. Данное обстоятельство позволило получить достаточно точную картину распределения напряжений в корпусе стопорного клапана. При расчете термонапряженного состояния корпуса СК данные по температурам в узлах конечно-элементной сетки из температурного анализа использовались в качестве нагрузки в задаче определения НДС. Как показали результаты расчетов температурных напряжений по осесимметричной модели СК, максимальные напряжения наблюдаются в зоне радиусного перехода фланца в паровую коробку.

Как известно, осесимметричная модель стопорного клапана не является достаточно точной, так как реальный стопорный клапан имеет патрубки подвода и отвода пара. Вследствие этого температурные поля также не являются осесимметричными. Кроме того, наличие патрубков может вызывать дополнительное местное увеличение напряжений в зонах переходов от патрубков к паровым коробкам. Поэтому были проведены расчеты температурных напряжений на основе трехмерной модели стопорного клапана. В программном комплексе ANSYS была построена трехмерная модель стопорного клапана, показанная на рис. 3. На основе этой модели были рассчитаны температурные поля и температурные напряжения в корпусе стопорного клапана при пуске из холодного состояния.

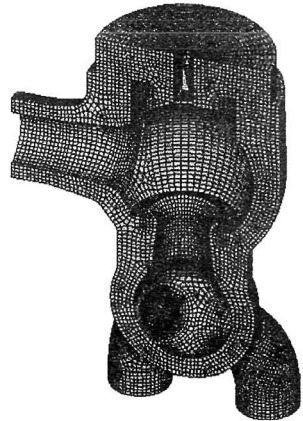


Рис. 3. Трехмерная конечно-элементная модель стопорного клапана

На рис. 4. представлен график изменения максимальных эквивалентных температурных напряжений при двухмерной и трехмерной моделях стопорного клапана

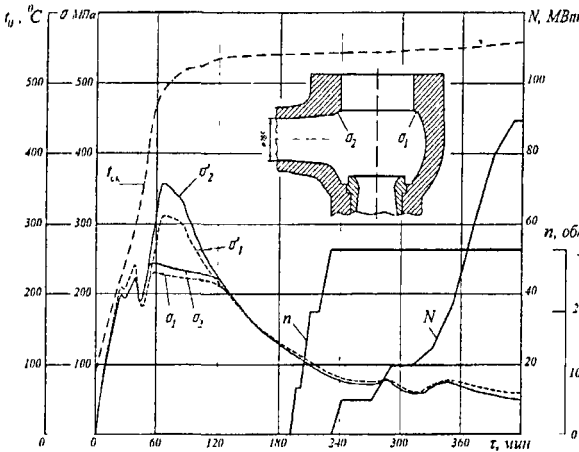


Рис 4 Эквивалентные температурные напряжения в подфланцевой зоне СК при пуске из холодного состояния σ - напряжения с учетом билинейного поведения материала, σ' - условно-упругие напряжения, σ_1 - напряжения в подфланцевой зоне напротив паровпускного патрубка, σ_2 - напряжения в подфланцевой зоне, примыкающей к паровпускному патрубку; t_{LK} - замеряемая температура пара в СК; N - мощность турбины, n - частота вращения ротора

Из сравнения результатов расчета температурных напряжений при осесимметричной и трехмерной моделях стопорного клапана турбины Т-110/120-130 можно сделать следующие выводы:

1. Температурные напряжения в стенке корпуса стопорного клапана напротив паровпускного патрубка, как и следовало ожидать, практически не отличаются от температурных напряжений, полученных при расчете с использованием осесимметричной модели.

2. На начальном этапе прогрева при конденсации пара на стенках корпуса максимальные температурные напряжения в двухмерной и трехмерной моделях наблюдаются на обогреваемой поверхности фланца стопорного клапана и практически не отличаются по величине.

3. При дальнейшем прогреве (при конвективном теплообмене) по мере роста температуры свежего пара максимальные напряжения в подфланцевой области, примыкающей к паровпускному патрубку, возрастают по сравнению с напряжениями в подфланцевой области при осесимметричной модели. Эти напряжения достигают максимальной величины ($\sigma_2 = 244$ МПа – с учетом билинейного поведения материала, $\sigma'_2 = 367$ МПа – условно-упругие) примерно через 60 мин после начала пуска и превышают максимальные напряжения, рассчитанные с использованием осесимметричной модели ($\sigma_1 = 226$ МПа; $\sigma'_1 = 308$ МПа) на 19 % при условно-упругой постановке задачи и на 8 % при условии билинейного поведения материала Данное явление объясняется тем, что подфланцевая зона, примыкающая к патрубку, обогревается как со стороны фланца

стопорного клапана, так и со стороны паровпускного патрубка, что приводит к градиентам температур как в осевом, так и в радиальном направлении и вызывает сложное НДС в этой зоне. Но вследствие “двустороннего” обогрева в этой зоне она быстро и равномерно прогревается и в дальнейшем разница между напряжениями в рассматриваемых зонах уменьшается. Причем напряжения в зоне, противоположной патрубку, становятся несколько выше напряжений в подфланцевой зоне со стороны патрубка

Также было проведено расчетное исследование теплового и термонапряженного состояния СК турбины Т-250/300-240 на основе его трехмерной расчетной КЭ модели. При этом расчет теплообмена на обогреваемых поверхностях клапана проводился по критериальным уравнениям, которые были верифицированы в ЦКТИ для данного СК. Анализ результатов показал, что особенностью температурного поля СК турбины Т-250/300-250 является значительная неравномерность по высоте фланца – от паровой коробки до крышки (рис. 5) Большие градиенты температур по высоте фланца (до 120°C) наблюдаются практически на протяжении всего пуска за исключением начальных этапов предварительного прогрева.

Наибольшие температурные напряжения в корпусе СК имеют место не на обогреваемой поверхности паровой коробки, а в расточке корпуса под прижимное кольцо (в зоне геометрического концентратора напряжений), находящейся в области значительных градиентов температур (рис. 6). Они достигают своего максимального значения ($\sigma_1^{MAX} = 281$ МПа) на завершающем этапе предварительного прогрева клапана примерно через 25 минут после подачи пара в СК. Однако эти напряжения не превышают предел текучести материала корпуса СК $\sigma_{0,2}^t = 295$ МПа при температуре металла в зоне максимума напряжений $t = 180^{\circ}\text{C}$.

Температурные напряжения на обогреваемой поверхности паровой коробки ($\sigma_2^{MAX} = 270$ МПа; $\sigma_3^{MAX} = 221$ МПа) лишь на начальном этапе прогрева превышают напряжения в зоне расточки корпуса под прижимное кольцо. Причем вследствие достаточной удаленности паровпускного патрубка от фланца его наличие практически не вызывает увеличения температурных напряжений на обогреваемой поверхности корпуса в зоне сочленения. Растягивающие температурные напряжения на изолированной поверхности – ($\sigma^{MAX} = 108$ МПа) по величине меньше сжимающих на обогреваемой поверхности примерно в 2,5 раза.

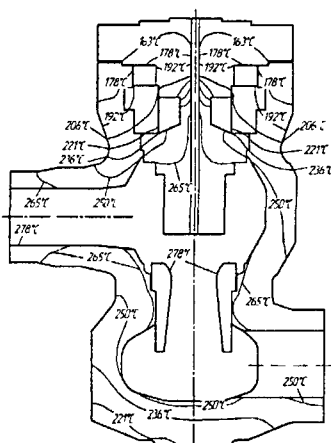


Рис 5 Температурное поле стопорного клапана турбины Т-250/300-240 при пуске из холодного состояния через 60 мин после подачи пара

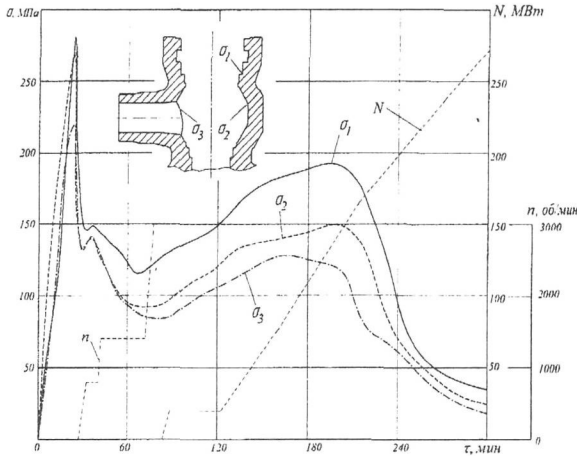


Рис. 6. Эквивалентные температурные напряжения в корпусе СК турбины Т-250/300-240 при пуске из холодного состояния:

σ_1 - напряжения в расточке под прижимное кольцо;

σ_2 - температурные напряжения на обогреваемой поверхности паровой коробки;

σ_3 - температурные напряжения в зоне, примыкающей к паровпускному патрубку; n - частота вращения ротора; N - мощность турбины

С точки зрения возникновения значительных температурных напряжений в корпусе СК (близких к пределу текучести $\sigma_{0,2}$ стали 15X1M1Ф) наиболее опасным является этап предварительного прогрева. Однако расчет пуска из холодного состояния показал, что при соблюдении графика-задания по температуре и давлению свежего пара в СК не возникают температурные напряжения, превышающие предел текучести. Таким образом СК турбины Т-250/300-240 был исключен их числа "критических" элементов.

В третьей главе приведены результаты моделирования теплового и термонапряженного состояния ротора ВД турбины Т-110/120-130 и роторов ВД и СД-1 турбины Т-250/300-240.

Расчет температурных полей производился в программном комплексе ANSYS методом конечных элементов для наиболее опасного с точки зрения возникновения чрезмерных температурных напряжений режима - пуска из холодного состояния. Моделировались как пуски в соответствии с "типовыми инструкциями" и инструкциями по эксплуатации, так и реальные пуски на ТЭС.

Вследствие практически полной осевой симметрии роторов для расчета использовались осесимметричные конечно-элементные модели, которые были построены с учетом геометрии тепловых канавок и придисковых галтелей. Это дало возможность использовать данные по температурам в узлах конечно-элементной сетки, полученные в результате решения задачи нестационарной теплопроводности для расчета температурных напряжений в роторе с учетом зон концентрации без трудоемкого изменения и доработки конечно-элементной сетки. Таким образом, для расчетов не использовались коэффициенты концентрации напряжений, так как концентрация напряжений уже учтена в расчетной конечно-элементной модели.

На обогреваемых поверхностях роторов задавались граничные условия третьего рода при вынужденной конвекции (температура греющего пара t_{II} и коэффициент теплоотдачи от пара к металлу α_{II}). Коэффициенты теплоотдачи от пара к металлу на различных участках роторов рассчитывались в соответствии с приведенными в руководящих материалах по моделированию температурных полей критериальными уравнениями и задавались переменными во времени в зависимости от частоты вращения и расхода пара. Температуры греющего пара также задавались переменными во времени в соответствии с графиком пуска и проведенным расчетом турбины на переменный режим. Для турбины Т-110/120-130 были использованы экспериментальные данные замеров температур пара в КРС и на входе в ПКУ. При расчете температурных полей учитывалась зависимость теплофизических свойств стали 25Х1М1ФА (Р2МА), из которой изготовлены ротора, от температуры. При расчете температурных напряжений использовалась билинейная модель поведения материала ротора (кусочно-линейная аппроксимация упруго-пластических свойств стали 25Х1М1ФА).

Анализ результатов показал, что в роторе ВД турбины Т-110/120-130 при пусках имеет место явление, не характерное для большинства роторов паровых турбин. Оно заключается в том, что практически на протяжении всего пуска (за исключением начального этапа) максимум температурных напряжений наблюдается не на обогреваемой, а на условно изолированной поверхности – внутренней расточке под цельнокованным диском регулирующей ступени (РС) ($\sigma_0^{MAX} = 280$ МПа – растягивающие тангенциальные напряжения). Данное явление обусловлено обширным так называемым “холодным пятном” под массивным диском РС. Причем зоны максимума температурных напряжений и напряжений от ЦБС совпадают. Уровень суммарных напряжений в этой зоне составляет 390 МПа. Это объясняется применением в турбине двухвенточной РС, вследствие чего диск РС имеет массивную геометрию. Результаты расчетного исследования ротора ВД турбины Т-110/120-130 при пуске из холодного состояния показали, что эквивалентные температурные напряжения в роторе достигают максимальных величин $\sigma^{MAX} = 347$ МПа на начальном этапе пуска, при этом они не превышают предела текучести материала ротора $\sigma'_{0,2} = 475$ МПа при температуре металла в зоне максимума напряжений $t = 300$ °С. После выхода на номинальную частоту вращения и синхронизации генератора существуют достаточно большие резервы в повышении скорости нагружения по термонапряженному состоянию ротора. Однако при этом необходимо учитывать термонапряженное состояние корпуса ЦВД, результаты исследования которого будут представлены ниже.

Анализ результатов моделирования теплового и термонапряженного состояния роторов ВД и СД-1 турбины Т-250/300-240 показал, что практически на протяжении всего пуска “критическим” элементом является ротор СД-1. На рис. 7 представлены расчетные кривые изменения температурных напряжений в роторе СД-1 при пуске из холодного состояния в соответствии с типовой инструкцией. Наибольшие напряжения, значительно превосходящие

напряжения в других зонах, возникают на дне четвертой по ходу пара тепловой канавки переднего концевое уплотнения (ПКУ) Напряжения в этой зоне достигают своего максимума (осевые напряжения $\sigma_Z^{MAX} = -753$ МПа, тангенциальные напряжения $\sigma_\theta^{MAX} = -352$ МПа) примерно через 12 мин после подачи пара в ЦСД-1. Напряжения на дне тепловой канавки в зоне входа в ПКУ (в сечении возникновения наибольшей разности температур по радиусу ротора) – невелики (осевые напряжения $\sigma_Z^{MAX} = -314$ МПа, тангенциальные напряжения $\sigma_\theta^{MAX} = -257$ МПа). Это объясняется наличием “разгружающей” проточки на торцевой поверхности думмиса

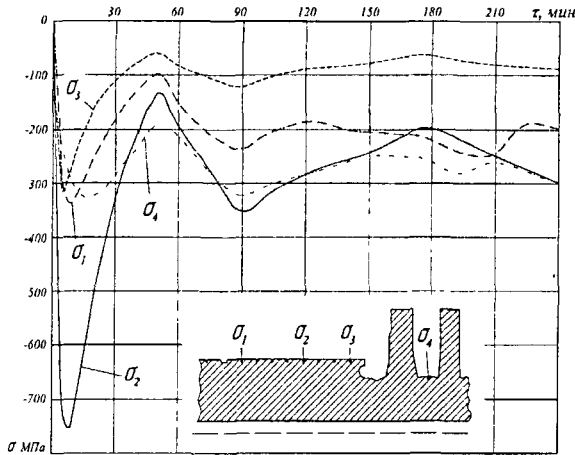


Рис 7. Расчетные кривые изменения осевых температурных напряжений в роторе СД турбины Т-250/300-240 σ_1 - температурные напряжения на дне тепловой канавки в зоне выхода из первого отсека ПКУ; σ_2 - температурные напряжения на дне тепловой канавки в середине первого отсека ПКУ, σ_3 - температурные напряжения на дне тепловой канавки в зоне входа в первый отсек ПКУ, σ_4 - температурные напряжения на дне тепловой канавки диафрагменного уплотнения 14-ой ступени

Необходимо отметить, что на начальном этапе пуска значительные напряжения имеют место и в роторе ВД (осевые напряжения $\sigma_Z^{MAX} = -732$ МПа, тангенциальные напряжения $\sigma_\theta^{MAX} = -354$ МПа) Кроме того, на модели ротора ВД турбины Т-250/300-240 впервые была подробно исследована зона выхода из промежуточного уплотнения, характерная для всех турбин с петлевой схемой течения пара в проточной части ЦВД.

Расчетный анализ показал, что максимальные температурные напряжения в роторе ВД при пуске возникают в следующих сечениях: в зоне диафрагменного уплотнения 2-ой ступени (осевые напряжения $\sigma_Z^{MAX} = -443$ МПа, тангенциальные напряжения $\sigma_\theta^{MAX} = -268$ МПа), в зоне входа пара в промежуточное уплотнение ($\sigma_Z^{MAX} = -607$ МПа, $\sigma_\theta^{MAX} = -326$ МПа), в зоне 9-ой канавки, находящейся примерно посередине промежуточного уплотнения ($\sigma_Z^{MAX} = -732$ МПа, $\sigma_\theta^{MAX} = -354$ МПа) и в зоне выхода пара из промежуточного уплотнения ($\sigma_Z^{MAX} = -529$ МПа, $\sigma_\theta^{MAX} = -304$ МПа).

Во всех указанных зонах разности температур по радиусу ротора и температурные напряжения достигают своего максимального значения примерно через 5 мин после подачи пара в турбину. При дальнейшем прогреве эти разности резко уменьшаются. При этом при последующем нагружении максимальная радиальная неравномерность температур наблюдается в зоне выхода пара из промежуточного уплотнения, и она значительно превышает температурные разности в других зонах. Причина этого явления заключается в следующем. Пар, омывающий ротор в промежуточном уплотнении, имеет температуру лишь на $10...50^{\circ}\text{C}$ ниже температуры пара перед соплами регулирующей ступени. Это снижение происходит вследствие теплообмена с менее прогретыми на начальных стадиях пуска участками ротора и статора.

Дросселирование пара при его движении по уплотнению приводит к незначительному снижению температуры пара на выходе из промежуточного уплотнения. Таким образом, поверхность ротора в зоне выхода из промежуточного уплотнения омывается паром с достаточно высокой температурой при значительных коэффициентах теплоотдачи, а в зоне, непосредственно примыкающей к указанной, – значительно более холодным паром с температурой, соответствующей выходу из 6-ой ступени. В результате в зоне выхода из промежуточного уплотнения устанавливается существенно двухмерное температурное поле (рис. 8). Интенсивный прогрев наружной поверхности ротора, с одной стороны, и перетоки тепла в глубинных слоях металла в сторону более холодного сечения, с другой стороны, обуславливают формирование значительных радиальных температурных разностей в этом сечении – до 100°C .

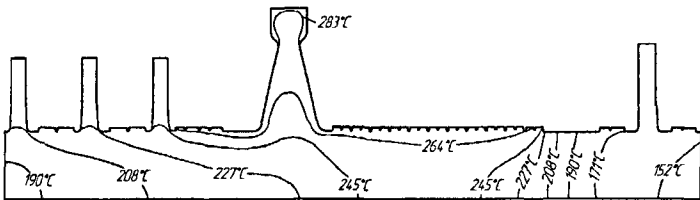


Рис. 8. Температурное поле ротора ВД турбины Т-250/300-240 при пуске из холодного состояния через 50 мин после "толчка" ротора

Примерно через 1 ч с момента подачи пара в турбину максимальные напряжения в роторе наблюдаются в зоне выхода из промежуточного уплотнения. Причем осевая составляющая этих напряжений невелика, но тангенциальные напряжения более чем в 2 раза превышают напряжения в других критических зонах.

На рис. 9 приведены расчетные поля осевых и тангенциальных температурных напряжений в зоне выхода из промежуточного уплотнения. Необходимо отметить, что на начальном этапе пуска максимальные тангенциальные и осевые температурные напряжения в этой зоне наблюдаются на дне тепловой канавки. При дальнейшем нагружении осевые

температурные напряжения σ_z резко снижаются и даже меняют знак (возникают напряжения растяжения), однако место их максимума остается прежним. В то же время зона максимума тангенциальных напряжений σ_θ смещается на поверхность ротора. Тангенциальные напряжения в этой зоне достигают максимума $\sigma_\theta = -220$ МПа через 3,5 ч после толчка ротора.

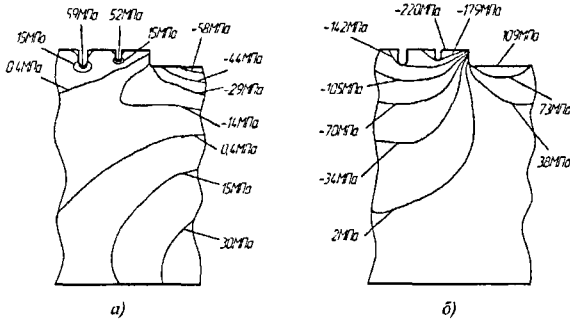


Рис. 9. Изолинии а) осевых и б) тангенциальных температурных напряжений в роторе ВД турбины Т-250/300-240 в зоне выхода из промежуточного уплотнения

С целью детального исследования зоны выхода из промежуточного уплотнения были проведены расчеты термонапряженного состояния ротора ВД при увеличенной скорости набора нагрузки и повышения температуры пара после того, как турбина уже набрала 180 МВт. Расчеты показали, что при увеличении скорости повышения температуры греющего пара напряжения в зоне выхода из промежуточного уплотнения сначала незначительно повышаются, после чего резко снижаются. При этом напряжения в других зонах резко возрастают. Таким образом, был сделан вывод, что зона выхода из промежуточного уплотнения не является критической, а высокие напряжения в ней на завершающем этапе набора нагрузки определяются, главным образом, осевым градиентом температур в этой зоне.

В четвертой главе приведены результаты расчетного исследования корпусов ЦВД турбин Т-110/120-130 и Т-250/300-240. Вследствие того, что расчеты проводились на основе трехмерной геометрической модели по чертежам УТЗ, была учтена такая особенность, как трехмерность температурного поля корпусов и влияние этой трехмерности на термонапряженное состояние корпусов в пусковых режимах. Данное обстоятельство позволило получить максимально приближенную к реальной картину НДС корпусов, что, в свою очередь, позволило объяснить причины появления трещин, обнаруживаемых при ремонтах находящихся в эксплуатации турбин. Допущением при расчетах было отсутствие в расчетной модели крепежа горизонтального разъема. Также предполагалось, что тепловой поток через опорные пояски горизонтального разъема равен нулю. На первом этапе выполнялся расчет температурных полей корпусов в пусковых режимах. На втором этапе на основе полученных температурных полей производился расчет НДС с учетом

упругопластических свойств металла корпусов 15X1M1ФЛ. Упруго-пластические свойства задавались в виде билинейной модели поведения материала.

Максимальные температурные напряжения в корпусе ЦВД турбины Т-110/120-130 имеют место в зоне горизонтального разъема за сопловой коробкой ($\sigma = 275$ МПа – с учетом билинейного поведения материала; $\sigma' = 581$ МПа – условно-упругие). Они практически на протяжении всего пуска превышают предел текучести материала корпуса, соответствующий температуре поверхности металла корпуса в этой области (рис. 10). В этой же зоне имеют место значительные температурные напряжения ($\sigma = 192$ МПа), соответствующие установившемуся температурному полю (т. е. работе на номинальной нагрузке), которые ниже предела текучести $\sigma_{0,2}^t = 210$ МПа, однако превышают предел длительной прочности материала корпуса $\sigma'_{ДП} = 180$ МПа.

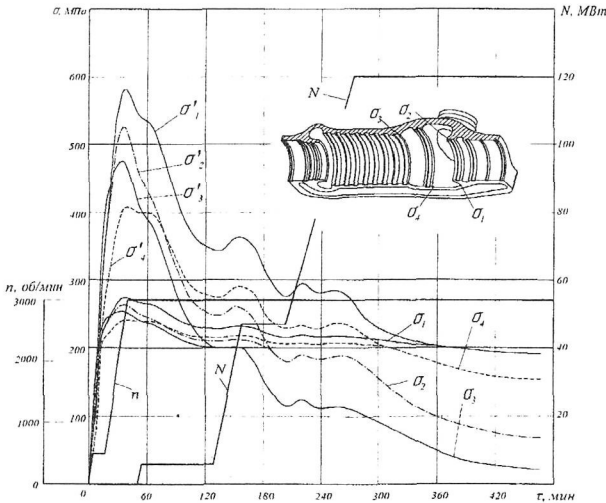


Рис. 10. Кривые изменения температурных напряжений в различных зонах корпуса турбины Т-110/120-130 при пуске из холодного состояния в соответствии с типовой инструкцией: σ - напряжения с учетом билинейного поведения материала; σ' - условно-упругие напряжения; σ_1 - в зоне горизонтального разъема за сопловой коробкой; σ_2 - перед первой обоймой ПКУ; σ_3 - перед диафрагмой второй ступени; σ_4 - в зоне горизонтального разъема перед обоймой направляющего аппарата; N - мощность турбины; n - частота вращения ротора

Анализ температурных полей в корпусе показал, что зона горизонтального разъема за сопловыми коробками характеризуется значительными осевыми, окружными и радиальными неравномерностями температур, которые обусловлены массивностью корпуса в этой области. Данное обстоятельство вызывает сложное НДС в этой зоне и максимальный уровень напряжений на протяжении всего пуска и на стационарном режиме. Необходимо отметить, что увеличенная толщина стенки за сопловыми коробками в существующей отливке корпуса обусловлена не критериями прочности и плотности, а технологичностью конструкции при литье и возникает необходимость в усовершенствовании конструкции корпуса.

Анализ результатов расчетного исследования термонапряженного состояния внутреннего корпуса ЦВД турбины Т-250/300-240 показал, что наибольшие температурные

напряжения во внутреннем корпусе ЦВД турбины Т-250/300-240 возникают на внутренней поверхности в зоне за козырьком в камере регулирующей ступени по оси паровпуска ($\sigma^{max} = 297$ МПа). На рис. 11 показаны кривые изменения температурных напряжений в этой зоне.

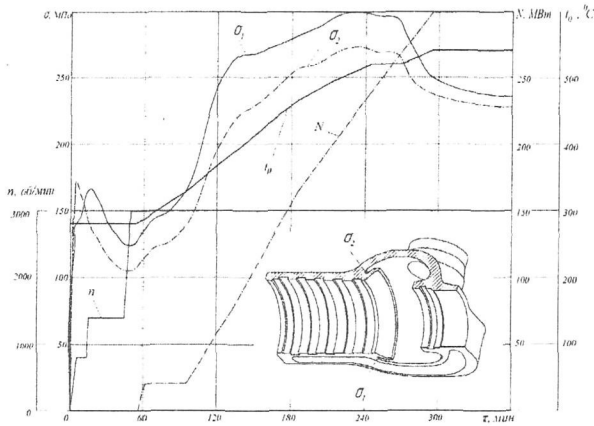


Рис. 11. Расчетные кривые изменения эквивалентных температурных напряжений во внутреннем корпусе ЦВД турбины Т-250/300-240 при пуске из холодного состояния: σ_1 - в зоне горизонтального разъема фланца; σ_2 - за козырьком КРС в вертикальной плоскости; σ_3 - за козырьком КРС в зоне горизонтального разъема фланца; t_0 - температура свежего пара; n - частота вращения ротора; N - мощность турбины

На начальном этапе пуска напряжения в корпусе незначительны и даже несколько снижаются после первоначально быстрого их увеличения. Однако уже через 120 мин после подачи пара в турбину (что соответствует мощности турбины $N = 60$ МВт) температурные напряжения в "критических зонах" превышают предел текучести материала корпуса. Максимальные напряжения в корпусе имеют место на завершающем этапе пуска, когда температура обогреваемой поверхности уже достаточно высока и предел текучести материала корпуса значительно ниже этих напряжений. Так, например, максимальные температурные напряжения на внутренней поверхности фланца за козырьком в камере регулирующей ступени $\sigma^{max} = 297$ МПа возникают через 230 мин после подачи пара в турбину, когда температура внутренней поверхности металла в этой зоне достигает 465°C . Предел текучести материала корпуса при этой температуре $\sigma_{0,2}$ равен 225 МПа.

В зоне за козырьком в камере регулирующей ступени имеется существенная как осевая, так и радиальная неравномерность температурного поля, что вызывает в этой зоне значительные температурные напряжения на различных этапах пуска. Тонкий козырек быстро прогревается в отличие от толстых стенок и фланцев, к которым он приварен. Полученные в результате напряжения, превышающие предел текучести, в области корня шва приварки козырька обусловлены, во-первых, геометрической концентрацией напряжений и, во-вторых, сжатием тепловых деформаций тонкого козырька относительно толстых стенок и фланцев корпуса, к которым он приварен.

В пятой главе приведено сопоставление температурных напряжений в высокотемпературных узлах турбин рассматриваемого типа при пуске из холодного состояния.

Анализ результатов проведенных исследований показал, что критическими узлами в турбине Т-110/120-130 являются стопорный клапан и корпус ЦВД, причем температурные напряжения, превышающие предел текучести, возникают в них на различных этапах пуска. В стопорном клапане они имеют место при предварительном прогреве. В корпусе ЦВД температурные напряжения превышают предел текучести практически на протяжении всего пуска.

Необходимо отметить, что факторы, обуславливающие чрезмерный уровень напряжений в корпусах СК и ЦВД, принципиально различны. В СК причина повышенного уровня температурных напряжений в исследуемом экспериментальном пуске – не четкое регулирование давления свежего пара с помощью байпаса ГПЗ в процессе предварительного прогрева, а именно быстрое повышение давления в стопорном клапане и соответственно быстрое возрастание температуры насыщения. Данное явление достаточно легко исключить путем внедрения системы контроля термонапряженного состояния стопорного клапана. Причем с учетом результатов, полученных в данной работе, существует возможность повысить точность таких систем. В частности, зависимости между измеряемыми разностями температур металла в характерных точках корпуса СК и температурными напряжениями были уточнены с учетом повышенного уровня напряжений в месте сочленения паровпускного патрубка и фланца. Нами были получены зависимости вида $\Delta t_{эф} = \sum_1^n k_i \cdot \Delta t_i$, где $\Delta t_{эф}$ – условная (эффективная) разность температур, пропорциональная максимальным эквивалентным термическим напряжениям σ^{\max} ; k_i – эмпирические коэффициенты, определяемые методом наименьших квадратов в результате обработки данных по температурному и термонапряженному состоянию СК; Δt_i – разности температур в характерных точках.

В результате были получены следующие зависимости:

- для этапа предварительного прогрева

$$\Delta t_{эф} = 0,698 \Delta t_{фл} - 0,329 \Delta t_{ос},$$

- для этапа разворота и нагружения

$$\Delta t_{эф} = 1,522 \Delta t_{фл} - 0,523 \cdot \Delta t_{ос},$$

где $\Delta t_{фл}$ – радиальная разность температур по ширине фланца;

$\Delta t_{ос}$ – осевая разность температур изолированной поверхности паровой коробки и фланца.

Гораздо сложнее обстоит дело с корпусом ЦВД. Повышенный уровень температурных напряжений в нем обусловлен особенностью конструкции – увеличенной толщиной фланца и стенки в зоне за сопловыми коробками. Поэтому для повышения надежности и маневренности турбины необходимо пересмотреть конфигурацию корпуса в этой области

Был проведен анализ возможных вариантов совершенствования конструкции корпуса, который показал, что снижение температурных напряжений возможно только путем изменения существующей конструкции отливки корпуса. Изменение конфигурации внешнего обвода корпуса, как показано на рис. 12, позволило снизить температурные напряжения в критической зоне корпуса – за сопловыми коробками на 25 % по сравнению с исходной конструкцией.

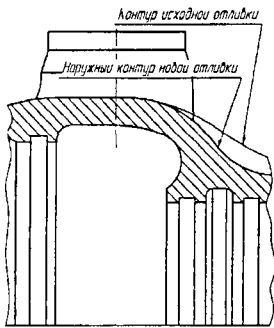


Рис 12 Изменение конфигурации отливки корпуса турбины Т-110/120-130

Анализ результатов исследования высокотемпературных узлов турбины Т-250/300-240 показал, что при пуске из холодного состояния только в корпусе СК температурные напряжения не превышают предел текучести. Таким образом, в существующей конструкции турбины критическими элементами являются РВД, РСД-1 и внутренний корпус ЦВД.

Следовательно, если удастся снизить уровень температурных напряжений в роторе ВД и внутреннем корпусе ЦВД, то задачу оптимизации пусковых режимов турбины можно решить путем осуществления контроля и/или внедрением систем автоматизированного управления пусками по термонапряженному состоянию ротора СД-1

Технологические основы автоматизации пусков турбины по термонапряженному состоянию роторов среднего давления подробно описаны в ряде известных работ.

Для исключения внутреннего корпуса из числа “критических элементов” турбины Т-250/300-240 предложено достаточно простое решение, заключающееся в том, что аэродинамический козырек в КРС должен быть выполнен не приваренным к корпусу, а установленным отдельно. С конструктивной точки зрения установка отдельного козырька в КРС не представляет особых трудностей. Козырек может быть выполнен заодно с обоймой надбандажного уплотнения регулирующей ступени. В качестве примера на рис 13 представлена серийная и усовершенствованная конструкция КРС турбины Т-250/300-240.

Для снижения уровня температурных напряжений в роторе ВД на начальном этапе пуска были предложены коррективы в режим пуска, заключающиеся в том, что при повышении давления свежего пара до 0,8–1,0 МПа открытием регулирующих клапанов осуществляется толчок ротора и повышение частоты вращения до 500 об/мин, а не до 1400 об/мин как в “типовой инструкции”. На этой частоте вращения делается выдержка 40 мин, после чего частота вращения повышается до 3000 об/мин. Такое мероприятие

позволяет на 20 % снизить температурные напряжения в критической зоне ротора ВД – промежуточном уплотнении.

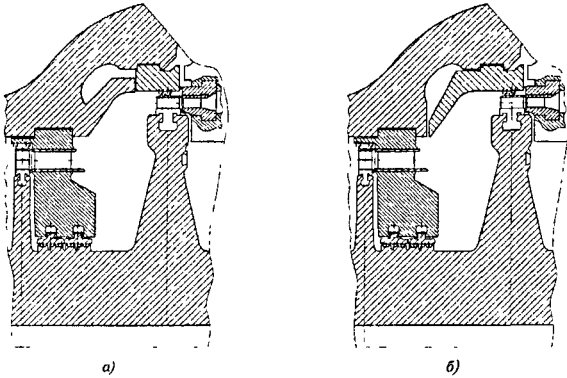


Рис 13 Камера регулирующей ступени турбины Т-250/300-240 а) серийная конструкция с приваренным к цилиндру направляющим козырьком, б) с направляющим козырьком выполненным заодно с облойкой уплотнения регулирующей ступени

В заключении сформулированы основные результаты и выводы по работе:

1. Исследовано тепловое и термонапряженное состояние высокотемпературных узлов (роторов, корпусов ЦВД и стопорных клапанов) паровых турбин Т-110/120-130 и Т-250/300-240 при пусках из холодного состояния на основе решения задачи нестационарной теплопроводности с использованием МКЭ, что позволило получить трехмерное температурное поле и НДС рассматриваемых узлов с учетом их реальной геометрической формы, билинейного упруго-пластического поведения материала.

2. Получены критериальные уравнения теплообмена на внутренней поверхности СК турбин на докритические параметры пара, которые определены отдельно для паровой коробки и фланца, позволяющие определять коэффициенты теплоотдачи от пара к металлу при конвективном теплообмене в стопорных клапанах как ранее спроектированных, так и вновь проектируемых турбин.

3. Выявлены особенности температурного и термонапряженного состояния исследуемых узлов, определены “опасные” зоны, характеризующиеся максимальными температурными напряжениями. В роторе ВД турбины Т-250/300-240 впервые подробно исследована зона выхода из промежуточного уплотнения, в которой обнаружены наибольшие градиенты температур при пусковых режимах.

4. Комплексный анализ термонапряженного состояния высокотемпературных узлов теплофикационных турбин Т-110/120-130 и Т-250/300-240 при наиболее опасном режиме – пуске из холодного состояния позволил выявить среди них “критические” элементы, величина температурных напряжений в которых ограничивает скорость пусков и ресурс эксплуатации. Для турбины Т-110/120-130 – это стопорный клапан и корпус ЦВД, для турбины Т-250/300-240 “критическими” являются РВД, РСД-1 и внутренний корпус ЦВД.

5. Установлено, что для рассматриваемых турбин, корпуса ЦВД являются “критическими” элементами. Анализ распределения и изменения в процессе пуска температурных полей и напряжений в них позволил объяснить причины трещинообразования,

выявить конструктивные недостатки, предложить решения, позволяющие снизить уровень температурных напряжений и исключить их из числа “критических”.

6. Получены используемые для эксплуатационного контроля зависимости между измеряемыми разностями температур металла в характерных точках корпуса СК турбины Т-110/120-130 и температурными напряжениями с учетом особенностей термонапряженного состояния в зоне паровпускного патрубка

7. Выявлено, что на различных этапах пуска в роторах ВД и СД-1 турбины Т-250/300-240 возникают напряжения, превышающие предел текучести, т. е. как ротор ВД, так и ротор СД-1 являются “критическими” элементами. Предложены режимные мероприятия, позволяющие снизить температурные напряжения в роторе ВД на начальном этапе пуска, что позволит оптимизировать пуск турбины только по термонапряженному состоянию ротора СД-1.

Основные положения диссертации опубликованы в **следующих работах:**

1. Ивановский А.А. Исследование термонапряженного состояния роторов теплофикационных турбин ЗАО УТЗ при различных типах парораспределения / А.А. Ивановский, В.Л. Похорилер // Научные труды VIII отчетной конференции молодых ученых; сб статей Екатеринбург: ГОУ УГТУ-УПИ, 2005. Ч 1. С.424-425.

2. Ивановский А.А. Применение дроссельного парораспределения для теплофикационных турбин ЗАО УТЗ / А.А. Ивановский, В.Л. Похорилер // Научные труды X отчетной конференции молодых ученых; сб. статей Екатеринбург: ГОУ УГТУ-УПИ, 2006. Ч 2 С 209-211.

3. Ивановский А.А. Определение условий теплообмена в стопорных клапанах турбин УТЗ с давлением свежего пара 12,8 МПа / А.А. Ивановский, В.Л. Похорилер // Труды РНКТ- IV. М.: Издательский дом МЭИ, 2006. С.66-68

4. Ивановский А.А. Определенис температурных напряжений в стопорных клапанах турбин УТЗ с давлением свежего пара 12,8 МПа / А.А. Ивановский, В.Л. Похорилер // Наука. Промышленность. Оборона: Труды VII Всероссийской научно – технической конференции Новосибирск: НГТУ, 2006. С.176-180.

5. Ивановский А.А. Исследование термонапряженного состояния роторов высокого и среднего давлений турбины Т-250/300-240 / А.А. Ивановский, В.Л. Похорилер // Наука и технологии Том 1. Труды XXVI Российской школы. – М . РАН, 2006. С. 261-268

6. Ивановский А.А. Исследование маневренных характеристик теплофикационных турбин / А.А. Ивановский, В.Л. Похорилер // Научные труды XI отчетной конференции молодых ученых, сб статей. Екатеринбург. ГОУ УГТУ-УПИ, 2007 Ч 3. С.78-81.

7. Ивановский А.А. Совершенствование конструкции корпуса ЦВД паровой турбины с целью повышения надежности маневренности / А.А. Ивановский, В.Л. Похорилер, В.Н. Голошумова // Наука и технологии Том 1. Труды XXVI Российской школы. – М.: РАН, 2007. С. 261-268

8. Ивановский А.А. Исследование термонапряженного состояния корпусов цилиндров высокого давления теплофикационных паровых турбин / А.А. Ивановский, В.Л. Похорилер, В.Н. Голошумова // Тяжелое машиностроение. 2007. №8 С.17-20.

9. Ивановский А.А. Определение условий теплообмена и температурных напряжений в стопорных клапанах турбин УТЗ с давлением свежего пара 12,8 МПа / А.А. Ивановский,

В.Л. Похорилер, А.Ю. Култышев // Труды XVI Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках». (21-22 мая, г. Санкт-Петербург). М.: Издательский дом МЭИ, 2007. Т. 2. С. 132-135

10. Валамин А.Е. Особенности конструкции турбины Т-53/67-8,0 для ПГУ-230 / А.Е. Валамин, Ю.А. Сахнин, А.А. Ивановский, В.Л. Похорилер, В.Н. Голошумова // Совершенствование теплотехнического оборудования ТЭС, внедрение систем сервисного обслуживания, диагностирования и ремонта: Мат. 5-ой межд. науч.-практ. конф. Екатеринбург: УГТУ-УПИ. 2008. С.57-66.

11. Ивановский А.А. Расчет термонапряженного состояния роторов высокого и среднего давления турбины Т-250/300-240 в зоне лабиринтовых уплотнений / А.А. Ивановский, В.Л. Похорилер, В.Н. Голошумова // Электрические станции. 2008. №1. С.32-37.

12. Ивановский А.А. Термонапряженное состояние корпуса паровой турбины / А.А. Ивановский, В.Л. Похорилер // Научные труды XII отчетной конференции молодых ученых; сб статей. Екатеринбург: ГОУ УГТУ-УПИ, 2007. Ч.3. С.414-416.

13. Похорилер В.Л. Исследование термонапряженного состояния высокотемпературных узлов паровых турбин ЗАО УТЗ / В.Л. Похорилер, А.А. Ивановский, В.Н. Голошумова // Совершенствование теплотехнического оборудования ТЭС, внедрение систем сервисного обслуживания, диагностирования и ремонта: Мат. 5-ой межд. науч.-практ. конф Екатеринбург: УГТУ-УПИ. 2008. С.114-120.

14. Баринберг Г.Д. Теплофикационная паровая турбина Т-53/67-8,0 для ПГУ-230 Минской ТЭЦ-3 / Г.Д. Баринберг, А.Е. Валамин, А.А. Гольдберг, А.А. Ивановский [и др.] // Теплоэнергетика. 2008. №8. С.13-24.

15. Голошумова В.Н. САЕ-технологии инженерного анализа при проектировании паровых турбин ЗАО «Уральский турбинный завод» / В.Н. Голошумова, В.В. Кортенко, В.Л. Похорилер, А.Ю. Култышев, А.А. Ивановский // Теплоэнергетика 2008. №8 С 48-50

Подписано в печать 23.09.2008

Формат 60x84 1/16

Бумага писчая

Плоская печать

Усл. печ. л 1,4

Уч -изд. л. 1,0

Тираж 120

Заказ 445

Редакционно-издательский отдел ГОУ ВПО УГТУ-УПИ

620002, Екатеринбург, ул. Мира, 19

Ризография НИЧ ГОУ ВПО УГТУ-УПИ

620002, Екатеринбург, ул. Мира, 19