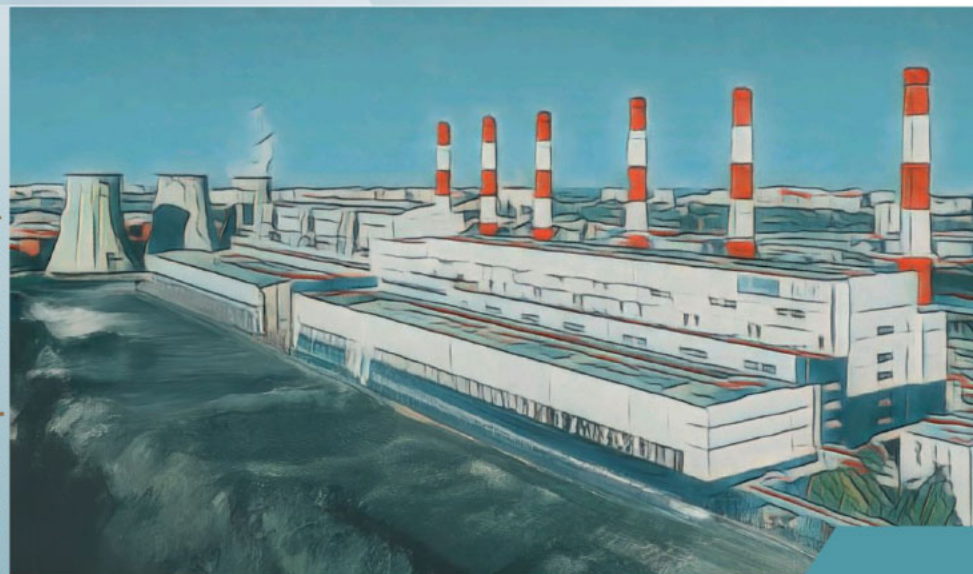




А. С. Алешина, В. Н. Голошумова, А. А. Ивановский, И. Ю. Кляйнок,
А. Ю. Култышев, М. Ю. Степанов, О. В. Шевченко



Специальные вопросы эксплуатации и режимы работы
энергоблоков тепловых электрических станций



Специальные вопросы эксплуатации
и режимы работы энергоблоков
тепловых электрических станций

ТУРБОСЕРВИС



Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО

Институт энергетики

Высшая школа энергетического машиностроения

Серия научно-технических изданий «Формула турбин»

СПЕЦИАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ И РЕЖИМЫ РАБОТЫ ЭНЕРГООБЛОКОВ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

Учебное пособие



ПОЛИТЕХ-ПРЕСС

Санкт-Петербургский
политехнический университет
Петра Великого

Санкт-Петербург
2025

ББК 31.37-5я73
С71

Специальные вопросы эксплуатации и режимы работы энергоблоков тепловых электрических станций : учебное пособие / А. С. Алешина [и др.]. – СПб. : ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2025. – 180 с. – (Серия научно-технических изданий «Формула турбин»).

ISBN 978-5-7422-8937-1

Рецензенты:

В. Е. Михайлов, д.т.н., профессор, генеральный директор ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова» (ОАО «НПО ЦКТИ»);

В. Г. Грибин, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Паровые и газовые турбины» ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»

Авторы:

А. С. Алешина, В. Н. Голошумова, А. А. Ивановский, И. Ю. Кляйнрок, А. Ю. Култышев, М. Ю. Степанов, О. В. Шевченко

В учебном пособии системным образом рассмотрены специальные вопросы эксплуатации и режимов работы энергоблоков тепловых электрических станций. Отдельное внимание уделено вопросам маневренности основного турбинного оборудования ТЭС и надежности его эксплуатации в переходных режимах с учетом особенностей процессов прогрева и остывания протекающих в элементах турбин и турбоустановок, обуславливающих возникновение дополнительных факторов, снижающих надежность оборудования.

К тому же в пособии отдельно раскрыты вопросы автоматизации пусковых режимов работы паровых турбин, особенности работы энергоблоков при комбинированной выработке тепловой и электрической энергии, а также диаграммы режимов паровых турбин.

В издании раскрыты вопросы модульных конструкций энергетического оборудования и сопровождение его жизненного цикла.

Структура книги позволяет ее использовать как основу курсов лекций по дисциплинам «Энергетические блоки» и «Эксплуатация и надежность энергетического оборудования тепловых электрических станций» для студентов и аспирантов энергомашиностроительных и энергетических специальностей.

Табл. 4. Ил. 34. Библиогр.: 141 назв.

Компьютерная верстка *А. Ю. Култышева*

Печатается по решению

Совета по издательской деятельности Ученого совета

Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

ISBN 978-5-7422-8937-1

© Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого, 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	4
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ.....	5
ВВЕДЕНИЕ.....	7
<i>Глава 1.</i> МАНЕВРЕННОСТЬ ЭНЕРГОБЛОКОВ.....	12
<i>Глава 2.</i> ПУСКОВАЯ СХЕМА ЭНЕРГОБЛОКА	21
<i>Глава 3.</i> НАДЕЖНОСТЬ ОБОРУДОВАНИЯ ЭНЕРГОБЛОКОВ В ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ.....	32
<i>Глава 4.</i> УСТАЛОСТЬ МЕТАЛЛА.....	39
<i>Глава 5.</i> ПОВЫШЕНИЕ МАНЕВРЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАРОВЫХ ТУРБИН ПРИ ОБЕСПЕЧЕНИИ НАДЕЖНОСТИ И ЭКОНОМИЧНОСТИ.....	44
<i>Глава 6.</i> ТЕПЛОВОЕ И ТЕРМОНАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ КРИТИЧЕСКИХ УЗЛОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН.....	67
<i>Глава 7.</i> АВТОМАТИЗАЦИЯ ПУСКОВЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН.....	89
<i>Глава 8.</i> СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ГАЗИФИКАЦИИ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА.....	114
<i>Глава 9.</i> КОМБИНИРОВАННАЯ ВЫРАБОТКА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ И ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ.....	129
<i>Глава 10.</i> МОДУЛЬНАЯ КОНСТРУКЦИЯ И ЖИЗНЕННЫЙ ЦИКЛ ЭНЕРГООБОРУДОВАНИЯ.....	148
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	166

ПРЕДИСЛОВИЕ

В данном учебном пособии системным образом подробно рассмотрены специальные вопросы эксплуатации и режимов работы энергоблоков тепловых электрических станций. Отдельное внимание уделено вопросам маневренности основного турбинного оборудования ТЭС и надежности его эксплуатации в переходных режимах с учетом особенностей процессов прогрева и остывания, протекающих в элементах турбин и турбоустановок, обуславливающих возникновение дополнительных факторов, снижающих надежность оборудования.

К тому же в пособии отдельно раскрыты вопросы автоматизации пусковых режимов работы паровых турбин, особенности работы энергоблоков при комбинированной выработке тепловой и электрической энергии, а также диаграммы режимов паровых турбин.

В издании раскрыты особенности энергоэффективных современных технологий газификации твердых топлив и представлены примеры электростанций, использующих такие технологии.

Дополнительно представлены специальные вопросы модульных конструкций энергетического оборудования и сопровождение жизненного цикла такого оборудования.

Следует также отметить, что структура книги позволяет ее использовать как основу курсов лекций по дисциплинам «Энергетические блоки» и «Эксплуатация и надежность энергетического оборудования тепловых электрических станций» для студентов и аспирантов энергомашиностроительных и энергетических специальностей.

Авторы

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

ЖЦИ – жизненный цикл изделия;

ЖЦ – жизненный цикл;

ВТИ – Всероссийский (ранее Всесоюзный) теплотехнический институт;

МЭИ – Московский энергетический институт;

УрФУ – Уральский федеральный университет;

ЛМЗ – Ленинградский турбинный завод;

КТЗ – Калужский турбинный завод;

НЗЛ – Невский завод имени Ленина;

ХТГЗ – Харьковский турбогенераторный завод;

ЦНИИКА – Центральный институт комплексной автоматизации;

НИОКР – научно-исследовательская опытно-конструкторская работа;

ДСЕ – детали и сборочные единицы;

ПГУ – парогазовая установка;

ПТУ – паротурбинная установка;

ГТУ – газотурбинная установка;

КУ – котел-утилизатор;

КПД – коэффициент полезного действия;

ТЭС – тепловая электрическая станция;

АЭС – атомная электрическая станция;

ГРЭС – государственная районная электрическая станция;

ТЭЦ – теплоэлектроцентраль;

ЦВД – цилиндр высокого давления;

ЦСД – цилиндр среднего давления;

ЦНД – цилиндр низкого давления;

ЦСНД – цилиндр средне-низкого давления;

РВД – ротор высокого давления;

РСД – ротор среднего давления;

РНД – ротор низкого давления;

ЧВД – часть высокого давления;

ЧСД – часть среднего давления;

- ЧНД** – часть низкого давления;
- КТПП** – конструкторско-технологическая подготовка производства;
- САПР** – система автоматизированного проектирования;
- НТД** – нормативно-техническая документация;
- ТИТЭС** – технологически изолированные территориальные электроэнергетические системы;
- ВИЭ** – возобновляемые источники энергии;
- ГАЭС** – гидроаккумулирующая электростанция;
- СЭС** – солнечная электростанция;
- ГЭС** – гидроэлектростанция;
- ЭЧСРиЗ** – электрогидравлическая часть системы регулирования и защиты;
- РКВД** – регулирующий клапан;
- СК** – стопорный клапан;
- БРОУ** – быстродействующая редукционно-охладительная установка;
- ВЦГ** – внутрицикловая газификация;
- ГВС** – горячее водоснабжение;
- РПК** – регулирующий питательный клапан;
- ПХС** – пуск из холодного состояния;
- НДС** – напряженно-деформированное состояние;
- ГПЗ** – главная паровая задвижка;
- ПКУ** – переднее концевое уплотнение;
- ПТН** – питательный насос с турбоприводом;
- СПП** – сепаратор пароперегреватель.

ВВЕДЕНИЕ

Постоянные изменения в условиях эксплуатации оборудования ТЭС в Российской Федерации обусловлены множеством факторов, связанных с перераспределением структуры генерирующих мощностей с использованием разного их типа, в том числе с ростом числа АЭС и ПГУ, изменения характера потребителей тепловой и электрической энергии, увеличением единичной мощности энергоблоков на сверхкритические параметры пара с одновременным выводом из эксплуатации физически и морально устаревшего оборудования малой и средней мощности на докритические параметры пара.

В соответствии с [1]: «Установленная мощность электростанций ЕЭС России и ТИТЭС на начало 2024 года составила 253 535,1 МВт, из них 29 649,0 МВт (11,69 %) – на атомных электростанциях, 52 839,9 МВт (20,84 %) – на гидравлических электростанциях, 166 356,4 МВт (65,61 %) – на тепловых электростанциях, 4689,8 МВт (1,85 %) – на электростанциях, функционирующих на базе возобновляемых источников энергии – солнечных и ветровых электростанциях (далее – ВИЭ-электростанции).

Производство электрической энергии ЕЭС России и ТИТЭС в 2023 году составило 1 149 983,6 млн кВт·ч, из них 217 696,7 млн кВт·ч (18,93 %) – на атомных электростанциях, 202 618,4 млн кВт·ч (17,62 %) – на гидравлических электростанциях, 720 662,1 млн кВт·ч (62,67 %) – на тепловых электростанциях, 9 006,4 млн кВт·ч (0,78 %) – на ВИЭ-электростанциях.

Потребление электрической энергии по ЕЭС России в 2023 году составило 1 121 724,6 млн кВт·ч, максимум потребления мощности составил 168 741 МВт. Потребление электрической энергии по ТИТЭС в 2023 году составило 15 879,3 млн кВт·ч, сумма собственных максимумов потребления мощности составила 2443 МВт.

Наиболее высокий объем прироста потребления электрической энергии в 2023 году к фактическим значениям предыдущего года показали предприятия обрабатывающих производств.

За период 2019 – 2023 годов потребление электрической энергии по ЕЭС России увеличилось на 66 165,6 млн кВт·ч, максимум потребления мощности

увеличился на 16864 МВт, установленная мощность электростанций увеличилась на 4921,7 МВт, производство электрической энергии увеличилось на 63 182 млн кВт·ч.

За период 2019 – 2023 годов потребление электрической энергии по ТИТЭС увеличилось на 1196,6 млн кВт·ч, сумма собственных максимумов потребления мощности увеличилась на 208 МВт, установленная мощность электростанций увеличилась на 367 МВт, производство электрической энергии увеличилось на 1196,6 млн кВт·ч.

Объем ввода в эксплуатацию генерирующих мощностей в ЕЭС России и ТИТЭС за период 2019 – 2023 годов составил 10447,1 МВт, объем вывода из эксплуатации генерирующих мощностей в указанный период составил 8588,3 МВт».

В соответствии с источником [2] установленная мощность электростанций ЕЭС России на 01.01.2024 составила 248 164,9 МВт, в том числе: АЭС – 29 543,0 МВт, ГЭС – 48 866,7 МВт, ГАЭС – 1355,9 МВт, ТЭС – 163 712,0 МВт, ВЭС – 2517,8 МВт, СЭС – 2169,6 МВт. Структура установленной мощности электростанций ЕЭС России (без учета ТИТЭС) на 01.01.2024 представлена на рис. В ниже.

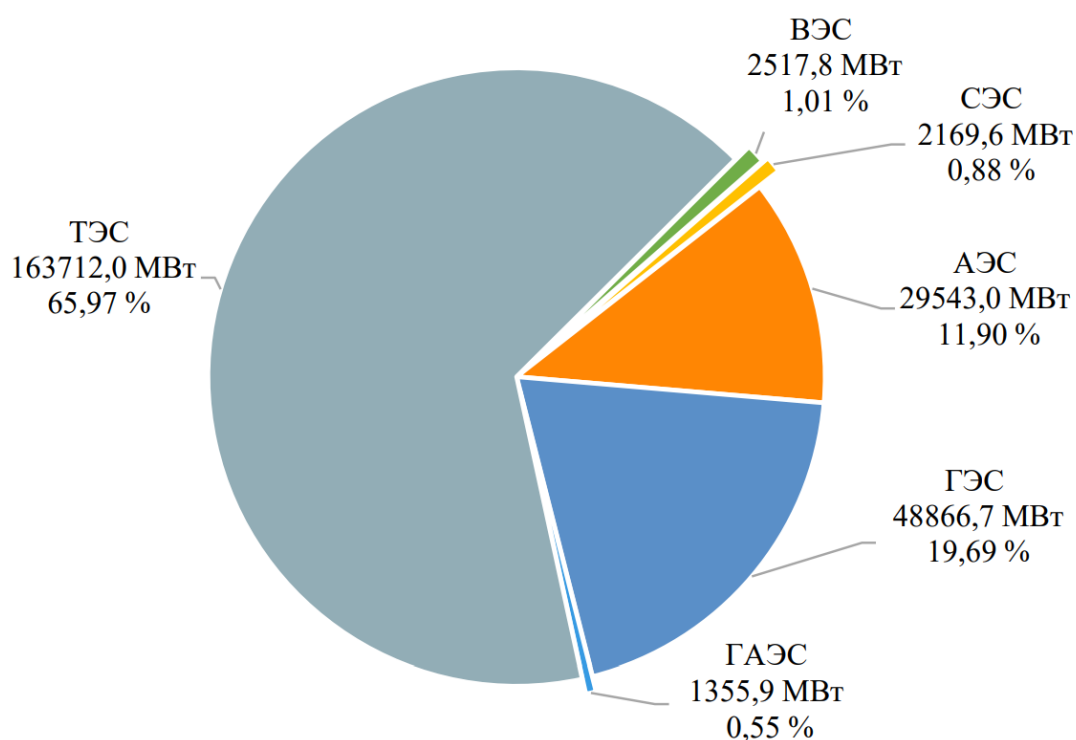


Рис. В. – Структура установленной мощности электростанций ЕЭС России (без учета ТИТЭС) по состоянию на 01.01.2024

Также в соответствии с источником [2]: «При прогнозируемом максимуме потребления и заданных объемах экспорта мощности потребность в мощности по ЕЭС России увеличится с 177 580 МВт в 2025 году до 190 394 МВт в 2030 году. В балансах мощности учтены следующие факторы снижения использования установленной мощности электростанций:

- ограничения установленной мощности действующих АЭС, ТЭС и ГЭС в период зимнего максимума потребления;

- неучастие в покрытии максимума потребления мощности генерирующего оборудования, введенного после прохождения максимума потребления мощности.

Ограничения установленной мощности на ТЭС связаны с техническим состоянием основного и вспомогательного оборудования, его конструктивными дефектами, несоответствием производительности отдельного оборудования (сооружений) его установленной мощности, износом оборудования, снижением или отсутствием тепловых нагрузок теплофикационных агрегатов (в основном на турбинах с противодавлением), экологическими ограничениями по условиям охраны воздушного и водного бассейнов и др. Ограничения установленной мощности ГЭС связаны с техническим состоянием оборудования и снижением располагаемого напора ниже расчетного из-за сезонной сработки водохранилища, незавершенностью строительных мероприятий отдельных ГЭС.

Величина мощности, не участвующая по причине названных выше факторов в балансе мощности на час прохождения максимума потребления по ЕЭС России, в прогнозном периоде изменяется в диапазоне 24 930,7 - 29 135,6 МВт (9,8-11,1 % от установленной мощности электростанций ЕЭС России)».

Также в соответствии с источником [1]: «Основным направлением развития атомных электростанций является строительство энергоблоков с реакторами нового типа ВВЭР-ТОИ для замены энергоблоков серии РБМК-1000 на Курской АЭС, строительство энергоблоков с реакторами типа ВВЭР-1200 для замены энергоблоков серии РБМК-1000 на Ленинградской АЭС, а также строительство инновационного энергоблока БРЕСТ-ОД-300 на

площадке опытно-демонстрационного энергоблока в г. Северске.

Основным направлением развития тепловых электростанций является проведение модернизации существующего генерирующего оборудования, в том числе с использованием паросилового цикла и газотурбинных установок большой мощности отечественного производства.

Объем вывода из эксплуатации генерирующего оборудования электростанций ЕЭС России и ТИТЭС (в том числе под замену новым оборудованием) в период 2025 – 2030 годов составит: атомные электростанции – 2036,0 МВт; тепловые электростанции – 3146,0 МВт; гидравлические электростанции и ВИЭ-электростанции – не планируется. Прогнозируемое снижение суммарной установленной мощности действующих в настоящее время электростанций ЕЭС России и ТИТЭС в связи с выводом из эксплуатации оборудования атомных и тепловых электростанций в период 2025 – 2030 годов составит 5182,0 МВт.

Объем вводов в эксплуатацию генерирующего оборудования электростанций в период 2025 – 2030 годов составит: атомные электростанции – 3850,0 МВт; тепловые электростанции – 7876,2 МВт (5354,2 МВт на газе, 2095,0 МВт на угле и 427,0 МВт на прочих видах топлива (твердые бытовые отходы, черный щелок), из них 2273,0 МВт – на конденсационных электростанциях и 5603,2 МВт – на теплоэлектроцентралях; гидравлические и гидроаккумулирующие электростанции – 1091,4 МВт; ВИЭ-электростанции – 4523,8 МВт.

Общий объем вводов в эксплуатацию генерирующего оборудования до 2030 года составит 17341,4 МВт. Увеличение установленной мощности, связанное с реконструкцией и модернизацией генерирующего оборудования, в период 2025 – 2030 годов составит 1001,5 МВт.

Суммарная установленная мощность электростанций ЕЭС России и ТИТЭС с учетом прогнозируемой динамики установленной мощности действующих электростанций и указанного объема вводов в эксплуатацию нового генерирующего оборудования к 2030 году составит 268 178,5 МВт, в том числе: по ЕЭС России – 262 812,9 МВт, по ТИТЭС – 5365,6 МВт.

С учетом указанных изменений структура установленной мощности ЕЭС России и ТИТЭС до 2030 года в целом сохранится при незначительном снижении доли тепловых электростанций (с 65,61 % в 2023 году до 64,72 % в 2030 году) и увеличении доли ВИЭ-электростанций (с 1,85 % в 2023 году до 3,68 % в 2030 году)».

Важнейшей задачей энергетики является решение вопросов надежного обеспечения переменной части графиков электрической нагрузки энергосистемы, а значит задача переходит в разряд энергомашиностроительной по разработке и сопровождению жизненного цикла энергетического оборудования, которое в полной мере будет соответствовать требованиям по покрытию графиков потребления электроэнергии. Важно удовлетворять таким оборудованием нормативным требованиям по скорости изменения нагрузок.

При эксплуатации турбоустановок должны быть обеспечены:

- надежность работы основного и вспомогательного оборудования;
- готовность принятия номинальных электрической и тепловой нагрузок и их изменения до технического минимума;
- нормативные показатели экономичности основного и вспомогательного оборудования турбоустановок и энергоблоков в целом.

Исходя из вышеуказанного, актуальными задачами энергетики и энергомашиностроения являются задачи повышения маневренности вводимых в эксплуатацию энергетических объектов на этапах их проектирования, разработки и пусконаладки оборудования, а также в рамках проведения реконструкции действующих энергетических объектов с модернизацией оборудования и совершенствования их пусковых схем.

ГЛАВА 1. МАНЕВРЕННОСТЬ ЭНЕРГОБЛОКОВ

Режим энергосистемы – процесс производства, преобразования, передачи и потребления электрической энергии в энергосистеме, характеризуемой его техническими параметрами и показателями, а также состоянием объектов генерации и потребления.

Установленная мощность – электрическая мощность, с которой энергетическое оборудование может длительно работать при номинальных параметрах и условиях в соответствии с эксплуатационной документацией.

Технический минимум мощности – нижний предел активной мощности энергетического оборудования, допускающий длительную его эксплуатацию, и устанавливается заводом-изготовителем в процессе производства или пусконаладки, для достижения которого допускается изменение состава работающего вспомогательного оборудования. Другими словами, технический минимум – это минимальная длительно допустимая нагрузка, которую энергоблок (турбина, котел) может нести неограниченное время без риска повреждения оборудования.

Под маневренностью энергетического оборудования понимают способность обеспечить за минимальное время переход к новому уровню нагрузки и эффективно работать в переменных, переходных (в частности, остановочно-пусковых) и аварийных режимах. Характеристики маневренности должны обеспечить надежную работу энергосистемы в нормальных условиях, характеризуемых регулярными изменениями нагрузки, обусловленными неравномерностью суточного и недельного ее графиков, а также предотвращение и успешную ликвидацию аварийных ситуаций. Первая группа характеристик определяет характеристики режимного регулирования, а вторая группа – характеристики аварийного регулирования.

Маневренность энергоблока определяет совокупность следующих его характеристик:

- диапазон допустимых нагрузок;
- регулировочный диапазон нагрузок;
- скорость набора и изменения нагрузки в пределах регулировочного диапазона; остановочно-пусковые характеристики блока (время пуска из

различных исходных тепловых состояний; скорость нагружения; экономичность);

- расход топлива и электроэнергии на останов и пуск; надежность работы при пусках и остановах;

- влияние остановок и пусков на долговечность оборудования;

- приемистость, то есть способность быстрого перехода к новому уровню нагрузки, что определяет эффективность участия энергоблоков в регулировании частоты в энергосистеме (первичном и вторичном), перетоков мощности по межсистемным связям, в ликвидации аварийных ситуаций;

- мобильность, то есть способность быстрой (в течение нескольких секунд) реализации своего вращающегося резерва;

- способность к кратковременной перегрузке и выдаче дополнительной пиковой мощности;

- допустимая длительность работы блока на холостом ходу и на нагрузке собственных электрических нужд;

- экономичность и надежность работы оборудования в широком диапазоне нагрузок.

Определение некоторых из перечисленных характеристик и предъявляемые к ним требования приведены ниже.

Под диапазоном допустимых нагрузок энергооборудования понимается интервал от минимальной длительно допустимой нагрузки этого оборудования до номинальной. В пределах диапазона допустимых нагрузок возможно изменение состава работающего вспомогательного оборудования и отключение отдельных автоматических регуляторов.

Регулировочный диапазон нагрузок ТЭС и ее оборудования (энергоблока) – такой интервал, внутри которого мощность ТЭС может изменяться автоматически без изменения состава основного и вспомогательного оборудования и горелочных устройств. Регулировочный диапазон, как правило, уже и есть диапазон допустимых нагрузок, так как в последнем случае (например, отключение одного из работающих питательных насосов, дымососов, дутьевых вентиляторов), изменения в схеме энергоблока (например, перевод питания паром питательного турбонасоса или деаэратора

на посторонний источник – коллектор собственных нужд), изменение состава горелочных устройств (например, отключение и включение части горелок, переход на «растопочное» топливо, включение мазутных форсунок при сжигании угля для повышения устойчивости топливного процесса при пониженных нагрузках).

Диапазон допустимых нагрузок и регулировочный диапазон энергоблока зависит от типа котла (барабанный или прямоточный), вида сжигаемого топлива (газ, мазут, уголь антрацит сорта АШ (антрацит штыб), каменный или бурый уголь), его характеристик, способа удаления шлака (сухое или жидкое шлакоудаление), особенностей схемы энергоблока (моно- или дубль-блок, количество питательных турбонасосов, схема их питания и др.). Перечисленные факторы влияют, в основном, на минимальную нагрузку блока или на нижний предел регулировочного диапазона.

КИУМ – коэффициент использования установленной мощности, применяемый для характеристики использования установленной мощности и рассчитываемый как отношение фактически выработанной на электростанции энергии за исследуемый период времени к энергии, которая могла бы быть выработана при работе в этот период времени с установленной мощностью.

Необходимо отметить, что низкий КИУМ у ТЭС в России (~ 45%) по сравнению с АЭС (~ 80%) объясняется активным использованием ТЭС для изменения нагрузки в соответствии с уровнем потребления и профицитом установленной мощности в некоторых энергосистемах.

Стационарные режимы – режимы работы энергетического оборудования, при которых его нагрузка постоянна, а параметры, определяющие его режим работы, не меняются в течение длительного периода времени.

Переходные режимы – режимы работы энергетического оборудования, при которых его нагрузка (мощность/производительность) изменяется, или происходит процесс изменения его параметров, определяющих условия эксплуатации.

Переменные режимы – режимы работы энергетического оборудования с установившимися нагрузками, отличающимися от расчетной. При стационарных переменных режимах одни параметры могут иметь номинальные значения, другие – отличаться от номинальных.

Аварийные режимы – режимы энергетического оборудования, которые характеризуются его параметрами, выходящими за допустимые пределы, определяемые в соответствии с обязательными требованиями НТД.

Требования к характеристикам энергетических блоков повышаются вслед за развитием энергетики и энергомашиностроения. Следует обозначить современные требования к пусковым характеристикам энергетического блока, обеспечивающим надежную безаварийную эксплуатацию.

В соответствии с [3] конструкция энергоблоков должна обеспечивать возможность остановов на нерабочие дни (24-55 часов) и до следующих пусков из неостывшего состояния без расхолаживания оборудования с длительностью полного нагружения от момента включения турбогенератора в сеть: для блоков мощностью менее 500 МВт – 60 минут, 500 МВт и выше – 80 мин. Время от розжига горелок до включения генератора в сеть не должно превышать 60 и 80 минут, соответственно; для блоков с котлами докритического и сверхкритического давлений (в том числе до толчка ротора турбины – 45 и 65 минут, соответственно). Конструкция блоков должна обеспечивать возможность останова на срок до 8 часов без расхолаживания их элементов, с длительностью полного нагружения при последующем пуске из горячего состояния 45 минут. Время от розжига горелок до включения генератора в сеть не должно превышать 40 минут (в том числе до толчка турбины – 30 минут).

Оборудование блоков должно быть рассчитано на общее количество остановов-пусков за весь срок службы не менее 100 из холодного состояния, 1900 из неостывшего состояния и 8000 из горячего состояния.

Компоновка и конструкция паропроводов свежего пара и промперегрева, задвижек, стопорных клапанов, перепускных труб и тепловая

изоляция должны исключить необходимость предварительного прогрева перед толчком турбины при пусках блока после простоя до двух суток. Конструкция и материалы тепловой изоляции должны обеспечить стабильность характеристик остывания высокотемпературных деталей турбины и паропроводов в течение всего межремонтного периода.

Нижний предел регулировочного диапазона нагрузок блоков, то есть интервала нагрузок, внутри которого мощность может изменяться автоматически без изменения состава вспомогательного оборудования и горелочных устройств, должен составлять: 20-30% номинальной – для блоков с газомазутными котлами; 30% номинальной – для блоков со сланцевыми котлами; 60-65% номинальной – для блоков с пылеугольными котлами при сухом удалении шлака (на влажных бурых углях – 60-70%).

Оборудование блоков должно быть рассчитано на 10 тысяч циклов разгрузок и нагружений в пределах регулировочного диапазона. При этом допускается средняя скорость изменения нагрузки блоков с прямоточными котлами на скользящем давлении – 6% и в зоне номинального давления – 3%, блоков с барабанными котлами – 4% номинальной мощности в минуту при номинальном давлении свежего пара.

В установившемся режиме для блоков с барабанными котлами в диапазоне нагрузок от 100 до 60% номинальной температура свежего пара должна сохраняться на номинальном уровне; ниже 60% допускается снижение температуры свежего пара на величину, линейно зависящую от нагрузки, но не более чем на 25°C при 30% номинальной нагрузке, а при совместном сжигании основного и растопочного топлива – не более, чем на 35°C. Для блоков с прямоточными котлами температура свежего пара должна поддерживаться на номинальном уровне во всем регулировочном диапазоне нагрузок. При этом для блоков всех типов должен быть обеспечен необходимый запас на регулирование динамических отклонений температуры свежего пара.

Для всех типов блоков температура пара промежуточного перегрева в диапазоне нагрузок от 100 до 70% номинальной при установившемся режиме должна сохраняться на номинальном уровне. На более низкой нагрузке

допускается снижение температуры пара промперегрева на величину, линейно зависящую от нагрузки: в диапазоне нагрузок от 70% номинальной до 50% – не более, чем на 15°C; в диапазоне нагрузок от 50% номинальной до 30% – не более, чем на 20°C.

Сбросы и набросы нагрузки

Энергоблоки должны допускать сброс мощности с любого значения исходной нагрузки до нижнего предела регулировочного диапазона при подаче сигнала от регулятора частоты вращения и внешних схем управления со скоростью, определяемой быстродействием регулирования турбины на сброс нагрузки. Длительность работы блока с новым значением мощности не должна ограничиваться. Расчетное число режимов за общий срок службы должно составлять не менее 120.

Энергоблоки должны допускать сброс мощности с любого значения вплоть до нуля со скоростью, определяемой быстродействием системы регулирования турбин. При этом должна допускаться работа с полностью закрытыми клапанами в течение до 1,5 секунд при условии восстановления нагрузки до исходной или любой другой величины в пределах регулировочного диапазона со скоростью, определяемой только быстродействием регулирования турбины на наброс нагрузки, но не менее 20% номинальной мощности в секунду. После восстановления нагрузки длительность работы блока с новым значением мощности в пределах регулировочного диапазона не должна ограничиваться. Расчетное число режимов за общий срок службы должно составлять не менее 200.

К оборудованию блока может быть предъявлено требование допускать после сброса нагрузки работу на нагрузке собственных нужд длительностью до 40 минут, а на холостом ходу – до 15 минут. После полного сброса мощности блока под воздействием противоаварийной автоматики должна допускаться работа в моторном режиме в течение 3-х минут. Расчетное число сбросов нагрузок за общий срок службы должно составлять не менее 200.

Для исключения аварийного дефицита мощности в энергосистеме или при перегрузке линии электропередачи блоки в пределах регулировочного диапазона при исходном номинальном давлении должны допускать наброс

нагрузки не менее 20% номинальной, вплоть до верхнего предела регулировочного диапазона, со скоростью, определяемой максимальным быстродействием системы регулирования. При этом изменение мощности турбоустановки без дополнительного переоткрытия регулирующих клапанов турбины при исходном номинальном давлении должно составлять за 1 секунд не менее 25% соответствующего статического возмущения клапанами, а за 5 секунд – не менее 55%. Вследствие одновременного воздействия на котел дальнейший процесс изменения мощности должен протекать с максимальной допустимой скоростью, определяемой динамическими свойствами котла. Длительность работы блока с новым значением мощности не должна ограничиваться. При указанных режимах нагружения для увеличения приемистости допускается переоткрытие регулирующих клапанов турбины. Расчетное число режимов за общий срок службы должно составлять не менее 400.

В соответствии с [3] энергоблоки при установившемся режиме или плановом изменении нагрузки в регулировочном диапазоне должны допускать неограниченное число отклонений мощности на $\pm 7\%$ номинальной со скоростью, определяемой быстродействием регулирования турбины при любом виде воздействия с целью обеспечения регулирования частоты и перетоков мощности по линиям электропередачи.

Энергоблоки должны допускать работу в аварийных режимах со следующими частотами вращения роторов турбогенераторов при нагрузках в пределах регулировочного диапазона:

- $50,5 - 51,0 \text{ с}^{-1}$ – однократно продолжительностью не менее 3 минут и не более 500 минут за весь срок службы;

- $49,0 - 48,0 \text{ с}^{-1}$ – однократно продолжительностью не менее 5 минут и не более 750 минут за весь срок службы;

- $48,0 - 47,0 \text{ с}^{-1}$ – однократно продолжительностью не менее 1 минуты и не более 180 минут за весь срок службы;

- $47,0 - 46,0 \text{ с}^{-1}$ – однократно продолжительностью не менее 10 секунд и не более 30 минут за весь срок службы.

Энергоблоки должны выполняться по моноблочной схеме.

Применение дубль-блоков может допускаться лишь при специальном обосновании.

Автоматическое регулирование и оперативный контроль

Энергоблоки должны быть оснащены средствами контроля и управления, обеспечивающими: автоматическое регулирование частоты и мощности в нормальных и аварийных режимах; автоматизацию основных процессов непрерывного и дискретного управления при пусках из горячего и неостывшего состояний; включение турбогенератора в сеть методом точной автоматической синхронизации; автоматизацию контроля и ведения водно-химического режима. При автоматическом регулировании точность поддержания технологических параметров в установившихся режимах и показатели качества регулирования переходных процессов при номинальной нагрузке должны соответствовать [4] и согласованным материалам по системам управления мощностью блоков с прямоточными и барабанными котлами. При изменениях нагрузки блоков со скоростями и в пределах, соответствующих техническим требованиям, системы автоматического управления должны обеспечивать качество регулирования, при котором не требуется вмешательство персонала, и отклонения технологических параметров не приводят к срабатыванию технологических защит и блокировок, действующих на останов оборудования.

Энергоблоки должны быть оснащены информационно-вычислительными системами, в число обязательных функций которых должны входить: диагностический контроль состояния основного оборудования с видеографическим оперативным представлением результатов; оперативное представление информации о ходе автоматизированных пусков; автоматическая регистрация данных о параметрах работы и показателях состояния оборудования при переходных режимах; статистическое накопление информации о режимах работы и отклонениях показателей состояния оборудования; расчет накопления поврежденности металла.

Технические проекты новых типов котлов и турбин должны иметь раздел контролепригодности и расчетные обоснования характеристик маневренности, соответствующих техническим требованиям.

Организация, проектирующая блок в целом, должна определить его экономичность при мощностях 100, 70% и минимально допускаемой длительной мощности на номинальном и (для пониженных нагрузок) на скользящем давлении, основываясь на данных технических условий заводоизготовителей оборудования.

Снижение экономичности полупикового блока к концу межремонтного периода, а также общий объем ремонтных работ должны быть не больше, чем для базового блока аналогичной мощности. При расчете указанных показателей допускается принимать равномерное распределение по годам всех режимов, предусмотренных техническими требованиями.

Контрольные вопросы к главе 1

1. Дайте определение термину «технический минимум мощности».
2. Поясните термины «переменные режимы» и «переходные режимы».
3. Что означает термин «регулируемый диапазон нагрузок»?
4. С какими частотами вращения роторов турбогенераторов энергоблока должны допускать работу в аварийных режимах?
5. Что такое «КИУМ»?

ГЛАВА 2. ПУСКОВАЯ СХЕМА ЭНЕРГОБЛОКА

Пуск энергоблока – это процесс ввода в работу энергоблока, включающий в себя операции по пуску котла, турбины и вспомогательного оборудования. К ним относятся розжиг котла, прогрев трубопроводов, толчок турбины, набор ее оборотов, включение генератора в сеть и синхронизация с сетью, набор нагрузки и выход на номинальные параметры.

Пусковые операции сопровождаются переходными процессами в элементах оборудования, а также изменением параметров (давления, температуры, агрегатного состояния рабочей среды), приводящие к механическим и температурным напряжениям в этих элементах.

Температурные напряжения в металле могут суммироваться с напряжениями от внутреннего давления рабочей среды, что может приводить к достижению уровня напряжений, превышающих пределы длительной прочности материалов. Неравномерность прогрева элементов оборудования энергоблока может привести к возникновению деформаций и, как следствие, к короблению и разгерметизации корпусных элементов по фланцам или вальцовке, а также к трещинообразованию. В связи с этим все пусковые операции из различных тепловых состояний жестко регламентированы с учетом классификации пусковых режимов.

Пусковые режимы принято **классифицировать по принципу технологических связей** основного оборудования энергоблоков электростанции:

- блочный пуск;
- дубль-блочный пуск;
- неблочный пуск.

Блочный пуск – это одновременный (совмещенный) пуск котельного агрегата, турбины и их вспомогательного оборудования, выделенных в отдельную технологическую схему.

При блочном пуске повышение параметров рабочей среды и прогрев оборудования происходят параллельно. Пар, проходя последовательно технологические звенья, прогревает их одновременно с постепенным ростом параметров (давление и температура).

Этапы блочного пуска:

- подготовка к пуску;
- растопка котла и повышение параметров пара до значений, необходимых для пуска турбины;
- страгивание роторов турбоагрегата впуском пара, повышение частоты их вращения до номинальной, синхронизация и включение генератора в электрическую сеть;
- нагружение, то есть повышение мощности блока до номинального или заданного значения.

Содержание и приемы выполнения пусковых операций, а также длительность этапов зависят от типа и теплового состояния оборудования, характеристик пусковой схемы.

Дубль-блочный пуск – представляет собой, чаще всего, блочный пуск одного из котлов и турбины с их вспомогательным оборудованием и последующим подключением второго котла. И это связано с тем, что одновременное выполнение пусковых операций на двух котлах требует их синхронизации по времени и по параметрам пара, что значительно усложняет процесс пуска и может привести к аварийным ситуациям.

Неблочный пуск – это отдельный пуск котла и турбины, используемый на электростанциях с поперечными связями. Поэтому отдельно рассматривается пуск котла и турбины:

- пуск котельного агрегата и его вспомогательного оборудования, на общестанционную магистраль;
- пуск турбины и ее вспомогательного оборудования, от общестанционной магистрали.

При этом на электростанциях с поперечными связями возможен блочный пуск оборудования, при выделении котла, турбины и их вспомогательного оборудования в отдельную технологическую схему, обеспечивающую блочный принцип работы.

Пуски также **классифицируют по исходному температурному состоянию частей** турбины перед началом рассматриваемого пуска:

- пуски из холодного состояния, когда температура наиболее нагретой части (для паровых турбин) не превышает 150 °С, что приблизительно соответствует простою около 4 суток;

- пуски из неостывшего состояния, когда температурное состояние наиболее нагретой части находится в диапазоне от 150 до 400 °С;

- пуски из горячего состояния, когда температура наиболее нагретой части выше 400 °С, что соответствует простою около 6-12 часов.

При этом следует учесть, что котел остывает гораздо быстрее турбины, это связано с тем, что поверхности нагрева котла открыты, к ним может поступать воздух, несмотря на закрытие шиберов дымососа, под действием самотяги дымовой трубы всегда обеспечивается расход воздуха.

Наряду с котлом, более быстрыми темпами чем турбина, остывают паропроводы промперегрева и острого пара. В результате при пусках требуется дополнительное время и затраты топлива на их прогрев.

Продолжительность пусковых операций зависит от температуры корпусов цилиндров перед пуском, которая, в свою очередь, определяется тем, сколько времени прошло после останова турбины [5].

Например, в технических условиях на турбины производства УТЗ и в инструкциях по эксплуатации указывается время пуска турбины в зависимости от времени простоя, ориентированное на определенные условия останова (момент прекращения подачи пара в турбину, начальные параметры пара, давление в конденсаторе) и качество изоляции. Если условия останова и качество изоляции не соответствуют предусмотренным заводом, то температура цилиндра при том же времени простоя будет другой [5]. На заводских графиках пуска определяющим параметром является именно температура цилиндра, а не указанное для справки время простоя турбины.

Прогрев крупных деталей турбин (цилиндров, роторов) должен происходить равномерно, обеспечивая допустимые разности температур в близких точках и по периметру определенных сечений. Несоблюдение этого требования приводит как к появлению недопустимых напряжений в металле, так и к взаимному смещению и деформации деталей, при которых зазоры

между вращающимися (подвижными) и неподвижными деталями могут оказаться «выбранными», и эти детали начнут задевать друг за друга.

В зависимости от разности температур вызванная термическими напряжениями деформация может быть, как упругой, так и остаточной. В первом случае при выравнивании температур деформация исчезает, во втором – для исправления деталей и восстановления требуемых размеров необходим специальный ремонт.

Известно, что при сопоставимых условиях обтекания, коэффициент теплоотдачи от воды к металлу во много раз выше, чем от перегретого пара к металлу. Наибольшие значения коэффициенты теплоотдачи имеют при конденсации пара на какой-либо поверхности. Поэтому нагрев деталей турбин и паропроводов происходит интенсивно до тех пор, пока температура поверхностей их стенок ниже температуры насыщения при имеющемся давлении. После того, как температура стенок достигнет температуры насыщения при данном давлении пара, и конденсация прекратится, дальнейший нагрев деталей идет значительно медленнее, даже если пар перегрет и имеет достаточно высокую температуру. В этот период скорость прогрева металла в основном определяется расходом пара, омывающего поверхность. Естественно, имеет значение и температура пара.

Сформулированное выше положение о влиянии образующейся на поверхности металла влаги на интенсивность теплообмена особенно важно иметь в виду, когда происходит не нагрев, а охлаждение деталей. В этом случае попавшие на горячие поверхности вода или влажный насыщенный пар резко их охлаждают, что нередко приводит к короблению деталей и образованию трещин. Практически всегда попадание в турбину воды – случай, чреватый аварией; чаще всего он возникает при подключении к турбине холодных, тупиковых трубопроводов, где вода накопилась вследствие конденсации пара и не была удалена через дренажи до момента подключения трубопровода. Попадание воды в работающую турбину опасно как из-за указанных выше последствий быстрого охлаждения, так и из-за перегрузки и повреждения деталей проточной части при возможном в этой ситуации гидравлическом ударе.

Охлаждение деталей имеет место также в ходе нормального останова турбины или ее разгрузки. К процессам охлаждения, происходящим на этих режимах, применимы все те соображения о температурных напряжениях, которые приводились выше при рассмотрении прогрева турбины во время ее пуска.

Для исключения недопустимых температурных напряжений в металле скорость прогрева корпусных деталей турбин не должна превышать при нагреве:

- от 50 до 300 °С – 3,5 °С/мин;
- от 300 до 400 °С – 2,5 °С/мин;
- от 400 °С и выше – 1,5 °С/мин.

Прогрев паропроводов с толщиной стенки до 30 мм может вестись со скоростью до 10 °С в минуту.

Если на остановленной турбине разность температуры верха и низа цилиндра превысит предельно допустимое значение, то пуск турбины производить нельзя до тех пор, пока эта разность не станет допустимой. Как правило, увеличение разности температур верха и низа цилиндра при остановленной турбине свидетельствует о плохом качестве изоляции (местном отставании), что при современных способах ее нанесения (например, напылением) встречается редко. Разность температуры может появиться также вследствие скопления влаги в цилиндре из-за плохого дренирования или наличия неконтролируемых протечек пара.

Для исключения захолаживания цилиндра при пусках из горячего состояния нельзя допускать снижения температуры свежего пара. В любом случае она должна быть на 80...100 °С выше температуры металла (но не выше номинальной). Следует также перед пуском хорошо прогреть трубопровод, стопорный клапан и перепускные трубы, так как они остывают быстрее более массивных цилиндров, и пар, проходя через них, до окончания прогрева будет иметь температуру ниже наиболее горячих элементов в цилиндрах.

Одним из нежелательных последствий неравномерного разогрева цилиндров турбины является появление повышенной вибрации роторов. Непосредственных причин ее появления несколько. Среди них следует

отметить нерасчетное положение корпусов подшипников и несимметричное тепловое расширение цилиндров, при котором может даже произойти заклинивание в направляющих шпонках, препятствующее свободному расширению цилиндров. При тепловом перемещении турбины вследствие трения между опорными поверхностями турбины и фундамента происходят закручивание и изгиб его элементов (ригелей). В случае повышенного трения и недостаточной жесткости фундамента деформация его элементов может оказаться значительной, вызвать повышенную вибрацию и ухудшить условия работы подшипников.

Невозможность свободного теплового расширения и сопровождающая его повышенная вибрация иногда появляются и при нормальном прогреве турбин, когда какие-либо детали цилиндров или присоединенных к ним труб начинают упираться в неподвижные элементы конструкции. В некоторых случаях непредусмотренный подъем корпусов подшипников, и повышенная вибрация бывают связаны с разогревом не самой турбины, а отдельных частей ее фундамента проходящими около него горячими трубами (такое же явление возможно и при местном охлаждении части фундамента).

При пусках турбины следует обратить внимание на недопустимость повышенной вибрации при частоте вращения ротора менее 1500 об/мин. Большая вибрация свидетельствует о наличии в турбине каких-либо дефектов или существенных нарушений в пусковых операциях, которые при номинальной частоте вращения валопровода могут привести к появлению вибрации совершенно недопустимой величины.

При подаче горячего пара в холодную турбину омываемые со всех сторон паром роторы прогреваются быстрее, чем корпуса цилиндров. Поэтому в период пуска турбины, как правило, происходит относительное удлинение роторов, тепловое расширение которых оказывается больше, чем расширение цилиндров. Из-за удлинения роторов зазоры в проточной части турбины и уплотнениях изменяются: с одной стороны дисков, рабочих лопаток и уплотнительных гребней они увеличиваются, а с другой – уменьшаются.

Фактическое изменение зазоров во всех точках проточной части или соответствующее относительное удлинение ротора в них измерить сложно,

поэтому замер производится на конце каждого ротора. Допустимая величина относительного удлинения (или укорочения) определяется по минимальному зазору, который должен сохраниться даже при самом «неблагоприятном» взаимном расположении элементов ротора и статора.

При пусках турбин очень часто относительное удлинение роторов становится лимитирующим фактором по скорости набора нагрузки.

В табл. 2.1 приведены предельные значения некоторых параметров, на которые при пусках и эксплуатации турбин необходимо обращать внимание в первую очередь.

Табл. 2.1. – Предельные значения эксплуатационных параметров турбин

Параметр	Тип турбины				
	T-250/300-240	T-185/220-130	T-110/120-130	ПТ-140/165-130	P-102-130
Среднеквадратическая виброскорость корпусов подшипников, мм/с	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
Осевой сдвиг, мм	±1,2	±1,2	±1,2	±1,2	±1,2
Относительное удлинение (+), укорочение (-):					
РВД	+4,5 - 1,8	+3,5 -1,5	+3,0 -1,2	+4,5 -1,5	+3,5 -1,5
РСД (РСД-I)	+3,5 - 2,5	+3,5 -2,5	+3,0 -1,2	— —	— —
РСД-II	+4,0 - 4,5	— —	— —	— —	— —
РНД	+6,0 - 5,5	+6,0 -5,5	+4,0 -4,0	+4,0 -4,0	— —
Разность температур фланцев и средней температуры верха и низа ЦВД, °С	- 50 ¹ +80 ¹	±20	±20	±20	±20
Разность температуры верха и низа в зоне паровпуска, °С	50	40	40	40	40
Разность температуры фланцев и шпилек, °С	- 20 ² +55 ²	+20 ³	—	+20 ³	+20 ³
Разность температуры по ширине фланца корпуса стопорного клапана, °С	50 ⁴	80	80	80	80
Давление в камере регулирующей ступени, МПа	18,7	9,8	8,8	9,8	9,8

¹ Замеряется разность температур по ширине фланцев ЦВД и ЦСД.

² Замеряется разность температур шпильки и фланца ЦВД и ЦСД вблизи его внутренней поверхности.

³ При выполнении схемы обогрева с коробами.

⁴ Между входным патрубком и стенкой корпуса в верхней его части.

Тепловые деформации имеют некоторую инерцию, поэтому если относительные расширения роторов приблизятся к указанным в инструкциях по эксплуатации турбин предельным значениям, необходимо сделать выдержку и дожидаться, когда относительное расширение ротора окажется в допустимых пределах, и только после этого продолжать переход на новый режим. Если, несмотря на выдержку, относительное расширение роторов не приходит в допустимые пределы, следует произвести «противоположное» изменение режима (если турбина нагружалась, ее следует несколько разгрузить, и наоборот). Воздействие на относительное расширение роторов можно производить также включением системы обогрева фланцевого соединения и включением/выключением подачи горячего пара на уплотнения.

Для обеспечения пусковых операций в технологической схеме станции предусматриваются технологические пусковые схемы, обеспечивающие возможность прогрева и достижения необходимых параметров в каждом основном агрегате на всех этапах пуска.

Под **пусковой схемой** энергоблока понимают совокупность систем трубопроводов и арматуры, используемых при пусках, остановках и сбросах нагрузки энергоблока [6]. Иначе говоря, пусковая схема – элементы и системы блока, включенные в водопаровой тракт блока в перечисленных выше режимах. Пусковая схема блока должна обеспечивать следующие требования к ней:

- надежный совмещенный пуск котла и турбины на скользящих параметрах пара и при переменном его расходе;
- надежность пуска блока при любых исходных тепловых состояниях котла, турбины, главных паропроводов и любых комбинациях этих состояний;
- минимальные затраты времени, топлива и электроэнергии на пуски и остановки, а также минимальные потери пара и конденсата в этих режимах;
- максимальное упрощение и унификация технических операций при пусках, что является необходимым условием автоматизации пусковых режимов;
- возможность заполнения котла водой и регулирования малых расходов питательной воды при ограниченном перепаде давления на РПК при пусках и

остановах;

- возможность пуска одного котла в схеме дубль-блока при нахождении второго котла в ремонте с учетом обеспечения мер безопасности для работающего ремонтного персонала, а также автономный пуск или остановку одного из котлов при работе турбины в блоке со вторым котлом;

- плановые и аварийные режимы остановки энергоблока, включая плановые остановки с выводом в резерв, аварийные остановки со срывом вакуума, плановые и аварийные остановки с ускоренным расхолаживанием котла, турбины и главных паропроводов;

- вывод загрязнений и продуктов коррозии из пароводяного тракта и поддержание нормального водного режима энергоблока (включая пусковую деаэрацию) при пусках и остановках;

- устойчивую и экономичную работу в стационарных режимах с частичными нагрузками, в том числе при регулировании нагрузки турбины методом скользящего давления;

- надежную и устойчивую работу энергоблока при частичных и полных сбросах нагрузки, в том числе при переводе турбогенератора в режим холостого хода;

- достаточно длительное (в соответствии с требованиями к характеристикам маневренности) удержание нагрузки электрических собственных нужд энергоблока при отключении внешних потребителей электроэнергии.

Следует остановиться на основных системах пусковой схемы.

Реализация перечисленных выше требований определяет выделение в структуре пусковой схемы энергоблока ряда основных систем, которые могут быть разделены на две группы. В первую группу входят «штатные» системы, то есть те системы, которые используются и при нормальной работе блока (исключая основное оборудование: котел, турбина, конденсатор, генератор). Во вторую группу входят системы, которые предназначены только для пуска, остановки, сбросов-набросов нагрузки.

В первую группу систем пусковой схемы блока входят:

- конденсатный тракт низкого давления (от конденсатора до деаэратора);

- питательно-деаэрационная установка;
- питательный тракт блока;
- паропроводы свежего пара;
- паропроводы тракта промежуточного перегрева пара (холодного промперегрева и горячего промперегрева).

Во вторую группу систем пусковой схемы энергоблока входят:

- пусковой узел прямоточного котла. Он обеспечивает поддержание номинального давления среды в испарительных поверхностях котла и переменного (скользящего) давления пара в перегревательном тракте котла и перед турбиной, а также обеспечивает возможность работы котла с паропроизводительностью, меньшей 30% номинального, при минимальном расходе воды через испарительные поверхности, равном 30% номинального;
- система байпасирования турбины обеспечивает сброс в конденсатор пара, вырабатываемого котлом и не потребляемого турбиной вследствие того, что параметры этого пара не соответствуют режиму прогрева турбины или его расход избыточен;
- система прогрева и обеспариваний тракта промперегрева. Она обеспечивает предварительный (то есть осуществляемый до начала разворота турбины) прогрев тракта промперегрева, то есть повышение температуры пара горячего промежуточного перегрева до 110-120 °С при пусках из холодного состояния и до уровня температуры металла паровпуска ЦСД – при пусках из неостывшего состояния. Кроме того, система обеспечивает сброс пара в конденсатор из промпароперегревателя при предварительном прогреве и при сбросах нагрузки и отключении турбины;
- система пускового регулирования температуры свежего пара; она обеспечивает регулирование температуры свежего пара при пусках и остановках в соответствии с изменяющимся тепловым состоянием ЦВД;
- система пускового регулирования температуры пара промперегрева; она обеспечивает при пусках и остановках регулирование температуры пара перед ЦСД в соответствии с тепловым состоянием последнего;
- устройства, обеспечивающие утилизацию теплоты пара и воды, сбрасываемых при пусках или остановках; в первую очередь, это растопочный

расширитель блока (Р-20), к которому подключен пусковой узел котла. Р-20 обеспечивает снижение давления среды, сбрасываемой из последнего разделения образовавшейся пароводяной смеси на пар и воду с последующим использованием части образовавшегося пара в схеме энергоблока;

- пусковой питательный узел котла, обеспечивающий регулирование малых расходов питательной воды при заполнении котла, вытеснении воздуха и на начальной стадии растопки;

- система обеспечения паровых собственных нужд энергоблока;

- схема удаления загрязнений и продуктов стояночной коррозии при пусках и остановах и схема подпитки энергоблока;

- дренажно-продувочная система энергоблока и турбоустановки.

В пусковой схеме блока с барабанным котлом отсутствует пусковой узел и растопочный расширитель. В пусковых схемах блоков без промперегрева, естественно, отсутствуют система прогрева и обеспаривания промперегрева и система пускового регулирования температуры пара промперегрева. В схемах блоков с питательными насосами, имеющими конденсационные турбоприводы, отсутствует специальный пусковой питательный узел котла.

Контрольные вопросы к главе 2

1. Расскажите о процессе пуска энергоблока.
2. Как принято классифицировать пусковые режимы энергоблоков?
3. Что понимают под пусковой схемой энергоблока?
4. Какие скорости прогрева корпусных деталей турбин необходимо выдерживать при прогреве для исключения недопустимых температурных напряжений в металле?
5. Обозначьте основные требования к пусковой схеме энергоблока.

ГЛАВА 3. НАДЕЖНОСТЬ ОБОРУДОВАНИЯ ЭНЕРГБЛОКОВ В ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ

Главной особенностью, отличающей пусковые и переходные режимы от стационарных режимов (режимов «нормальной» работы), является значительное изменение температуры пара. Так, при ПХС (пуске из холодного состояния) температура свежего пара изменяется от начального значения (температуры окружающего воздуха) 25-35°С до номинальной величины – 540-565°С. Изменение температуры пара обуславливает прогрев металла основных элементов энергоблоков. Прогрев происходит, как правило, неравномерно – с образованием температурных разностей как в пределах самого элемента, так и между отдельными элементами. Особенности процессов прогрева (остывания) протекающих в деталях, элементах и т.д. обуславливает возникновение некоторых дополнительных факторов, существенно снижающих надежность. К ним относятся:

- 1) возникновение значительных температурных напряжений и деформаций;
- 2) существенное изменение осевых зазоров в проточной части турбины;
- 3) возможность заметного изменения радиальных зазоров в проточной части турбины;
- 4) опасность хрупкого разрушения деталей вследствие явления «хладноломкости металла»;
- 5) ограничение свободы тепловых расширений цилиндров турбины на фундаменте;
- 6) появление сильной вибрации.

Такие факторы появляются в переходных режимах дополнительно к тем, которые действуют на оборудование в стационарных (установившихся или «нормальных» режимах).

Проблемы изменения осевых и радиальных зазоров в переходных режимах анализируются авторами в отдельных публикациях. Ниже мы остановимся на остальных факторах (из перечисленных выше). В первую

очередь рассмотрим на проблему температурных напряжений как основной фактор надежности в переходных режимах.

Температурные напряжения появляются в металле вследствие возникновения разностей температуры по толщине стенки детали или между отдельными элементами детали. При прогреве температура металла по толщине стенки изменяется неравномерно: слои, прилегающие к обогреваемой поверхности, прогреваются быстрее; слои, которые ближе к изолированной, внешней, поверхности, прогреваются медленнее; в результате возникают значительные температурные разности по толщине стенки детали. Кроме того, отдельные элементы деталей оборудования прогреваются с разной скоростью. Например, стенка корпуса ЦВД прогревается значительно быстрее, чем толстостенный фланец. В результате появляются разности температур между отдельными элементами конструкции «корпус-фланец», «фланец-шпилька» цилиндра; «корпус-крышка» стопорного клапана.

Разности температур по толщине детали или между ее отдельными элементами приводят к появлению температурных напряжений в деталях. Возникновения температурных напряжений, как правило, сопровождается появлением температурных деформаций, то есть изменением формы детали. Температурные напряжения исчезают при исчезновении температурных неравномерностей в оборудовании. Возникновение чрезмерных температурных напряжений опасно возможными последствиями, которые могут проявляться в двух видах: а) остаточное изменение формы детали; б) термическая усталость металла, приводящая к появлению трещин на поверхности детали. Остаточное изменение формы характерно тем, что после снижения температурных напряжений до нуля деформация детали не исчезает. Примерами таких явлений могут быть: остаточный (необратимый) прогиб ротора; остаточное коробление корпуса в зоне фланцевых соединений. При остаточном прогибе ротора дальнейшая его эксплуатация невозможна, так как происходит смещение центра масс по отношению к оси вращения, вызывающее возникновение недопустимой вибрации. Остаточное коробление корпуса может вызвать раскрытие фланцевого разъема и его пропаривание. При симметричных температурных напряжениях остаточного

формоизменения в детали не происходит, однако если величина температурных напряжений значительна, то в детали происходит знакопеременное пластическое деформирование: при прогреве слои металла пластически деформируются в сторону сжатия, а при остывании – в сторону растяжения. Повторение циклов пластического «сжатия-растяжения» вследствие повышенных температурных напряжений является причиной возникновения трещин на поверхности детали. Чем больше величина температурных напряжений, тем меньше необходимо циклов пластического деформирования до возникновения трещин. Это явление – повреждение металла под воздействием температурных напряжений – называют температурной усталостью металла. Вследствие того, что число циклов до появления трещины при этом невелико, оно иначе называется **малоцикловой усталостью металла (МЦУ)**.

Величина температурных напряжений пропорциональна разности температур Δt в детали: чем больше Δt , тем больше величина H , что видно из следующих формул:

$$\sigma_t^n = \frac{1}{3} K_f \cdot \beta E \frac{\Delta t}{1-\nu} \quad (1)$$

$$\sigma_t^{вн} = -\frac{2}{3} K_f \cdot \beta E \frac{\Delta t}{1-\nu} \quad (2)$$

где β – коэффициент линейного расширения металла, E – модуль его упругости, ν – коэффициент Пуассона, K_f – коэффициент формы (для пластины $K_f=1,0$; для сплошного цилиндра $K_f=1/2$). Верхний индекс «н» – наружная (изолированная) поверхность; «вн» – внутренняя (обогреваемая) поверхность. Из приведенных формул следует, что при прогреве напряжение на внутренней поверхности – сжимающие, а на наружной – растягивающие. Это объясняется следующим образом: более горячие внутренние слои металла стремятся расшириться, чему препятствуют более холодные слои, прилегающие к изолированной поверхности. В результате внутренние слои оказываются сжатыми, а наружные – растянутыми. При охлаждении детали напряжения меняют знак.

Из формул (1) и (2) следует, что наибольшие по толщине стенки температурные напряжения имеют место на обогреваемой (внутренней) поверхности, которые вдвое больше, чем на изолированной (наружной). Поэтому в большинстве случаев трещины от термической усталости наблюдаются на обогреваемой поверхности. Однако следует иметь в виду, что рабочие напряжения от давления в трубопроводе, корпусе на внутренней поверхности растягивающие, и они вычитаются из температурных напряжений, а на наружной поверхности – сжимающие и они складываются с температурными напряжениями. Кроме того, при ползучести металла происходит перераспределение стационарных напряжений по сечению стенки: на наружной поверхности они возрастают, на внутренней – сжимаются.

При качественном анализе следует иметь в виду, что температурные напряжения в любой точке детали пропорциональны разности температуры в этой точке и средней температуры детали. Если поверхность детали нагревается (охлаждается) быстро, а средняя температура меняется медленно, то возникают значительные температурные напряжения.

Основные факторы, определяющие величину температурных напряжений. При плавном прогреве (то есть прогреве с постоянной скоростью или при медленном изменении последней) величина наибольших температурных напряжений (на обогреваемой поверхности) определяется по следующей зависимости:

$$\sigma_{\max} = \frac{1}{2} K_M \cdot K_f \cdot H^2 \cdot V_t \cdot K_{\text{КЦ}} \quad (3)$$

где: $K_M = \beta \cdot E / [(1 - \nu) \cdot a]$ – параметр, зависящий от свойств металла: $a = \lambda / (\rho \cdot c)$ – температуропроводность металла, λ – коэффициент теплопроводности, ρ – плотность металла, c – его теплоемкость; H – эффективная толщина детали – расстояние между обогреваемой и изолированной поверхностями; при одностороннем обогреве $H = L$, при двухстороннем $H = L/2$, где L – фактическая толщина стенки. V_t – скорость повышения температуры греющего пара. $K_{\text{КЦ}}$ – коэффициент концентрации температурных напряжений; примерами концентраторов напряжений могут служить: отверстия в барабане котла, отверстия в трубопроводе или корпусе турбины для подсоединения дренажных

труб ($K_{кц} \approx 2,0$); тепловые канавки на поверхности ротора в лабиринтовых уплотнениях ($K_{кц} = 2,5 \div 6,0$); тройниковые соединения трубопроводов.

Из зависимости (1) следует, что основными факторами, определяющими величину температурных напряжений, являются:

- 1) свойства металла (K_M);
- 2) особенности конструкции детали, определяемые эффективной толщиной H , коэффициентом концентрации $K_{кц}$, формой детали (K_f);
- 3) характер режима прогрева, определяемым скоростью подъема температуры пара V_t .

Способы снижения температурных напряжений. Из формулы (3) следует, что наибольшее влияние на величину температурных напряжений оказывает толщина H : величина температурных напряжений пропорциональна квадрату H (например, при увеличении H в 2 раза, величина температурных напряжений возрастает в 4 раза). Поэтому основное направление снижения температурных напряжений при конструировании детали – снижение эффективной толщины H . Примеры: применение внутреннего корпуса снижает H в 2 раза, а температурные напряжения – в 4 раза; применение внутреннего корпуса и сварных сопловых коробок снижает H в 3 раза, а температурные напряжения – в 9 раз. Для снижения температурных напряжений в массивных фланцах применяют наружный (дополнительный) обогрев фланцевых соединений. Другое направление конструктивного характера – изменение конструкции детали с целью устранения концентраторов температурных напряжений или снижения коэффициентов концентрации. Примером может служить изменение конструкции уплотнений с целью устранения тепловых канавок на роторе. Мероприятия режимного характера: предварительный прогрев с целью уменьшения начальной разности температур пара и металла; уменьшение скорости повышения (снижения) температуры пара при прогреве (расхолаживании).

Хладноломкостью металла называют его способность при низких температурах разрушаться хрупко (то есть как стекло или чугун при ударных воздействиях). Причиной хрупкого разрушения являются начальные трещины в металле, которые могут образоваться при нарушениях технологии

производства («флокены») или в процессе эксплуатации вследствие термической усталости металла.

Имеющиеся в металле трещины приводят к хрупкому разрушению в том случае, если она достигает критического размера, который определяется вязкостью разрушения материала K_{1c} и номинальными напряжениями σ :

$$l_{кр} = K_{1c}^2 / (\pi \sigma^2) \quad (4)$$

Вязкость разрушения K_{1c} зависит от температуры: чем ниже t , тем ниже вязкость разрушения. Понижение температуры металла со 100 до 60°C уменьшает вязкость разрушения в два раза, что (см. формулу (4)) сокращает критический дефект в 4 раза.

Хладноломкость может проявляться при пониженных температурах – ниже критической температуры хладноломкости, которая для некоторых роторных сталей составляет 90-110°C и имеет тенденцию к повышению в процессе длительной эксплуатации. При пуске из холодного состояния, когда ротор имеет температуру ниже критической, турбину нельзя быстро разворачивать, то есть повышать частоту вращения до номинальной. Возникающие при вращении ротора центробежные силы вызывают появление в металле напряжения, которые суммируются со значительными температурными напряжениями, возникающими в роторе при ПХС.

Ограничение свободы тепловых расширений статора турбины. Как известно, в процессе прогрева турбины элементы ее статора (в частности, цилиндры и опоры – корпуса подшипников) при прогреве перемещаются по фундаментным рамам от фикс-пункта в сторону передней опоры. Величины перемещений корпуса передней опоры, на которую опираются лапы ЦВД, могут достигать 40-45 мм, а перемещения корпуса средней опоры, на которую опираются лапы ЦВД и ЦСД – до 25-30 мм. Если свобода перемещения опор не обеспечена, то дополнительно изменяются осевые зазоры, так как температурное расширение ротора (от упорного подшипника в сторону передней опоры для ротора ЦВД, и от упорного подшипника в «сторону генератора» – для роторов ЦСД, ЦНД) происходит без ограничений.

Основными причинами ограничения свободы («стеснения») тепловых расширений на фундаменте турбины являются: 1) повышение силы трения

между подошвами опор и поверхностью скольжения; 2) заклинивание шпоночных соединений «корпус подшипника – продольная шпонка». В свою очередь, первая из указанных причин обусловлена действием вертикальной прижимающей силы (состоящей из силы веса турбины, силы от реактивного момента и силы от присоединенных паропроводов). Заклинивание шпоночных соединений обусловлено неодинаковостью тепловых расширений лап корпуса турбины в продольном направлении (несимметрия обогрева фланцев) или неодинаковостью тепловых зазоров в шпонках. На рассматриваемые процессы заметное влияние оказывает поворот ригелей фундамента, заклинивание шпоночного соединения одной из лап цилиндра и т.д.

Контрольные вопросы к главе 3

1. Дайте определение термину «малоцикловая усталость металла».
2. Обозначьте основные факторы, определяющие величину температурных напряжений.
3. Перечислите основные способы снижения температурных напряжений.
4. Дайте определение термину «хладноломкость».
5. Что является основными причинами ограничения свободы тепловых расширений турбины на фундаменте?

ГЛАВА 4. УСТАЛОСТЬ МЕТАЛЛА

Среди механических свойств конструкционных металлических материалов важное место занимают усталостные характеристики [7], так как в подавляющем большинстве случаев для деталей машин основным видом нагружения являются повторные и знакопеременные нагрузки. При этом усталостное повреждение материалов в элементах конструкций в процессе эксплуатации может привести к снижению расчетного времени эксплуатации и выходу конструкции из строя. Отличительной особенностью усталостного разрушения является его внезапность и непредсказуемость вследствие локального разрушения материала в малом объеме. Поэтому возникает проблема определения момента начала накопления повреждений, когда еще возможно обратить процесс разрушения вспять, то есть «вылечить» конструкцию.

Усталость металла – это процесс постепенного накопления повреждений в детали под воздействием переменных напряжений, в результате чего изменяются свойства материала, образуются и развиваются трещины, из-за чего материал разрушается.

Разрушение происходит на протяжении указанного количества циклов нагружения. Если деталь не была подвержена расчету на усталостную прочность, то разрушение может возникнуть неожиданно.

Некоторые причины возникновения усталости металла:

- перепады температуры (в этом случае говорят о термической усталости металла);
- совместные циклы давления и температуры;
- наличие очага коррозии;
- постоянная вибрация, исходящая от оборудования.

Различают два вида усталости: многоцикловую и малоцикловую (рис. 4.1) [8-10]. **Многоцикловая усталость** – это усталость материала, при которой усталостное повреждение происходит в основном при упругом деформировании в макрообъеме материала и пластическом деформировании в отдельном наиболее повреждаемом микрообъеме материала, а **малоцикловая**

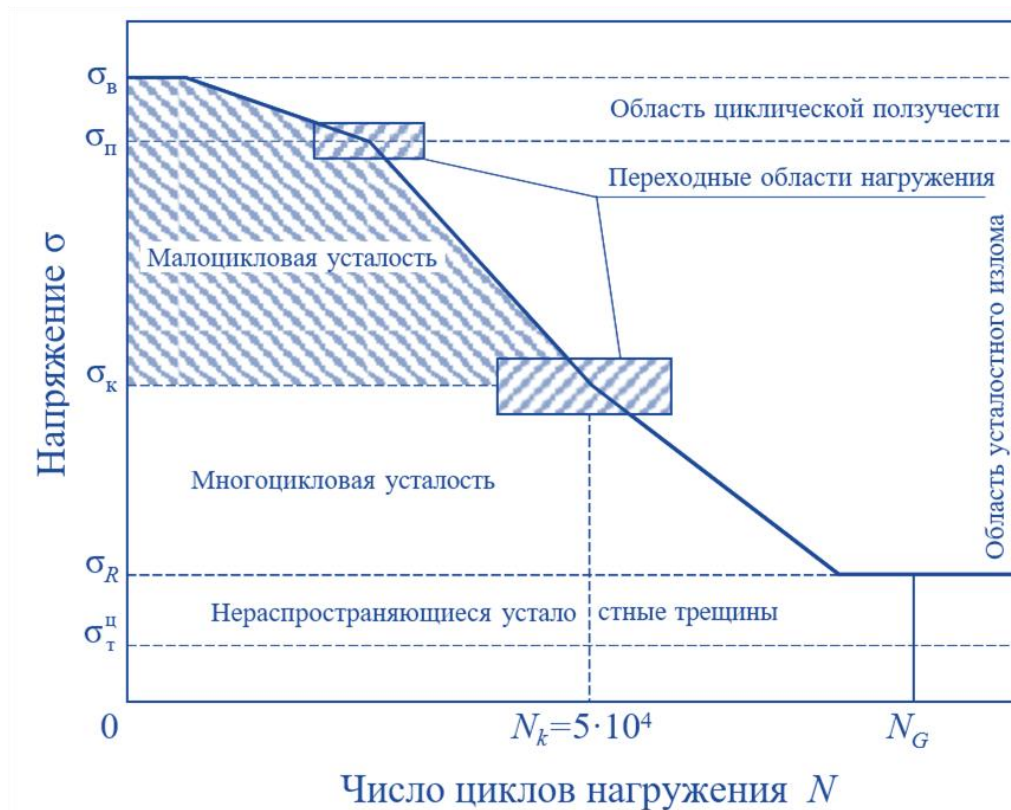


Рис. 4.1. – Схема кривой усталости: N_k – максимальная долговечность при разрушении при малоцикловой усталости; N_G – базовое число циклов; σ_B – временное сопротивление (прочность, предел прочности) при растяжении; σ_P – напряжение перехода от одного вида разрушения к другому при малоцикловой усталости; σ_K – пороговое циклическое напряжение; σ_R – напряжение предела выносливости; σ_T – циклический предел текучести

усталость – это усталость материала, при которой усталостное повреждение происходит при упруго-пластическом деформировании в макрообъеме.

При малоцикловой усталости максимальная долговечность до разрушения составляет $\sim 5 \cdot 10^4$ циклов, при многоцикловой: $10^7 \div 10^8$ циклов. Основными параметрами циклов являются амплитуда напряжений или деформаций, коэффициент асимметрии цикла (рис. 4.2) и частота нагружения.

Процесс накопления усталостных повреждений делится на три стадии:

- накопление микрповреждений и распространение коротких трещин в структуре материала;
- развитие микротрещин в конструкции и их слияние в макротрещину;
- развитие макротрещины до критического размера, который приводит к остановке работы конструкции или ее разрушению.

При усталостном нагружении первоначально наблюдается изменение в поверхностных областях материала, зарождаются микродефекты. При повышении плотности дефектов в процессе циклического деформирования их скопления приводят к зарождению субмикротрещин. В процессе циклического нагружения количество микротрещин увеличивается, постепенно они сливаются и образуют усталостную макротрещину, которая, вырастая до критического размера, приводит к разрушению материала.

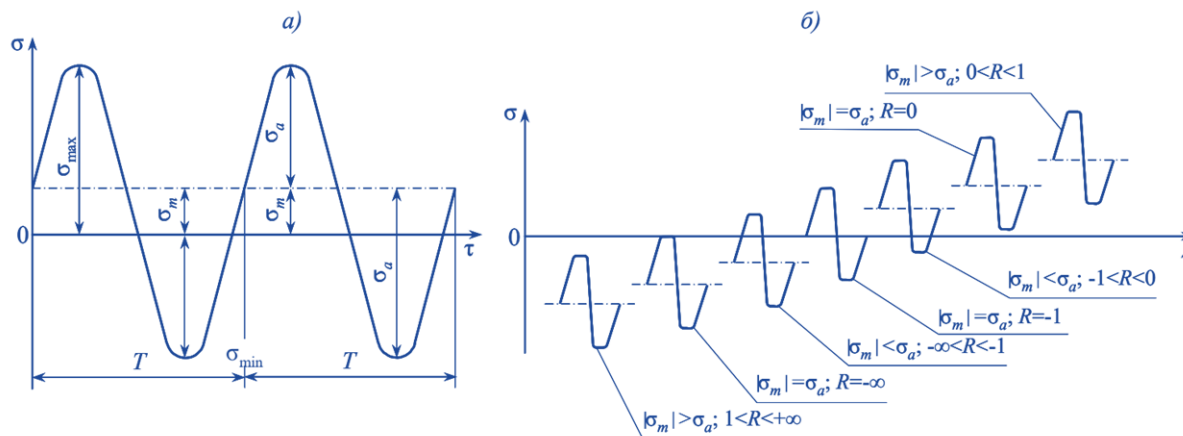


Рис. 4.2. – Основные параметры цикла при усталостных испытаниях: σ – напряжение цикла; τ – продолжительность циклического нагружения; σ_a – амплитуда напряжений цикла; σ_m – среднее напряжение цикла; $\sigma_{\min}$, $\sigma_{\max}$ – наименьшее и наибольшее напряжение цикла; T – период цикла; *a* – схема напряжений; *б* – циклы напряжений и соответствующие им значения коэффициента асимметрии цикла R

Исследование остаточного ресурса работы конструкции на третьей стадии (развитие макротрещины), продолжительность которой составляет 15-20% [8] от общего жизненного цикла материала, осуществляется при наличии видимой трещины. На ресурс работы значительное влияние оказывают стадии первичного накопления усталостных повреждений и развития микротрещин, которые определяют величину остаточного ресурса конструкции, и период эксплуатации с допустимым повреждением, продолжительность которого составляет 80-85% [8] от общего жизненного цикла материала.

Определение предела накопления усталостных повреждений и предсказание остаточного ресурса эксплуатации и ресурса эксплуатации с

допустимым уровнем повреждений являются важными научными проблемами. Для решения этих проблем необходимо проведение испытаний на макроуровне, чтобы исследовать процесс зарождения и развития трещин. При исследовании изменений механических свойств в процессе циклического деформирования используют петлю механического гистерезиса, форма и площадь которой меняются в процессе нагружения (рис. 4.3) [8]. Это происходит в результате взаимодействия дефектов структуры, имеющих в металле и возникающих в процессе циклической пластической деформации, а также процессов упрочнения или разупрочнения. Эти изменения структуры зависят от исходного структурного состояния материала и способа нагружения. Ниже предела выносливости петля механического гистерезиса чаще всего «не раскрывается» (см. (4) на рис. 4.3).

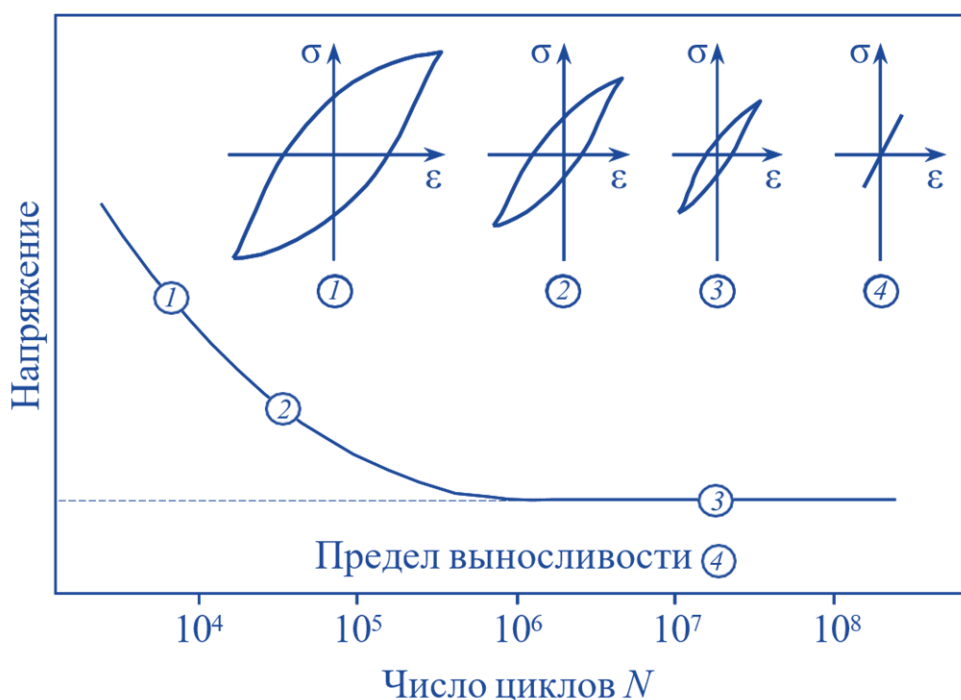


Рис. 4.3. – Изменение параметров петли механического гистерезиса (1-4 – варианты «раскрытия» петли гистерезиса) в зависимости от уровня циклического напряжения σ (ε – деформация)

При установлении момента начала образования микрповреждений, которые затем накапливаются, а по достижении критического количества сливаются и образуют трещину, и природы образующихся дефектов возможно «вылечивание» материала, восстановление его исходной структуры при помощи термообработки.

Исследование циклической кривой «напряжение-деформация» дает полезную информацию относительно циклической устойчивости материала, например, будут ли предел текучести и прочность, показатель упрочнения и модуль пластичности возрастать, падать или останутся неизменными, то есть будет ли материал упрочняться, разупрочняться или находится в неизменном состоянии вследствие циклического пластического деформирования.

Контрольные вопросы к главе 4

1. Что такое процесс усталости металла?
2. Дайте определение термину «многоцикловая усталость».
3. Какие первоначальные изменения наблюдаются при усталостном нагружении материала?

ГЛАВА 5. ПОВЫШЕНИЕ МАНЕВРЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАРОВЫХ ТУРБИН ПРИ ОБЕСПЕЧЕНИИ НАДЕЖНОСТИ И ЭКОНОМИЧНОСТИ

В связи с серьезной реструктуризацией и реформированием энергетической отрасли России, а также изменением обстановки потребления электрической энергии, возникает и ставится задача сохранения экономичности и долговечности работы оборудования при достаточно большом количестве пусков энергоблоков после непродолжительных резервов на несколько суток.

Поэтому весьма актуальна проблема автоматизации и совершенствования технологии пуска энергетических блоков, так как повышаются требования к маневренности энергоблоков, надежности энергоснабжения в условиях роста неравномерности графиков нагрузки энергосистем. Возрастает объем используемой информации и количество объектов воздействия для современных энергоблоков, поэтому традиционные средства не справляются с обеспечением необходимой надежности, и оперативности контроля и управления. Вместе с тем, реальная продолжительность переходных режимов, как правило, больше предусмотренной инструкцией по пуску, а также имеются регулярные ограничения по показателям состояния и критериям надежности турбин [11].

Автоматизация технологических процессов включает в себя:

- создание средств автоматизации и формирование структуры АСУ;
- разработку, построение алгоритмов и программ автоматического управления (технологических основ автоматизации);
- подготовку оборудования к автоматизации.

Это положение отражается в ГОСТ 34.601-90 [12], предусматривающем в качестве отдельных этапов при создании АСУ ТП разработку общих решений по системе и ее частям, функционально-алгоритмической структуре системы, по функциям персонала и организационной структуре технических средств, по алгоритмам решения задач и применяемым языкам программирования, по организации и ведению информационной базы,

системе классификации и кодировании информации, по программному обеспечению.

Одной из самых важных составных частей этапа создания алгоритмической структуры АСУ является разработка технологических основ автоматизации. Подготовленность технологической базы существенно влияет на успех и эффективность автоматизации. Разработчик проводит детальное изучение объекта автоматизации и необходимые научно-исследовательские работы, связанные с поиском путей и оценкой возможности реализации требований пользователей.

В свою очередь, средства реализации алгоритмов автоматизированного контроля и управления оказывают заметное влияние не только на форму, но и на содержание алгоритмов, на выбор объема и способов автоматизации.

Разработка технологических основ автоматизации включает в себя:

- анализ объекта управления;
- исследование рабочих процессов объекта;
- формулировку задач управления;
- необходимую для проектных задач реконструкцию объекта;
- построение математических моделей объекта автоматизации;
- исследование динамических характеристик объекта;
- разработку информационного и алгоритмического обеспечения АСУ.

Этой части в общем комплексе работ по созданию АСУ ТП паровых турбин энергоблоков ТЭС и АЭС уделяют меньше внимания по сравнению с вопросами разработки структуры и средств автоматизации.

Увеличение функциональных возможностей, улучшение характеристик современных средств автоматики и компьютерной техники дают возможность повышать уровень автоматизации.

В связи с этим, задача формирования подходов к разработке технологических основ автоматизации становится актуальной. Методы, которые используются при этом, в частности эксплуатационный контроль за состоянием оборудования, построение алгоритмов и программ автоматического управления могут быть использованы для проработки переходных режимов энергоблоков.

Турбинное оборудование в большей степени определяет скорость и характер технологических процессов при пусках энергоблоков.

При автоматизации управления пусками паровых турбин в составе энергоблока можно выделить три составные части:

- автоматизация контроля за состоянием оборудования и ходом технологического процесса;
- автоматизация дискретного управления;
- автоматизация непрерывного управления – пускового регулирования.

Автоматизация контроля дает возможность своевременно получать текущую информацию о состоянии оборудования и ходе управляемых процессов.

Автоматизация дискретного управления предусматривает автоматизированное воздействие на объекты управления с дискретным изменением состояния.

Непрерывное управление предполагает изменение в реальном времени параметров работы оборудования по программе, реагирующей на состояние оборудования в процессе пуска.

При реализации усовершенствований АСУ ТП энергоблоков и внедрении их на электростанциях можно выделить такие наиболее важные потенциальные источники экономии:

- повышение экономичности работы оборудования вследствие роста коэффициента полезного действия выработки электроэнергии в стационарных режимах и сокращения потерь теплоты при переходных режимах ввиду меньшего износа уплотнений турбин. В частности, нас интересует сокращение пусковых потерь из-за уменьшения длительности пусков (предотвращение пластических деформаций разъемов цилиндров);
- повышение надежности работы оборудования, предотвращение аварийных ситуаций и повреждений оборудования;
- сокращение численности оперативного эксплуатационного персонала.

Автоматизация управления пусками имеет особое значение по сравнению с автоматизацией других переходных режимов. При пуске энергоблока осуществляется управляемое изменение (программное пусковое

регулирование) большого числа параметров в широком диапазоне – от начального, предпускового, до номинального уровня, а также дискретное изменение состояния наибольшего числа объектов. При этом существует вероятность совершения оперативным эксплуатационным персоналом ошибок, которые могут задержать пуск, вызвать аварийное отключение энергоблока или привести к выходу из строя оборудования.

Автоматизация управления пусковыми режимами позволяет реализовать последовательность выполнения пусковых операций, обусловленную только требованиями технологии без учета способностей персонала, а также своевременно осуществить необходимые воздействия и проконтролировать их выполнение.

Все вышесказанное свидетельствует о необходимости постоянного совершенствования технологии режимов пуска турбины в составе энергоблока, решая задачи переработки пусковых схем, графиков-заданий и последовательности технологических операций.

Типовые технологии пусковых режимов не отвечают современным требованиям к маневренности. С учетом практически отсутствия традиционных средств регулирования температуры пара промперегрева на энергоблоках сверхкритических параметров пара, встает проблема по устранению недопустимых температурных напряжений в “критических” элементах турбины. Вопрос решается разработкой и отработкой усовершенствованной технологии пуска, а также решением вопроса организации эксплуатационного контроля прогрева ротора среднего давления (РСД), как “критического” элемента данной турбины.

Традиционные средства не справляются с обеспечением необходимой надежности и оперативности контроля и управления. Эффективность автоматизации управления в значительной степени зависит от технологической обоснованности и знаний свойств объекта управления. Значительное повышение производительности вычислительных инструментов дало возможность использовать сложные модели и сложные постановки задач для адекватного описания физических процессов, ранее недоступных для моделирования.

Большинство причин аварий паровых турбин 30-х годов связано с появлением трещин и изломами валов в результате циклической усталости, дефектов в материале и конструкции вала, вызывающих концентрацию напряжений [13]. Также среди причин отмечается несоответствие эксплуатационных условий и режимов работы расчетным техническим условиям и режимам.

За рубежом были отмечены случаи обнаружения трещин на роторах мощных турбин, участвующих в регулировании суточного и недельного графиков электрической нагрузки [14]. Так, например, к 1964 году на 12 роторах крупных паровых турбин в США выявлено появление термоусталостных трещин глубиной от 6 до 125 мм. Все трещины располагались в местах концентраторов напряжений – в пазах и канавках теплового расширения [15].

В это же время при капитальных ремонтах отечественных турбин мощностью 300 МВт был обнаружен остаточный прогиб ротора среднего давления без каких-либо следов радиальных задеваний. Максимальная величина прогиба ротора при этом приходилась, как правило, на зону переднего концевого уплотнения. Впервые встал вопрос ограничений в пусковых режимах мощных паровых турбин по условиям прочности роторов, диаметр которых увеличился, что привело к увеличению центробежных и температурных напряжений, ставших основным, лимитирующим скорость пусков фактором.

В 1973 году на основании опыта работы турбины К-300-240 ХТГЗ и первых выпусков Южным отделением ОРГРЭС совместно с ХТЗ разработан комплекс мероприятий по усовершенствованию эксплуатационных характеристик этих турбин [16]. По данному комплексу мероприятий Харьковским филиалом ЦКБ были выполнены расчеты и проектно-техническая документация по усовершенствованию систем обогрева фланцевых соединений, отсосов и подачи пара из концевых уплотнений турбины, а также по объединению трубопроводов прогрева и обеспаривания промперегрева с установкой дополнительного пароприемного устройства и других модернизаций.

Основными задачами этого периода были задачи обоснования требований к маневренности и выявлению факторов, лимитирующих маневренные характеристики оборудования, усовершенствование пусковых схем блоков, совершенствование пускоостановочных режимов блоков и другой комплекс работ, проведенный различными организациями.

Из-за трудности экспериментального изучения в условиях эксплуатации турбин на электростанциях, основные сведения для анализа, а также контроля термонапряженного состояния роторов стали использовать косвенные методы физического и математического моделирования их прогрева, изложенные в выполненных диссертационных работах [17-25].

Для оценки температурных напряжений ротор, в большинстве случаев, при решении задач теплопроводности представляли в виде полого цилиндра с одномерным температурным полем.

Касательно методик решения задач нестационарной теплопроводности применительно к турбинам в режимах пуска, все чаще подходили к мнению необходимости рассмотрения потоков тепла как минимум в двух направлениях, поэтому большое значение приобретали методы аналогии и численные методы решения дифференциальных уравнений. Аналитические методы стали использоваться реже, ввиду применимости их для областей классической формы. Однако их применение позволяло проанализировать влияние необходимых факторов на результат решений.

При численном решении тепловых задач наибольшее распространение получили метод тепловых балансов, метод конечных разностей и метод конечных элементов.

В это время возникла необходимость систематизировать и обобщить экспериментальные и расчетные данные о краевых условиях прогрева, температурном и термонапряженном состоянии основных элементов конструкции турбин при пусках, а также необходимо было сформулировать основные положения выбора рациональной технологии и построения оптимальных графиков пуска.

Использование для исследования численных методов, которые позволяли решать задачи практически любого уровня сложности, приводило к

большим затратам машинного времени, и, следовательно, ограничивалось быстроедействием вычислительной техники.

В процессе развития вычислительных комплексов и различной компьютерной техники появлялась возможность решения все более сложных задач оптимизации энергетического оборудования, в том числе переходных режимов работы турбоустановок.

Оптимизация, в зависимости от объема и темпа внедрения техники и нового программного обеспечения, стала двигаться по трем направлениям:

- выбор рационального преобразования реально существующих связей и зависимостей к виду, который позволяет применить один из уже ранее разработанных методов математического расчета;
- разработка новых или модифицирование известных методов путем математического анализа построенных моделей;
- всестороннее исследование особенностей объекта с целью поиска конкретного, свойственного ему метода и дальнейшая формализация этого метода математическими средствами.

Незначительное внедрение АСУ переходными режимами на действующих энергоблоках в 90-е годы обусловлено недостаточной приспособленностью к автоматизации действующего отечественного оборудования [11].

Соответственно, выбор направления зависит от характеристик доступного вычислительного оборудования и сложности программирования.

Построение алгоритмов автоматического управления процессом является одним из самых важных этапов создания АСУ ТП турбоустановки. Автоматизация управления пуском не состоит в составлении программного обеспечения на основе пусковой инструкции для эксплуатационного персонала, так как ручное управление в значительной степени основывается на опыте оператора – его способности установить причинно-следственные связи между наносимыми воздействиями, ожидаемыми параметрами и изменениями показателей состояния параметров работы оборудования, которые наблюдаются в процессе пуска. Следовательно, эти связи должны отразиться в зависимостях, заложенных в алгоритмы автоматического

контроля и управления пусковыми режимами. Целью автоматизации является возможность получить предельно близкие, к теоретически оптимальным, технологические процессы. Основным критерий оптимизации технологического процесса – это минимизация длительности нагружения энергоблока после включения турбогенератора в сеть, а также уменьшение пусковых потерь теплоты и электроэнергии. Таким образом, задача оптимизации может быть сформулирована как нахождение и реализация графиков пуска, соответствующих требованиям технологии и обеспечивающих поддержание во все время пуска и в каждый его момент, по крайней мере, одного из ведущих показателей состояния турбины, лимитирующих скорость пуска.

Как уже отмечалось ранее, автоматизация пусковых режимов паровых турбин является одной из важнейших частей автоматизации управления технологическими процессами энергоблоков.

Автоматизация пусков паровых турбин преследует следующие цели:

- повышение надежности и маневренности паровых турбин путем точной реализации безопасных пусковых режимов;
- уменьшение вероятности ошибочных управляющих воздействий;
- облегчение труда оперативному персоналу.

При ручном управлении пуском повышение температур пара, нагрузки и других параметров производится с неизбежным отклонением от графиков-заданий инструкций. Для обеспечения надежности оборудования длительность пусков задается завышенной, следовательно, характеристики маневренности оборудования оказываются ниже определяемых его конструктивными возможностями.

Повышение надежности и маневренности достигается следующими путями:

- автоматизация дискретного управления оборудованием при пусках;
- автоматизация непрерывного управления оборудованием при пусках;
- автоматизация сбора и своевременного предоставления информации о состоянии оборудования и ходе процесса в удобной форме.

Автоматизация дискретного управления состоит в автоматизированном воздействии в заданной технологической последовательности на объекты управления с дискретным изменением состояния.

Автоматизация дискретного управления возникает независимо от ожидаемого режима работы оборудования и связана с увеличением числа объектов воздействия, что требует перехода от индивидуальных воздействий на отдельные регуляторы, задвижки, электродвигатели к управлению группами оборудования.

Необходимость такой автоматизации усугубляется увеличением числа пусков энергоблоков. Темп ручного выполнения операций дискретного управления оказывается недостаточным, затормаживает возможную скорость реализации переходных режимов, которая диктуется автоматикой.

При автоматизации дискретного управления алгоритмы управления задаются в виде программ, которые используются на компьютерных машинах.

Технологическая последовательность операций дискретного управления в основном едина для всех типов пусков. Температурное состояние турбины сказывается на алгоритмах пускового регулирования. В тех случаях, когда тип пуска оказывает влияние на содержание дискретных технологических операций, алгоритм автоматизированной системы дискретного управления строится как универсальный, то есть предусматривает альтернативное выполнение операций в зависимости от фактического состояния оборудования.

Непрерывное управление при пусках представляет собой процесс программного регулирования, которое предусматривает управляемое изменение регулируемого параметра во времени по определенному закону. Данный закон используется в алгоритме пускового регулирования и обеспечивает поддержание регулируемого параметра на заданном уровне, который необходим по условиям прогрева и термонапряженного состояния турбины, с учетом ее динамических характеристик. Изменяемыми параметрами являются параметры пара, подаваемого в турбину, частота вращения, нагрузка (расход пара через турбину). Эти параметры оказывают

основные управляющие воздействия на температурное состояние турбины при пусках. Главным критерием качества пуска является скорость нагружения.

Известны три основных способа **автоматизации непрерывного управления** при пусках паровых турбин:

- управление по временным программам;
- управление температурой пара (нагрузкой) по замкнутой схеме, непосредственно регулирующей показатели температурного состояния элементов турбины;
- управление тепловым состоянием турбины путем расчетного формирования управляющих воздействий на температуру пара и его расход по текущему тепловому состоянию критических элементов турбины.

Также возможно использование комбинированных способов непрерывного управления, основанных на перечисленных принципах. Может быть применена схема, которая основана на расчетном формировании управляющих воздействий с надстройкой программы, формируемой регулятором, корректирующим показатели температурного состояния. Возможен вариант, когда расчетное формирование управляющих воздействий плюс регулирование по замкнутой схеме величин, косвенно связанных с изменением ведущих показателей.

Простейшим вариантом реализации непрерывного управления при пусках является пуск по временным программам. Эти программы обычно задаются в виде спектра кусочно-линейных функций изменения во времени регулируемых параметров в зависимости от начального (предпускового) теплового состояния оборудования.

Графики пуска, поставленные в основу этих программ, могут быть составлены на базе типовых инструкций, а также на опыте эксплуатации оборудования. Если контролируемые показатели выходят за допустимые пределы, то реализация программы приостанавливается или осуществляется возврат программы пуска с заданной скоростью.

Временные программы строятся в расчете на условия пуска из наиболее характерных тепловых состояний. Применение временных программ наиболее целесообразно при работе блоков в условиях частых пусков из

сходных тепловых состояний и является вынужденным решением при автоматизации пусков мощных паровых турбин в случае отсутствия средств надежного контроля за прогревом роторов, если именно они являются критическими элементами конструкции. Эти программы наиболее просты для составления и отладки, а также наглядны и дают возможность достаточно точно прогнозировать развитие и длительность пусков, но их использование не всегда обеспечивает наибольшую простоту реализующих их систем автоматического регулирования. Усовершенствование программ, приближение их к теоретически оптимальным нелинейным законам изменения во времени параметров пуска, увеличение числа программ для пусков из различных тепловых состояний приводит к неоправданным усложнениям.

При построении временных программ условия проведения пусков считаются неизменными. Начальная неравномерность температурного состояния турбины для всех типов одна и та же, не учитывается возможное изменение в процессе эксплуатации условий прогрева критических элементов.

Оптимизация пуска турбины может быть реализована изменением параметров пуска в соответствии с требованиями технологии и с поддержанием во все время пуска ведущих показателей температурного состояния на близком к предельно допустимому уровню. В случае нескольких ведущих показателей такая реализация может быть принята учитывая реальные особенности рациональной технологии пуска и накладываемые ограничения на функциональные связи. Процесс пуска можно считать, как переходный процесс в замкнутой системе регулирования ведущих показателей – разностей температур в критических элементах турбины. Особенностью разности температур являются ее дифференцирующие свойства: при скачкообразном изменении температуры пара разность температур по толщине детали растет до максимального значения, а затем снижается до нуля. Для поддержания регулируемой разности температур на постоянном уровне необходимо непрерывно повышать температуру греющего пара. Формирование задания на изменение температуры обеспечивает регулятор теплового состояния. При проектировании и наладке регулятора

теплового состояния основные трудности связаны с выбором параметров его динамической настройки. Динамические характеристики прогрева и параметры настройки регулятора зависят от условий теплообмена между паром и металлом, поэтому необходимо учитывать их изменяемость в процессе пуска.

Третьим способом организации непрерывного управления является расчетное формирование управляющих воздействий по текущему тепловому состоянию элементов. Значение ведущего показателя (разности температур) может поддерживаться на заданном (предельно допустимом) уровне не путем непрерывного контроля его фактического значения, а путем расчетного формирования управляющих воздействий по текущему тепловому состоянию турбины.

Значительное место в инженерном анализе занимает моделирование – основной метод кибернетики. Под моделью обычно понимают условный образ какого-либо объекта. Модель представляет собой систему, неотличимую от моделируемого объекта (оригинала) в отношении некоторых свойств. Всякая модель отражает только определенные аспекты, свойства, характеристики оригинала. Модель может быть, как абстрактная (математическая), так и физическая (материально реализованная). Отображая или воспроизводя объект исследования, модель способна замещать его так, что ее изучение дает необходимую информацию об объекте.

Физически подобные модели имеют ту же физическую природу, что и оригинал. Математически подобные модели основываются на идентичности математического описания процессов в модели и оригинале.

Выбор типа модели и ее построение являются процессом творческим и исключительно важным. Модель должна отражать только основные интересующие черты процесса, при этом не быть чрезмерно сложной и загроможденной второстепенными, малосущественными для анализа подробностями. В благоприятных случаях проводится как математическое, так и физическое, либо полунатурное моделирование, что позволяет наиболее полно исследовать проектируемую систему управления [26].

Процесс проектирования систем управления итеративен, при этом на каждом шаге итерации разработчик системы пытается найти более совершенные решения. На первых этапах исходные предпосылки еще недостаточно четко определены, поэтому используются приближенные методы, расчеты и испытания. Когда будут изучены и поняты главные явления, в анализ следует включить и второстепенные, ранее не учтенные факторы, чтобы обеспечить уверенность в том, что на последующих этапах проектирования не возникнет никаких неожиданностей и в целом будут получены наиболее удовлетворительные результаты.

Исследование термонапряженного состояния основных элементов турбины при пусках показывает, что в качестве параметров, ограничивающих изменение температуры свежего пара, могут выступать:

- термические напряжения в РВД;
- термические напряжения в РСД;
- температурные напряжения в стопорном клапане;
- осевые зазоры в проточной части ЦВД, определяемые относительными расширениями РВД;
- термические напряжения во фланцевом соединении корпуса ЦВД.

Современные мощные турбины выполняются с двухстенным, трехстенным ЦВД с уменьшенными толщинами стенок и ограниченными размерами фланцевого соединения. Следовательно, для таких турбин, термические напряжения в РВД при одинаковых изменениях температуры свежего пара всегда достигают быстрее допустимого значения, чем термические напряжения в корпусе ЦВД. При формировании задания на изменение температуры свежего пара ведущим показателем является эффективная разность температур в РВД. Графики-задания пуска энергоблоков могут быть построены из условия ограничения уровня пусковых температурных напряжений в роторах ЦВД и ЦСД.

Разработка технологических основ автоматизации пусков предполагает предшествующее проведение на турбине исследований, необходимых для правильной организации и рационализации пусковых режимов. Для задания технологии пусковых режимов, выделения самых термонапряженных

элементов конструкции турбины, анализа и оптимизации их прогрева важно иметь предпусковое состояние турбины, соотношение температур основных конструктивных элементов при пусках после простоев. Для корпусных деталей используют непосредственное термометрирование. Так как непосредственное термометрирование металла РВД отсутствует, то основным источником сведений о распределении температур является решение задачи нестационарной теплопроводности при задаваемых краевых условиях прогрева.

На различных этапах исследования и анализа режимов работы турбин могут оказаться эффективными различные методы изучения температурных полей:

- моделирование явлений на аналоговых установках;
- аналитическое решение уравнения теплопроводности;
- численное решение уравнения теплопроводности.

Организация математического моделирования прогрева роторов является важной задачей автоматизации контроля за состоянием турбины при пусках. Задание граничных условий прогрева роторов при математическом моделировании основывается на штатных измерениях температуры и давления пара на входе в соответствующие цилиндры [27, 28].

Предметом рассмотрения при построении математической модели прогрева ротора являются: выбор метода моделирования, анализ того, насколько допустимо линеаризовать задачу теплопроводности, то есть пренебречь зависимостью теплофизических свойств металла от температуры, насколько допустимо схематизировать геометрическую форму ротора (в частности, перейти к одномерной расчетной схеме, то есть пренебречь перетоками теплоты теплопроводностью по телу ротора в осевом направлении), насколько необходимо учитывать изменения коэффициентов теплоотдачи от греющей среды к поверхности ротора при переходных режимах, выбор порядка приближения для принятой схемы моделирования.

В качестве контролируемых показателей прогрева роторов, характеризующих их температурное и термонапряженное состояние, обычно используется среднеинтегральная температура $\bar{t}$ поперечного сечения ротора

в зоне образования наибольших температурных напряжений и так называемая “эффективная” разность температуры поверхности и среднеинтегральной температуры в контролируемом сечении $\Delta \bar{t} = t_{нар} - \bar{t}$, приблизительно пропорциональная значению номинальных температурных напряжений на поверхности длинного цилиндра, имитирующего ротор, с одномерным распределением температуры по радиусу.

Различным вопросам разработки математических моделей теплового состояния роторов турбин в переходных режимах посвящены многочисленные работы А.Ш. Лейзеровича, обобщенные в монографии [27], в статьях В.Л. Похорилера [29-37], а также других исследователей, в том числе упомянутых ранее [14, 38, 39, 43].

В основном расчетные варианты решения задачи управления тепловым состоянием представленные в этих публикациях рассматриваются с учетом ограничений на величину температурных напряжений, которая не должна превышать предел текучести $\sigma_{0,2}$ материала ротора с учетом коэффициента запаса k . Недостатком описанных в них решений является допущения, принятые при разработке использованных в них моделей: температурное поле ротора принимается однородным, а его геометрическая форма аппроксимируется гладким валом без дисков. В тоже время имеются данные о значительном влиянии на поля напряжений в неравномерно нагретом роторе как его реальной геометрической формы (в частности, наличие дисков у цельнокованого ротора), так и двухмерности температурного поля [25, 40, 41]. При этом действие указанных факторов неоднозначно: они могут, как увеличивать, так и снижать величину максимальных температурных напряжений по сравнению с оценками, получаемыми при расчетах напряжений в полом гладком вале с одномерным температурным полем.

В публикациях рассматривалось термонапряженное состояние цельнокованого ротора с дисками при действии одномерного температурного поля: при этом были получены данные, свидетельствующие о том, что температурные напряжения на поверхности вала между дисками выше, чем в гладком вале. В поздних работах показано, что оценки могут быть существенно иными, если учитывать влияние дисков не только на

напряженное состояние, но и на температурное поле ротора. Диски оказывают значительное влияние на формирование температурного поля цельнокованого ротора, замедляя процесс его прогрева и охлаждения. При нестационарных режимах в вале под диском возникает так называемое “холодное” пятно, которое вызывает осевую неравномерность, сравнимую по значению с максимальным перепадом температур по радиусу вала.

Из вышесказанного следует, что можно говорить о двухмерности температурного поля ротора, которая обусловлена следующими вышеописанными факторами:

- реальная геометрическая форма с дисками и разными диаметрами;
- различная температура греющего пара по длине ротора;
- различные коэффициенты теплоотдачи от пара к ротору, то есть и чисел Био в разных точках обогреваемой поверхности ротора.

К тому же температура пара и коэффициенты теплоотдачи меняются во времени. Для экономичной модели прогрева ротора необходимо использовать простые функциональные связи между температурами и между коэффициентами теплоотдачи (числами Био) в различных точках проточной части.

В случае конденсации пара на поверхности ротора коэффициенты теплоотдачи достаточно велики ($5000 \div 8000 \text{ Вт/м}^2\text{К}$) и могут быть приняты постоянными во времени и одинаковыми для всей обогреваемой поверхности ротора.

Следовательно, при этом варианте:

$$Bi(f) = \text{const},$$

где f – номер обогреваемой поверхности ротора.

В расчете условий теплообмена принимается тот факт, что при теплообмене с перегретым паром можно считать, что коэффициенты теплоотдачи в разных точках поверхности связаны между собой постоянной зависимостью, которая не меняется во времени, то есть является статической. Предпосылкой к возможности использования этой связи является тот факт, что в большинстве случаев коэффициент теплоотдачи практически однозначно зависит от расхода пара, и эта зависимость примерно одинакова

для разных участков ротора. Кроме того, можно заметить, что отклонение коэффициента теплоотдачи в пределах $15 \div 20\%$ мало влияет на величины температур.

Более сложным является вопрос о выборе вида функциональной зависимости между температурами греющего пара в различных точках поверхности ротора. Существует ряд классических моделей для температурных статических характеристик: $\psi_i = t_i / t_1$; $\varphi_i = T_i / T_1$; $\xi_i = P_i / P_1$ и другие. Двухмерная модель процесса прогрева ротора проще только в случае, если связь между рассматриваемыми температурами является статической. Оптимальным является вариант, при котором абсолютная температура в определенной точке зависит только от абсолютной температуры в другой характерной точке. Например, мы принимаем в расчете приближенную статическую связь между абсолютными температурами в точке за i -ой ступенью и характерной точкой за первой ступенью

$$\varphi_i = T_i / T_1.$$

Этот вариант может быть доказан на основании теории политропных процессов для идеального пара: при постоянном политропном коэффициенте полезного действия рассматриваемое отношение должно быть постоянным, однако в действительности этот коэффициент полезного действия зависит от расхода пара, хотя слабо и только в малорасходной области. Поэтому величина φ_i слабо зависит от режима работы турбины. Выбор в пользу такой модели подтверждается проверкой приближения к постоянству последней величины, которая основывается на результатах теплового расчета турбины.

Для этой же задачи эксплуатационного контроля состояния ротора, с целью управления (оптимизации) тепловым состоянием необходимо рассчитывать текущие значения температурных напряжений, в первую очередь, напряжения в точке, где они максимальны. Для решения данной задачи необходимо иметь зависимости, определяющие связь величины термических напряжений σ_{max} и температурного поля ротора. При одномерном температурном поле такая связь устанавливается сравнительно легко. Поэтому использование двухмерной конечно-элементной модели для этих целей требует дальнейшего изучения, так как связано с большим объемом

вычислительных операций, обусловленных необходимостью на каждом временном шаге рассчитывать температуру во всех узловых точках геометрической модели и создавать базу данных значений. Ввиду многофункциональности вычислительной техники выполнение ей в полном объеме данных расчетных операций в темпе процесса невозможно.

Для сравнения задач физических прототипов в одномерной и двухмерной постановке задания граничных условий построим, так называемые, твердотельные двухмерные (2D) осесимметричные геометрические модели ротора. Использование твердотельных двухмерных геометрических моделей возможно в связи с тем, что ротор представляет собой тело вращения. Применение такой модели, по сравнению с трехмерной твердотельной моделью, не только упростит задачу ввиду уменьшения используемых вычислительных ресурсов, но и в значительной степени увеличит точность результатов, так как такая модель в дальнейшем имеет более качественную сетку. Это связано с тем, что нет разбивки тела модели в кольцевом направлении вращения. Также с такой “плоской” моделью проще выбрать достаточную дискретность сетки конечных элементов путем ручной установки необходимых размеров элементов в каждой определенной области модели ротора. Задача же разделения по использованию одномерной и двухмерной моделей для конкретных целей по результатам сравнительного анализа будет решена дальше.

При задании краевых условий решаемой задачи моделирования определяем граничные условия на поверхности тела, а также ввиду нестационарности – и начальные условия, то есть распределение температуры $t(x, y, z, 0)$ в начальный момент времени $\tau=0$. Будем задавать конвективный теплообмен, определяя коэффициент теплоотдачи $\alpha(\tau)$ и температуру среды $t_c(\tau)$. Этот способ задания (граничное условие III рода) связывает температуру поверхности $t_n(\tau)$ с нормальной производной на поверхности ротора $\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_n$:

$$-\lambda_n \left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_n = \alpha(\tau) \cdot [t_c(\tau) - t_n(\tau)]$$

Форма задания граничных условий теплообмена основывается на использовании температур пара, омывающего ротора в контролируемых зонах на входе в цилиндры, частоты вращения и нагрузки электрического генератора. Последние две величины используются для оценки расхода пара через турбину (G_T) для режима, по которому отсутствует тепловой расчет. Ориентировочно расход определяется по формуле, полученной интерполяцией данных теплового расчета для известных режимов конкретной паровой турбины номинальной и ряда частичных нагрузок

$$G_T = A \cdot (n/3000) + B \cdot (N/3600),$$

где A и B – расчетные коэффициенты;

n – частота вращения ротора турбины, об/мин;

N – мощность турбины, МВт.

Давление по ступеням турбины определяем по формуле Флюгеля

$$\frac{G_X}{G_0} = \sqrt{\frac{p_{0X}^2 - p_{2X}^2}{p_0^2 - p_2^2}} \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_{0X}}}$$

или при $p_0 \gg p_2$ и $p_{0X} \gg p_{2X}$

$$\frac{G_X}{G_0} = \frac{p_{0X}}{p_0} \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_{0X}}},$$

где, в данном случае:

G_0 – значение расхода пара перед ступенью турбины на базовом режиме, которым является конденсационный режим;

p_0 и p_2 – давление пара на конденсационном режиме перед и за ступенью, соответственно;

T_0 – температура пара перед ступенью на конденсационном режиме;

G_X , p_{0X} , p_{2X} и T_{0X} – соответствующие значения величин на рассчитываемом режиме.

Затем идет определение таких, необходимых для расчета коэффициентов теплоотдачи, величин и критериев, как [45, 46]:

v , м³/кг – удельный объем пара;

U , м/с – средняя скорость пара;

λ , Вт/(м·К) – теплопроводность пара;

ν , м²/с – кинематическая вязкость;

C_p , Дж/(кг·К) – изобарная теплоемкость пара;

μ , Па·с – динамическая вязкость;

Re – безразмерный критерий Рейнольдса;

Pr – безразмерный критерий Прандля.

Для формирования условий теплообмена, средствами конечно-элементного комплекса, на модель по линиям, соответствующим определенным поверхностям тела ротора, накладываются коэффициенты теплоотдачи $\alpha(\tau)$ и температуры пара $t_c(\tau)$ в рамках каждого из временных шагов изменения исходных данных по графику процесса пуска.

Графики-задания пуска энергоблоков с паровыми турбинами должны быть построены из условия ограничения уровня пусковых температурных напряжений в “критических” элементах, в которых возникают температурные напряжения, по своему уровню превосходящие температурные напряжения, возникающие в других элементах турбины.

Задача оптимизации режима пуска, соответственно, сводится к задаче оптимизации процесса прогрева роторов при пуске, формулируемая следующим образом: необходимо найти такую программу изменения температуры пара, омывающего ротор в зоне возникновения наибольших напряжений, а, следовательно, изменения температуры пара промперегрева, при которой продолжительность прогрева минимальна по времени, а параметры, характеризующие термонапряженное состояние (“эффективная” разность температур) не выходят за пределы, ограниченные допустимыми для них значениями.

В связи со сложностью осуществления непосредственного термометрирования роторов, основным источником сведений о распределении температур будет являться решение задачи нестационарной теплопроводности при задаваемых краевых условиях прогрева металла роторов. Для формирования показателей теплового состояния используется метод математического моделирования средствами конечно-элементного анализа.

Увеличение возможностей и повышение характеристик современных средств компьютерной техники дают возможность двигаться вперед автоматизации, в частности, возможно проводить сложное моделирование с получением наиболее полных и представительных результатов, сводя натурные режимные испытания по отработке графиков и инструкций к минимуму. Однако использование для эксплуатационного контроля и диагностики модели в двухмерной постановке представляет большие сложности ввиду того, что блок оборудования АСУ турбины и энергоблока многофункционален и выполнение его всех задач в реальном времени практически невозможно в связи со сложностью математики и большого количества точек, требуемых обработки.

Поэтому, возникает вопрос о возможности расчета в реальном масштабе времени по одномерной схеме, что не приводит к увеличению дискретизации шагов по времени и потере эффекта непрерывности контроля, либо об упрощении модели в двухмерной постановке.

Соответственно, есть необходимость построения конечно-элементной модели опасного участка ротора в одномерной постановке задания граничных условий, а также сравнения с ранее описанной двухмерной моделью с целью проверки возможности заложения одномерной схемы в программу эксплуатационного контроля, что гораздо упрощает данную задачу.

В случае удовлетворения требуемого качества результатов решения нестационарных задач прогрева участков ротора в одномерной постановке с конечно-элементной моделью в них вносятся возможные поправки для использования данных моделирования в процессе расчета условий, закладываемых в программу эксплуатационного “on-line” контроля.

Требования достаточной простоты модели и получаемых от нее результатов по отношению к выбранной системе ее характеристик связаны со степенью ее адекватности.

Весь процесс по достижению необходимых результатов, производимого моделирования, можно условно разделить на четыре этапа (см. рис. 5.1):

- переход от реальной конструкции к механической или математической ее модели;

- переход от непрерывной механико-математической модели к дискретной модели или расчетной схеме, приспособленной к возможностям конкретного инструмента вычислений;
- описание этой расчетной схемы доступными средствами избранного программного обеспечения, проведение самого расчета, получение численных результатов расчета;
- интерпретация, анализ результатов расчета и получение итоговой информации.



Рис. 5.1. – Процесс моделирования

Под ошибками здесь понимаются все отклонения, отступления и погрешности моделирования от реальной конструкции и условий процесса в результате допущений, принимаемых при разработке моделей для некоторых свойств объекта исследования, а также погрешности вычислений. Допущения принимаются с целью отражения только основных интересующих нас черт процесса для упрощения реализации моделирования, и тем более схем и условий контроля характерных параметров реального объекта в темпе процесса.

Вышеописанные допущения, принимаемые для одномерной модели должны быть обоснованы сравнениями результатов одно- и двухмерных моделей с исследованиями для понимания разницы в них, связанной с теми или иными факторами, возникающими при упрощении модели, для введения поправок в характеристики виртуальной модели. Например, такие моменты как, влияние диска, галтели, канавки, изменения диаметра, типа и состояния уплотнения в реальном объекте на протекание процесса объясняет результаты упрощенной модели и дает направление в расчете корректирующих коэффициентов.

По уже упомянутой причине многофункциональности АСУ ТП, интересующая нас модель процесса прогрева должна быть достаточно экономична с точки зрения возможности реализации ее в режиме “онлайн”. С этой целью необходимо, либо значительно упростить вычислительную схему, используя простые функциональные связи, учитывающие двухмерность температурного поля и реальную геометрическую форму ротора, либо рассматривать одномерную модель без учета осевой неравномерности температур и влияния реальной формы.

Одномерная модель во многих случаях достаточно точно воспроизводит температурное поле в “критических” сечениях роторов многих типов мощных паровых турбин, например, сечение зоны промежуточных уплотнений внутреннего корпуса цилиндров с петлевой схемой движения пара в проточной части, а также для зоны передних концевых уплотнений цилиндров без внутреннего корпуса.

Контрольные вопросы к главе 5

1. Какие составные части можно выделить в составе энергоблока при автоматизации управления пусками паровых турбин?
2. Какие цели преследует автоматизация пусков паровых турбин?
3. Какие основные способы автоматизации непрерывного управления при пусках паровых турбин можно выделить?
4. Какие методы изучения температурных полей роторов турбин можно выделить?
5. Какие основные параметры ограничивают изменение температуры свежего пара паровой турбины?

ГЛАВА 6. ТЕПЛОВОЕ И ТЕРМОНАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ КРИТИЧЕСКИХ УЗЛОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Теплофикационные турбины, установленные на электростанциях России, часто работают в переменной части графика электрических нагрузок, а также в режиме частых пусков и остановов. Это обусловлено тем, что маневренные возможности находящихся в эксплуатации конденсационных агрегатов исчерпаны и недостаточны для покрытия переменной части графика электрических нагрузок. К тому же в районах крупных промышленных центров, обычно обладающих повышенной неравномерностью энергопотребления, значительная часть общей мощности турбоагрегатов установлена на ТЭЦ. Все это ужесточает требования к маневренности теплофикационных турбин [47, 48]. Однако повышение маневренности турбины ограничивается надежностью основных массивных деталей паровой турбины, таких как ротора, корпуса цилиндров, стопорных и регулирующих клапанов, температурные напряжения в которых ограничивают темп и продолжительность пусковых и переходных режимов, а также определяют ресурс эксплуатации. В условиях, когда наработка большинства турбин превысила проектный, а в некоторых случаях парковый и индивидуальный ресурсы, а значительная часть парка турбин типа Т-110/120-130 и Т-250/300-240 превзошла нормативные наработки времени для высокотемпературных деталей ЦВД и ЦСД [49], вопрос о повышении надежности эксплуатации теплофикационных турбин, безусловно, актуален.

Использование теплофикационных турбин, проектировавшихся как базовые агрегаты, в работе переменной части графика электрических нагрузок, а также в режиме частых пусков и остановов при удержании параметров, определяющих надежность в допустимых пределах, является важной и сложной задачей. Ее решение связано с внедрением ряда конструктивных мероприятий, а также с разработкой методов и средств контроля за термонапряженным состоянием турбины. Контроль температурного и, соответственно, термонапряженного состояния наиболее массивных высокотемпературных элементов турбины позволяет не допустить превышения допускаемых значений напряжений, а также осуществлять

пусковые и переходные режимы по фактическому температурному состоянию турбины.

Однако для решения этой задачи необходимо для каждого конкретного типа турбины определить – какие именно узлы являются «критическими элементами», температурные напряжения в которых определяют темп и продолжительность пусковых операций, а также зоны возникновения максимальных температурных напряжений в них [49]. Это позволяет не только выработать рекомендации конструктивного и режимного характера, позволяющие снизить температурные напряжения в пусковых режимах и темп накопления повреждений в металле, но и разработать рациональные системы контроля за термонапряженным состоянием.

Авторами пособия показано, что для теплофикационных турбин средней мощности производства УТЗ на докритические параметры пара с однокорпусной конструкцией ЦВД, к которым относится турбина Т-110/120-12,8, контроль прогрева статорных деталей, как правило, является гарантией того, что в роторах этих турбин не возникает чрезмерных температурных напряжений. Влияние ротора на режим пуска учитывается только через его относительное расширение. Однако необходимо отметить, что уже достаточно давно турбины Т-110/120-12,8 оснащаются штатной системой обогрева фланцев и шпилек с подачей пара в обнизку [50, 51]. Это конструктивное мероприятие позволило не только эффективно воздействовать на такой параметр как относительное расширение ротора, но и снизить температурные напряжения, возникающие в массивных фланцах корпуса ЦВД. В этой связи решается задача выявления «критических» элементов среди массивных высокотемпературных деталей турбины, температурные напряжения в которых ограничивают маневренность турбины в пусковых режимах.

Теплофикационные турбины, как правило, устанавливаются на ТЭЦ с поперечными связями, при этом во время пуска в зоне паровпуска ротор и корпус ЦВД омываются паром, температура которого лишь незначительно ниже температуры свежего. Условия, близкие к тепловому удару, могут вызвать значительные температурные напряжения (особенно в зоне

концентраторов) [52].

Исследованию термонапряженного состояния роторов мощных конденсационных установок с промежуточным перегревом пара посвящено множество работ. Расчетные и экспериментальные исследования позволяют утверждать, что в мощных конденсационных турбинах с промежуточным перегревом пара типа К-300-240, К-500-240, К-800-240 «критическими элементами» являются РСД. Это обусловлено тем, что, во-первых, металл РСД в зоне паровпуска и переднего концевого уплотнения омывается паром, имеющим достаточно высокую температуру (близкую к температуре за промежуточным пароперегревателем), во-вторых, большими диаметрами РСД по сравнению с РВД, и, в-третьих, наличием ярко выраженного думмиса у РСД некоторых турбин с однопоточной конструкцией ЦСД. Все вышеперечисленные особенности турбин с промежуточным перегревом характерны и для теплофикационной турбины Т-250/300-240. Однако в некоторых работах, посвященных оптимизации пусковых режимов турбины путем моделирования ее термонапряженного состояния, в качестве критического элемента рассматривался РВД. Таким образом, важной для каждого типа турбин, в том числе для теплофикационной турбины Т-250/300-240, является задача выявления «критических элементов», по которым должна осуществляться оптимизация пусковых режимов.

Массивные высокотемпературные детали турбин, такие как ротора, корпуса цилиндров и стопорных клапанов обладают сложной геометрией. Особенно это относится к статорным деталям – корпусам ЦВД, значительно отличающимся от тел вращения. Температурное поле корпусов в пусковых режимах характеризуется, как радиальной, так и окружной и осевой неравномерностями. Поэтому расчет полного температурного поля корпуса представляет собой весьма сложную проблему, требующую решения трехмерной задачи нестационарной теплопроводности, при переменных во времени и пространстве граничных условиях. При проектировании, а также при расчетных и расчетно-экспериментальных исследованиях турбин в эксплуатации вводят множество допущений, сводя задачу к двухмерной, а в некоторых случаях, и к одномерной. Еще более сложной задачей является

определение температурных напряжений в корпусах турбин. Чаще всего, расчеты температурных напряжений выполняются по формулам для простейших геометрических тел, таких как пластина, бесконечный цилиндр и т.д., предполагая, что температурное поле неизменно в окружном и осевом направлениях. Однако такая расчетная схема далека от действительности. Поэтому задача определения НДС корпусов ЦВД турбин в пусковых режимах с учетом взаимного влияния максимально возможного количества факторов также является важной и решена авторами настоящего издания.

Конструктивное исполнение органов паровпуска паровых турбин отличается большим разнообразием, вследствие чего температурное состояние стопорных клапанов (СК) существенно зависит от особенностей конструкции каждого из них.

Схемы соединения паровых коробок стопорных и регулирующих клапанов высокого давления, применяемые в отечественном паротурбостроении, можно разделить на три типа [44, 53, 54]:

- стопорные и регулирующие клапаны расположены отдельно и соединены длинными перепускными трубами. На каждый СК приходится от двух до четырех регулирующих клапанов;

- стопорные и регулирующие клапаны расположены рядом и соединены короткими патрубками в блоки клапанов. На турбине Т-250/300-240 корпуса всех трех регулирующих клапанов соединены с одним СК и расположены последовательно, что облегчает условия равномерного прогрева всех клапанов. На турбине К-800-240 каждый регулирующий клапан соединен со стопорным отдельным коротким патрубком;

- стопорные и регулирующие клапаны расположены вместе в одном общем корпусе, представляющем собой отливку сложной конфигурации.

Также стопорные и регулирующие клапана различаются по конструкции соединения крышки с паровой коробкой клапана. Выделяют три основных типа соединения:

- фланцевое соединение крышки с корпусом СК, обеспечивающее плотность конструкции. Такая конструкция соединения применяется в основном для клапанов турбин на докритические и критические параметры

пара. Фланцевое соединение требует достаточно жесткой крышки с толстыми фланцами и мощными шпильками. Применение подобного соединения на клапанах турбин на сверхкритические параметры пара неизбежно приводит к увеличению металлоемкости данного узла и, следовательно, к снижению маневренности;

- на СК турбин Т-250/300-240 и К-800-240 также имеется крышка с фланцевым соединением, однако она уже не столь массивна, так как плотность этих конструкций обеспечивается клиновым соединением и стопорным кольцом. Но такое соединение приводит к увеличению зоны паровой коробки СК непосредственно не омываемой паром, что может привести к значительным осевым градиентам температур и температурным напряжениям при его прогреве;

- на СК турбин ХТЗ применяется резьбовое соединение, однако оно обладает тем же недостатком, что и предыдущий тип конструкции.

Органы паровпуска паровой турбины, особенно СК, работают в наиболее опасных с точки зрения возникновения температурных напряжений условиях. Температура пара в паровых коробках стопорных и регулирующих клапанов при пусках из холодного состояния изменяется в диапазоне от 20 °С до температуры свежего пара. Высокие параметры и скорости пара в корпусах клапанов обуславливают весьма интенсивную теплоотдачу в них. Большие толщины стенок и фланцев корпусов стопорных и регулирующих клапанов ЦВД обусловлены большими перепадами давления. Чаще всего, наиболее массивным является СК, так как диаметр стопорного клапана и, соответственно, диаметр паровой коробки СК гораздо больше, чем в регулирующих клапанах. Все вышесказанное приводит к тому, что именно СК у большинства паровых турбин могут оказаться «критическими элементами», температурные напряжения в которых ограничивают продолжительность пуска турбины из различных тепловых состояний.

Температурные поля в корпусах СК отличаются значительной неравномерностью и существенно зависят от их конструкции, в частности от конструкции соединения крышки с паровой коробкой клапана, от количества и расположения патрубков подвода и отвода пара и опорных лап, от

конструкции парового сита и т.д.

Исследованию температурных полей и температурных напряжений в СК турбин различных типов посвящено значительное количество работ [44, 55-74]. В большинстве из них исследуются температурные поля и температурные напряжения в СК мощных турбин. Определение температурных полей СК выполняется как путем непосредственного измерения температур металла в нескольких точках, так и с помощью расчетных методов.

При натурном термометрировании выполняются замеры температур металла паровой коробки в наиболее характерных точках, в области возможного возникновения максимальных разностей температур.

Необходимо отметить, что основная проблема при расчетном исследовании температурных полей в СК заключается в определении коэффициентов теплоотдачи от пара к металлу на обогреваемых поверхностях СК. Работа [60] является по сути единственной, в которой было проведено экспериментальное исследование теплоотдачи в СК и в коробке регулирующих клапанов при пуске паровой турбины ВКВ-22. Значения коэффициента теплоотдачи определялись на основе опытных данных о температуре пара в СК и температурах металла на изолированной поверхности и вблизи обогреваемой поверхности.

Прогрев корпусов СК при пусках приводит к появлению значительных разностей температур не только по толщине стенки, но и в осевом направлении [44, 59, 62, 64-69, 74]. Наиболее быстро прогревается центральная часть паровой коробки, омываемая практически полным расходом пара. Зона корпуса вблизи крышки прогревается значительно медленнее. В итоге осевая разность температур возрастает в процессе пуска до значительных величин (80-200°С в зависимости от конструкции соединения крышки с корпусом) и далее снижается до своего стационарного значения.

Кроме того, у клапанов практически всех турбин имеет место окружающая неравномерность температур, обусловленная влиянием патрубков подвода и отвода пара, опорных лап. Однако, чаще всего, при определении температурных полей их влиянием пренебрегают и используют либо

одномерные, либо осесимметричные расчетные модели [44, 59, 64, 70].

Большие разности температур в корпусе СК возникают при резких изменениях расхода пара (например, при подаче пара в турбину, выходе на холостой ход и включении генератора в сеть). Значение разностей температур в этих режимах пропорционально коэффициенту теплоотдачи от пара к металлу и, соответственно, расходу пара. Однако наибольшие разности температур наблюдаются в процессе предварительного прогрева СК с помощью байпаса ГПЗ при пусках из холодного состояния [67, 68, 69]. На этом этапе пуска происходит конденсация пара на внутренней поверхности корпуса СК. В результате чего поверхность стенки корпуса СК прогревается до температуры насыщения, которая соответствует давлению в СК. В этой связи регулирование давления за байпасом ГПЗ на данном этапе пуска должно осуществляться таким образом, чтобы не допустить чрезмерных градиентов температур и температурных напряжений в корпусе СК.

Сложная форма корпусов клапанов турбин затрудняет анализ их напряженного состояния при неравномерном прогреве. Из-за этого во многих работах температурные напряжения в корпусах клапанов турбин рассчитывались по формулам для полого шара, бесконечной пластины или длинного полого цилиндра. Однако такой подход не учитывает влияния напряжений, обусловленных неодинаковой деформацией соседних элементов конструкции из-за их неравномерного прогрева или неодинаковой жесткости.

В [44, 56, 70] была составлена расчетная схема, позволяющая учесть взаимодействия соседних элементов корпуса и сложность температурного поля. В ней корпус СК рассматривался как тело, состоящее из элементов простой геометрической формы (цилиндрическая стенка корпуса, фланец и крышка). В местах их соединения моменты упругого взаимодействия определялись из условия равенства деформаций на границах соседних элементов.

При расчете термонапряженного состояния корпусов клапанов также используется теория тонких оболочек. В [71] при расчете температурных напряжений в регулирующем клапане турбины К-200-130 корпус клапана рассматривался как осесимметричная оболочка вращения, защемленная в

месте сварного соединения патрубка с корпусом ЦВД. Этот же метод был применен для предварительной оценки температурных напряжений в СК турбины К-500-240-2 в работе [65].

Однако оба вышеописанных метода не позволяют полностью учесть сложность геометрической формы корпусов, наличие патрубков, геометрических концентраторов напряжений (например, наличие проточки под упорное кольцо во фланце в СК турбин К-800-240, Т-250/300-240). Кроме того, известны случаи обнаружения трещин малоциклового усталости в корпусах СК, в месте приварки паровпускного патрубка, вызванных чрезмерными температурными напряжениями, которые практически невозможно оценить вышеописанными методами [26].

Значения наибольших температурных напряжений и радиальных температурных разностей в паровой коробке СК не всегда имеют однозначную взаимосвязь между собой, что при определенной конструкции клапанов обусловлено наличием значительной осевой температурной неравномерности в корпусе клапана. В работах [73, 74] выполнены подробные расчетно-экспериментальные исследования температурных полей и температурных напряжений в СК турбины К-500-240-2 ХТЗ.

Однако оба вышеописанных метода не позволяют полностью учесть сложность геометрической формы корпусов, наличие патрубков, геометрических концентраторов напряжений (например, наличие проточки под упорное кольцо во фланце в СК турбин К-800-240, Т-250/300-240). Кроме того, известны случаи обнаружения трещин малоциклового усталости в корпусах СК, в месте приварки паровпускного патрубка, вызванных чрезмерными температурными напряжениями, которые практически невозможно оценить вышеописанными методами [72].

Значения наибольших температурных напряжений и радиальных температурных разностей в паровой коробке СК не всегда имеют однозначную взаимосвязь между собой, что при определенной конструкции клапанов обусловлено наличием значительной осевой температурной неравномерности в корпусе клапана. В работах [73, 74] выполнены подробные расчетно-экспериментальные исследования температурных полей и

температурных напряжений в СК турбины К-500-240-2 ХТЗ. Целью этих работ было найти комплексный показатель прогрева СК, достаточно точно характеризующий его термонапряженное состояние при ограниченном числе измерений температуры металла. В работах подтверждается наличие существенно двухмерного характера температурного поля в корпусе СК. Сопоставление максимальных значений термических напряжений и характерных температурных разностей показало, что значения наибольших напряжений должны определяться двумя температурными разностями – радиальной и осевой. Необходимо отметить, что расчет термических напряжений в корпусе СК по температурным полям проводился на ЭВМ с использованием программ, основанных на решении задач термоупругости достаточно точными методами, например, методом конечных разностей. Позднее подобные исследования были выполнены для СК турбины К-800-240 ЛМЗ [63].

Относительно немного работ посвящено исследованию СК теплофикационных турбин [61, 64]. Во всех рассмотренных работах для определения температурных полей использовались либо результаты измерений ограниченного числа температур в определенных точках, либо результаты расчетов по одномерным и двухмерным моделям. При расчете температурных напряжений на основе полученных температурных полей в расчетные схемы вводились значительные допущения. Так, например, для СК не учитывалось наличие паровпускного патрубка, расточек под упорные кольца в конструкциях СК с клиновым уплотнением и т.д. Данное обстоятельство было обусловлено отсутствием на тот момент высокопроизводительных ЭВМ и пакетов программ, позволяющих учесть трехмерную конфигурацию паровпускных органов.

Вследствие этого возникает необходимость изучения влияния реальной конфигурации СК на их температурное и термонапряженное состояние с целью использования этих данных для разработки систем контроля и управления термонапряженным состоянием СК. Для этого необходимо получение двухмерных или трехмерных полных температурных полей СК с последующим их использованием для расчета температурных напряжений.

На рис. 6.1 представлена трехмерная конечно-элементная модель стопорного клапана.

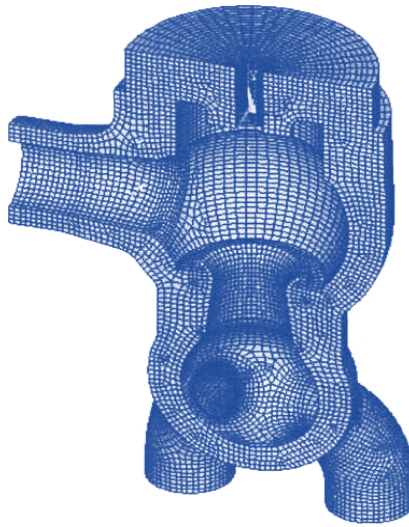


Рис. 6.1. – Трехмерная конечно-элементная модель стопорного клапана

С использованием этой модели авторами рассчитаны температурные поля и температурные напряжения в корпусе СК при пуске из холодного состояния [47]. Температура пара в СК, также, как и для осесимметричной задачи, задавалась в соответствии с замерами при пуске из холодного состояния турбины Т-110/120-130 ст. №5 Ново-Свердловской ТЭЦ.

Сопоставление полученных температурных полей в трехмерной модели корпуса СК напротив паровпускного патрубка с температурными полями, полученными с помощью осесимметричной модели показало, что они полностью идентичны. Однако в области фланца, непосредственно примыкающей к паровпускному патрубку, температурные поля несколько отличаются от полей в осесимметричной модели. В этой зоне имеют место значительные градиенты температур как в радиальном, так и в осевом направлениях.

На основе расчета температурных полей в трехмерной модели были рассчитаны температурные напряжения, соответствующие этим температурным полям.

С целью выбора расчетной модели для дальнейших исследований авторами было проведено сравнение максимальных напряжений, полученных с помощью двухмерной и трехмерной моделей СК. Из сравнения результатов

расчета температурных напряжений при двухмерной и трехмерной моделях СК турбины Т-110/120-130 сделаны следующие выводы [47]:

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

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

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.

В ЦВД и ЦСД отечественных паровых турбин, в том числе в теплофикационных турбинах УТЗ, применяются цельнокованные роторы с центральным сверлением. Конструкция ротора и его температурное состояние в пусковых режимах определяются конструктивной схемой цилиндра в целом.

Значительное количество работ посвящено анализу как теплового, так и термонапряженного состояния роторов турбин различных типов в режимах пуска, останова, изменения нагрузки [27, 75-88]. Результаты этих работ наиболее полно обобщены в монографиях [27, 44, 75].

Считается, что «критическими» элементами, определяющими маневренные качества турбин многих типов, являются роторы высокого и среднего давления (ротора среднего давления в турбинах с промежуточным перегревом пара) [27, 44, 75, 77, 78]. Это обусловлено, в частности, тем, что конструктивные особенности высокотемпературных участков роторов определяют существенную концентрацию температурных напряжений в них. В то же время эти участки подвергаются наиболее значительным изменениям температуры пара в процессе пуска, с одной стороны, а теплообмен между ротором и паром протекает при больших коэффициентах теплоотдачи, с другой стороны.

Вследствие трудностей экспериментального исследования температурного состояния роторов в условиях эксплуатации, в отличие от статорных деталей, основным и единственным методом исследования остается математическое моделирование. Практически единственной работой, в которой было выполнено подробное термометрирование ротора, является [89].

В связи с практически полной осевой симметрией роторов температурное поле в пусковых режимах также является осесимметричным. Поэтому основным вопросом при расчете является учет двухмерности температурного поля. В ряде работ [76, 77] ротор рассматривался как бесконечный цилиндр, нагреваемый по одной поверхности и идеально изолированный по другой.

Необходимо отметить, что одномерные расчетные схемы, где реальная геометрическая форма ротора в зоне образования наибольших температурных напряжений схематизируется полым цилиндром, чаще всего, используются при разработке алгоритмов для контроля за прогревом роторов [78, 79]. Правомерность такого допущения должна быть подтверждена расчетами. Так, например, в работе [80] путем сравнения результатов расчета по одномерной и двухмерной моделям РСД турбины К-800-240 была доказана возможность использования одномерной расчетной схемы при определении температурных полей в зонах, характеризующихся максимальными температурными разностями – в зонах паровпуска ЦСД и диафрагменного уплотнения 2-ой ступени ЦСД.

В работах [81-84] роторы турбин рассматривались как тела вращения. Для расчета температурных полей использовался либо метод конечных разностей, либо метод конечных элементов на основе равномерной прямоугольной сетки, подробно рассмотренные в работах [42, 44]. Расчетная область описывалась координатами назначаемых на ее контуре базовых точек, которые в дальнейшем использовались для задания граничных условий теплообмена.

Необходимо отметить, что во всех работах расчетные сетки были построены без учета геометрии концентраторов напряжений, таких как

тепловые канавки и придисковые галтели. Это было обусловлено тем, что учет этих факторов практически не влияет на температурное поле роторов. К тому же учет реальной геометрической формы ротора привел бы к значительному увеличению (в несколько раз) узлов расчетной сетки, что потребовало бы мощных ЭВМ, которых просто не существовало на момент проведения большинства из рассмотренных работ.

Практически во всех работах по исследованию теплового состояния роторов показано, что наибольшие разности температур по радиусу роторов возникают при пусках из холодного состояния в высокотемпературной части роторов: в зонах паровпуска, регулирующей ступени, передних концевых уплотнений.

В работе [84] показано, что в такой сложной области, как зона концевого уплотнения ЦСД турбины К-300-240 ЛМЗ, далекой по своей форме от гладкого вала со сложной формой разгрузочного поршня, с большими радиальными и осевыми градиентами температур необходимо использование двухмерной модели ротора.

Несмотря на то, что в большинстве работ перед расчетом температурных напряжений получали достаточно подробные двухмерные температурные поля роторов, расчет НДС выполняли по весьма упрощенным схемам. Ротора рассматриваются как бесконечный цилиндр с неравномерным в радиальном направлении температурным полем, при этом не учитывается влияние на напряженное состояние дисков, формы разгрузочных поршней и осевой неравномерности температур [76, 77, 79]. Учет местного увеличения напряжений на дне тепловых канавок и придисковых галтелей учитывается с помощью коэффициентов концентрации, полученных, например, в работе [85]. Однако в работе [90] показано, что использование коэффициентов концентрации напряжений, полученных для одномерного температурного поля, может внести существенную погрешность при двухмерном температурном поле.

В работе [38] приводится расчетная схема, учитывающая влияние дисков на термонапряженное состояние ротора. Диск и вал условно отделяются друг от друга и рассматриваются напряжения и деформации в

свободных от внешних нагрузок диске и вале, определяются усилия взаимодействия этих элементов, обеспечивающие равенство радиальных деформаций в месте их соединения. После расчета дополнительных напряжений в диске и вале, вызванных усилиями взаимодействия, производится суммирование этих дополнительных напряжений с температурными напряжениями для каждого из элементов. Расчеты показали, что учет влияния дисков увеличивает напряжения на поверхности вала между ними на величину, зависящую от геометрии конкретного ротора. Однако в работе [38] было принято допущение, что температурное поле неравномерно только в радиальном направлении и неизменно в осевом.

Дальнейшим развитием исследований влияния дисков на термонапряженное состояние ротора стала работа [86]. В ней показано, что температурное поле ротора в зависимости от толщины диска может быть существенно двухмерным, под диском имеет место «холодное пятно». Проведение расчета номинальных напряжений в вале по температурному полю в зоне уплотнения между дисками может быть источником значительных ошибок как в значении напряжений на поверхности, так и во времени достижения их максимальных значений.

Таким образом, при расчете термонапряженного состояния роторов приходится учитывать совместное влияние множества факторов. Необходима методология междисциплинарного расчета, позволяющая учитывать реальную геометрическую форму роторов, влияние сложности температурного поля на термонапряженное состояние (особенно в месте концентрации напряжений).

Следует отметить, что подавляющее большинство работ посвящено исследованию термонапряженного состояния роторов мощных конденсационных установок [65, 76, 80, 81, 87]. Значительно меньше работ посвящено исследованию термонапряженного состояния роторов высокого давления теплофикационных турбин на докритические и сверхкритические параметры пара. Однако немногочисленные исследования термонапряженного состояния роторов высокого давления таких турбин [77] показали, что в них могут возникать температурные напряжения,

превышающие предел текучести роторной стали. Это обусловлено тем, что теплофикационные турбины, как правило, устанавливаются на ТЭЦ с поперечными связями, при этом при пуске ротор омывается паром, температура которого лишь незначительно меньше температуры свежего пара.

Это обстоятельство впервые было отмечено при анализе термонапряженного состояния ротора турбины Р-100-130 [77]. Для ротора указанной турбины были определены максимальные значения условно-упругих напряжений с учетом их концентрации в зоне тепловых канавок промежуточных уплотнений, которые достигали 1200-1400 МПа.

Расчетные и экспериментальные исследования термонапряженного состояния роторов мощных конденсационных установок с промежуточным перегревом пара, проведенные авторами работ [65, 76, 80, 81, 87], позволяют утверждать, что в турбинах с промежуточным перегревом пара «критическими элементами» являются РСД. Это обусловлено тем, что, во-первых, металл РСД в зоне паровпуска и ПКУ омывается паром, имеющим достаточно высокую температуру (близкую к температуре за промежуточным пароперегревателем), во-вторых, большими диаметрами РСД по сравнению с РВД, в-третьих, наличием ярко выраженного думмиса у РСД некоторых турбин с однопоточной конструкцией ЦСД. Все вышеперечисленные особенности турбин с промежуточным перегревом характерны и для теплофикационной турбины Т-250/300-240.

Однако в работе [88], посвященной оптимизации пусковых режимов турбины путем моделирования ее термонапряженного состояния, в качестве критического элемента был выбран РВД. И именно по его термонапряженному состоянию предлагалась оптимизация пусковых режимов.

В связи с вышесказанным важной задачей является проведение исследования термонапряженного состояния роторов теплофикационных турбин. Для турбины Т-250/300-240 с промежуточным перегревом важно проведение исследования термонапряженного состояния РВД и РСД-1 с целью выявления «критических элементов» турбины, по которым должна осуществляться оптимизация пусковых режимов.

Расчетная модель РВД турбины Т-250/300-240 представлена на рис. 6.2. В результате расчета были получены двухмерные нестационарные температурные поля роторов.

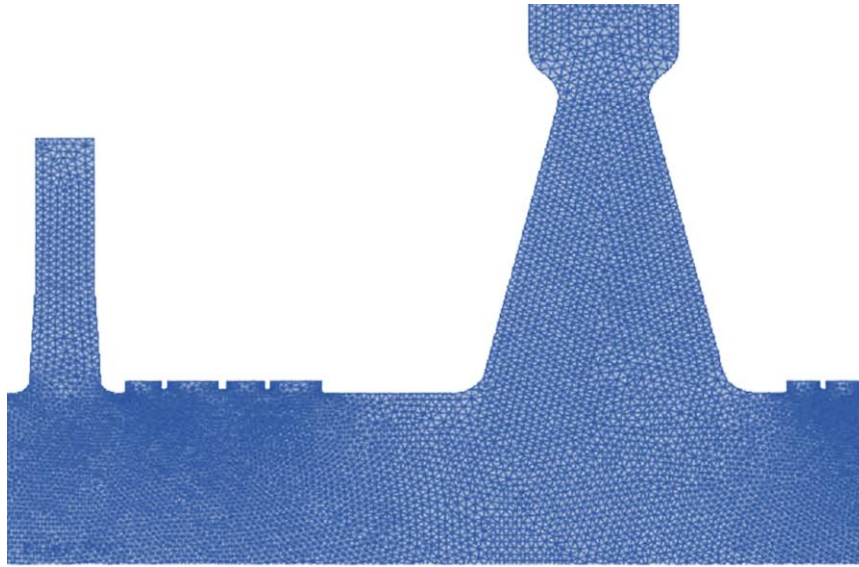


Рис. 6.2. – Конечно-элементная модель РВД турбины Т-250/300-240

На рис. 6.3 показаны изолинии температур для одного из моментов времени пуска. Приведенное на рис. 6.3 температурное поле характеризует распределение разностей температур в РВД на протяжении практически всего пуска (от 50 мин. после толчка ротора до достижения номинальной нагрузки).

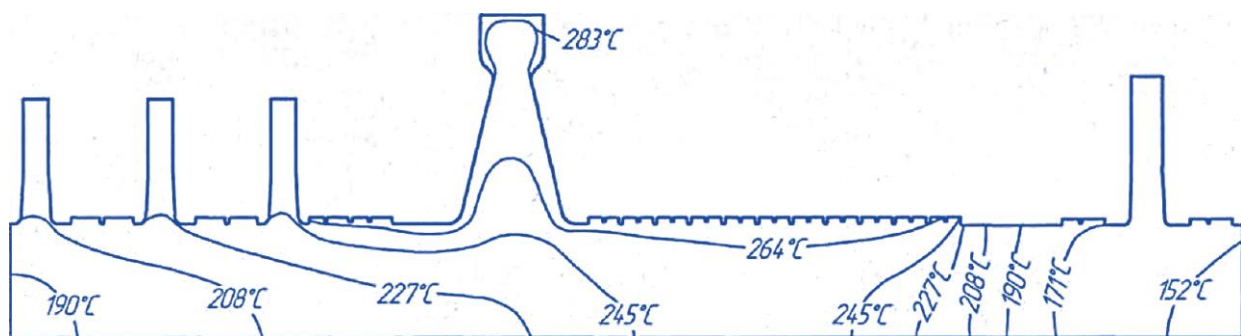


Рис. 6.3. – Температурное поле РВД турбины Т-250/300-240 при пуске из холодного состояния через 50 мин после толчка ротора

По конструктивному признаку ЦВД турбин можно классифицировать следующим образом [44, 91]:

- однокорпусные ЦВД с вваренными сопловыми коробками (например, ЦВД турбин Т-60/65-130, Т-110/120-130, К-200-130);
- двухкорпусные ЦВД с петлевой схемой течения пара, то есть поворотом потока после ступеней, расположенных во внутреннем корпусе

(например, ЦВД турбин Т-250/300-240, ПТ-140/165-130/15 УТЗ, К-300-240 и К-800-240 ЛМЗ и др.);

- двухкорпусные ЦВД с размещением сопловых камер непосредственно в теле внутреннего корпуса (например, ЦВД турбины К-300-240 ХТГЗ).

Также существуют различные конструктивные схемы совмещенных цилиндров высокого и среднего давлений (ЦВСД). Они применяются в основном зарубежными турбостроительными предприятиями. В отечественном турбостроении совмещенный ЦВСД имеет турбина К-160-130 ХТГЗ.

Для более равномерного прогрева фланцевого соединения горизонтальных разъемов и удержания в допустимых пределах относительного расширения роторов при пусках, на большинстве отечественных турбин предусматривается система обогрева фланцев и шпилек (СОФШ). На современных модификациях паровых турбин применяется СОФШ с подачей пара в обнизку фланца [50, 51]. Единственным недостатком данного решения является возможность возникновения при пуске «температурного перекоса» во фланцах (разность температур фланца горизонтального разъема справа и слева), что, в свою очередь, может вызвать затрудненное тепловое расширение турбины. Однако в ОАО «Теплоэнергосервис ЭК» разработаны конструктивные решения, позволяющие снизить влияние данного явления на систему тепловых расширений турбины [66-69].

Данное конструктивное мероприятие позволило снизить температурные напряжения в ЦВД из-за разностей температур по ширине фланца и разностей температур стенка-фланец, а также повысить надежность эксплуатации турбины.

Необходимо отметить, что теплообмен между стенкой цилиндра и греющим паром существенно ниже, по сравнению с роторами турбин и стопорными и регулирующими клапанами. Это связано, прежде всего, с тем, что большинство поверхностей цилиндров не омываются основным расходом пара, а экранируются обоймами и диафрагмами. Коэффициенты теплоотдачи в камерах отборов и безотборных камерах не превышают $400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$.

Исключение составляют камера регулирующей ступени и камера паровпуска, где высокий уровень коэффициентов теплоотдачи обусловлен интенсивной окружной циркуляцией пара, вызываемой закруткой потока за регулирующей ступенью [44].

Сложная геометрическая форма корпусов цилиндров турбин обуславливает возникновение сложных трехмерных температурных полей в них не только при пусках и остановах, но и на стационарных режимах работы.

В цилиндрах обычно выделяют три составляющие неравномерности температурного поля, которые могут оказывать существенное влияние на термонапряженное состояние корпуса [44]:

- радиальная неравномерность распределения температур, которая характеризуется разностями температур по толщине стенок корпуса и ширине фланцев;
- осевая неравномерность распределения температур, которая обусловлена, главным образом, различными температурами пара и коэффициентами теплоотдачи в камерах по длине цилиндра;
- окружная неравномерность температур, которая проявляется, прежде всего, в виде разностей температур верха и низа корпусов, а также в виде разностей температур стенка-фланец.

Расчет полного температурного поля ЦВД представляет весьма сложную задачу, требующую решения трехмерной задачи нестационарной нелинейной теплопроводности при граничных условиях, переменных во времени на различных участках корпуса [44]. Экспериментальное исследование температурных полей хотя и является достаточно точным, но требует установки большого числа термопар в различных точках корпуса. Значительное количество расчетных и экспериментальных работ по исследованию теплового и термонапряженного состояния корпусов паровых турбин выполнено под руководством В.И. Берлянда [92-98].

В ряде работ при расчете температурных полей задача обычно упрощается путем разбиения ее на ряд отдельных задач:

- анализ прогрева стенки вдали от фланцев на основе одномерной расчетной схемы;

- анализ взаимного влияния стенки и фланца на основе двухмерной модели поперечного сечения камеры регулирующей ступени;
- анализ взаимного влияния соседних камер на основе двухмерной осесимметричной задачи для продольного сечения стенки корпуса, с учетом изменения граничных условий по камерам, то есть приходится решать двухмерную задачу нестационарной теплопроводности для продольного сечения стенки;
- анализ температурного поля фланца на основе двухмерной модели продольного сечения фланца на середине его высоты.

Однако такие допущения могут привести к значительным погрешностям в определении температурных полей. Так, например, при наличии системы обогрева фланцев и шпилек с подачей пара в обнизку фланца может наблюдаться существенная неравномерность температурного поля не только по ширине фланца, но и по его высоте.

Большую сложность представляет расчет температурных напряжений в корпусах турбин. Непосредственное измерение напряжений на работающем оборудовании является достаточно сложной задачей в силу ограниченности точек измерения и времени стабильной работы высокотемпературных тензорезисторов, а также невозможностью измерения местных напряжений в зонах концентраторов. Поэтому расчетные методы являются основным инструментом, позволяющим оценить термонапряженное состояние корпусов.

В работах [43, 79] для оценки температурных напряжений в зоне образования наибольших разностей температур фланец корпуса представлялся в виде бесконечной пластины, а стенка в виде полого цилиндра. Однако такая схема далека от действительности и может привести к ошибке в 2-3 раза [44].

В работах [92-94] использовалась методика расчета, изложенная в [95-98] и позволяющая учесть влияние фланцев на термонапряженное состояние корпуса в области стенки. Особенности использованных расчетных моделей и методики состоят в следующем. НДС корпуса, обусловленное воздействием неравномерного температурного поля, условно разбивается на

две составляющие: «основное» и «дополнительное». При определении «основного» НДС корпус рассматривается как система сопряженных осесимметричных оболочек различного типа (цилиндр, тор, конус). «Дополнительное» НДС обусловлено влиянием фланцев горизонтального разъема. Фланцы рассматриваются как меридиональные ребра, взаимодействующие с оболочечной частью корпуса по полосам контакта в местах условного их отсоединения от наружной поверхности «гладких» оболочек. По результатам отдельных расчетов фланца и стенки, в месте перехода фланца в стенку полученные напряжения суммируются.

Из недостатков данного метода можно выделить то, что в расчете не учитывается сложность температурного поля фланца, а именно неравномерность распределения температур по высоте, которая имеет место при обогреве фланцев через обнизку. Не учитывается сложная геометрия корпуса в области фланца. К тому же не учитывается концентрация напряжений, вызванная проточками под диафрагмы, обоймы и т.д. на внутренней поверхности корпуса и фланца. Необходимо отметить, что место перехода фланца в корпус у большинства литых корпусов ЦВД и ЦСД паровых турбин характеризуется достаточно сложной геометрией (радиусные переходы от стенки к фланцу) и толщина стенки в месте перехода не равна толщине стенки в вертикальной плоскости. Данное обстоятельство снижает точность методики расчета.

В работе [98] для учета влияния концентраторов напряжений на термонапряженное состояние были выполнены расчеты на основе решения задачи теории упругости методом конечных элементов. Однако для расчетов использовалась двухмерная осесимметричная модель меридионального сечения корпуса, таким образом, наличие фланцев и патрубков не учитывалось.

Однако большие возможности расчета температурных напряжений в корпусах с учетом их реальной геометрической формы и сложного трехмерного распределения температур, а также с увеличением производительности современных ЭВМ, открывает метод конечных элементов.

Для учета влияния наибольшего количества факторов на термонапряженное состояние корпуса была построена трехмерная конечно-элементная модель внутреннего корпуса ЦВД турбины Т-250/300-240, показанная на рис. 6.4.

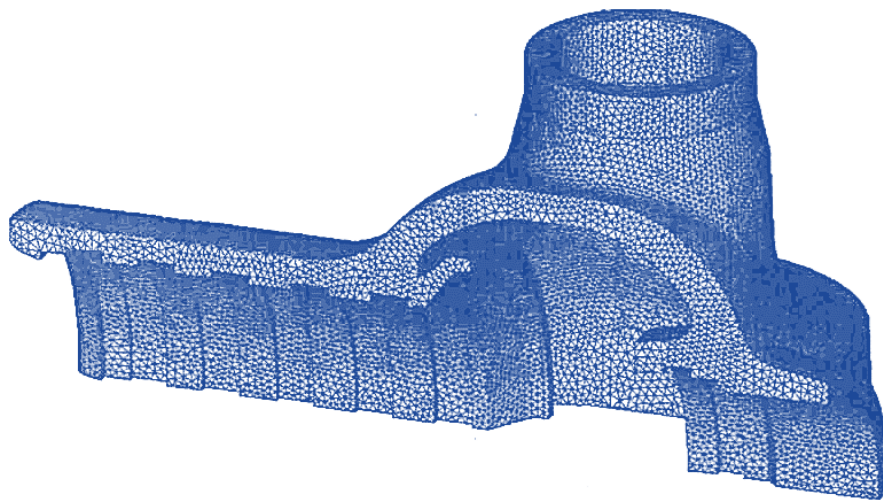


Рис. 6.4. – Трехмерная конечно-элементная модель внутреннего корпуса ЦВД турбины Т-250/300-240

Необходимо отметить, что практически отсутствуют работы по изучению термонапряженного состояния внутренних корпусов в ЦВД с петлевой схемой течения пара, так как считается, что при пусках разности температур в них незначительны и достигают максимальных значений при стационарных режимах работы. К тому же 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, которые могут быть обусловлены либо малоцикловой усталостью, либо наличием металлургических дефектов в отливке, либо совокупностью того и другого.

Поэтому для обоснованного включения корпуса ЦВД в число «критических элементов», термонапряженное состояние которых ограничивает скорость пусков и ресурс эксплуатации. Такие исследования для расчетной оценки температурных напряжений, возникающих при пусках с учетом реальной геометрической формы, трехмерности температурного поля и влияния сложности температурного поля на термонапряженное состояние проводились авторами настоящего издания [46, 47].

Контрольные вопросы к главе 6

1. На какие типы можно разделить схемы соединения паровых коробок стопорных и регулирующих клапанов высокого давления, применяемых в отечественном паротурбостроении?
2. Какие элементы паровых турбин являются «критическими», определяющими маневренные качества турбин?
3. Какая система предусмотрена на большинстве отечественных паровых турбин для более равномерного прогрева фланцевого соединения горизонтальных разъемов и удержания в допустимых пределах относительного расширения роторов при пусках?
4. Какие три составляющих неравномерности температурного поля выделяют в цилиндрах паровых турбин, которые могут оказывать существенное влияние на термонапряженное состояние корпуса?

ГЛАВА 7. АВТОМАТИЗАЦИЯ ПУСКОВЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Разработка технологических основ автоматизации пусков паровых турбин является неотъемлемой частью и логическим завершением комплексной задачи исследования и оптимизации их пусковых режимов.

В зарубежной практике работы по автоматизации управления пуском паровых турбин развивались в двух направлениях: применение управляющих вычислительных машин (США, Япония) и использование децентрализованных автоматических устройств – функционально-групповой автоматики (европейские страны) [99].

Отличительной чертой первого направления была максимальная централизация функций контроля и управления с помощью цифровых вычислительных машин, которые должны работать как многоканальный цифровой регулятор, осуществляя автоматическое регулирование необходимых величин. Помимо этого, машине поручалась оптимизация режимов оборудования. Попытки реализации таких полностью централизованных систем встретили большие трудности технического порядка, связанные с недостаточной надежностью самих вычислительных машин, а также устройств связи машины с объектом управления. Большие осложнения были сопряжены также с тем, что отказ машины вел к потере всех функций контроля и управления. Поэтому ни одна из первоначально запроектированных систем 60-х гг. XX в. не была введена в промышленную эксплуатацию в полном объеме, и в основном такие системы осуществляли информационные функции. Однако с повышением надежности вычислительной техники, начиная с 70-х гг. XX в., централизованные АСУТП получили распространение в Японии и США [100-103].

В то же время широкое распространение получили децентрализованные АСУТП на базе функционально-группового принципа, предложенные фирмами Brown Boveri и Siemens [99, 104, 105]. Суть такого подхода заключается в создании ряда независимых друг от друга автономных контуров, соответствующих технологически обособленным группам оборудования. Каждая группа оборудования оснащается независимой жестко

запрограммированной местной системой управления, выполняющей логические операции, функции регулирования, контроля и защиты. Таким образом, энергоблок может сохранять управляемость даже при отказе автоматики отдельных групп, которая может дублироваться оператором. Недостатком таких жестко запрограммированных систем является невозможность оперативного изменения программ управления.

Примером полной автоматизации на основе функционально-группового принципа являлась система автоматического управления, установленная на блоке мощностью 150 МВт электростанции Ингольштадт (Германия) [105]. Система образована 52-мя функциональными группами: 29 по котлу, 10 по турбоустановке, 8 по питательным насосам и 3 по генератору. Местная система каждой функциональной группы управляет своими двигателями, запорными органами и регуляторами. Совместная работа функциональных групп координируется главным командным прибором. По заданной жесткой программе он автоматически включает и отключает необходимые функциональные группы. Система управления в целом производит регулирование и защиту блока в широком диапазоне нагрузок, пуски блока из различных тепловых состояний и его останова.

Последующее развитие вычислительной техники способствовало созданию «гибридных» АСУТП, в которых органически сочеталось использование как ЭВМ, так и децентрализованных устройств управления с обоснованным разделением функций между ними. При этом возможны два основных варианта: использование ЭВМ как центрального вычислительного, информационного и координирующего органа, надстроенного над системой функционально-группового управления [101, 104], или структура с внедрением ЭВМ в автоматику самих функциональных групп [106, 107].

Одним из наиболее распространенных типов устройств, входящих в децентрализованные АСУТП, стали локальные системы автоматизации управления пуском турбины.

Фирма Echer-Wyss (Швейцария) одна из первых создала такую местную систему управления турбогенератором [105]. Эта система выполняла разворот, синхронизацию и нагружение турбины. Первый автомат такого типа

для пуска турбины на номинальных параметрах пара введен в эксплуатацию в конце 1962 г. на блоке мощностью 150 МВт, а для пуска на скользящих параметрах – в 1965 г. на блоке такой же мощности. Пуск паровой турбины выполнялся по жесткой программе, разбитой на этапы. При этом возможны два режима работы автомата: автоматический, когда переход от одного этапа программы к другому осуществлялся без вмешательств оператора, и полуавтоматический, когда переход к каждому следующему этапу программы происходит по инициативе оператора.

В большинстве случаев алгоритмы управления пуском турбины строились в виде жестких временных программ на основе традиционных пусковых инструкций [99]. В начале 70-х гг. XX века фирмами Brown Boveri и Siemens реализованы принципиально новые решения управления пуском турбины по ведущим показателям на основе анализа изменения в процессе пуска напряженного состояния ее наиболее нагруженных элементов [104].

В нашей стране объем автоматизации для большинства энергоблоков, как правило, ограничивался традиционным набором защит и блокировок, стабилизирующих систем регулирования и схем автоматического включения резерва вспомогательного оборудования. Однако с середины 70-х гг. XX в. начались разработки и попытки внедрения автоматов пуска паровых турбин в состав АСУТП.

В работах [108, 109] Ростовэнергопредставлены автоматы пуска АПТ-3 и АПТ-4 неблочных конденсационных турбин К-50-90 и К-100-90, которые выполняют следующие основные операции:

- подача пара в турбину и повышение частоты вращения до номинальной с воздействием на пусковой байпас ГПЗ при открытых регулирующих клапанах;
- повышение давления перед регулируемыми клапанами при вступлении в работу основной системы регулирования;
- нагружение турбины до заданного конечного значения нагрузки.

В процессе всего пуска разработанная система контролирует основные показатели состояния турбины и осуществляет приостанов пусковых программ в случае выхода контролируемых показателей из заданных

пределов.

Подобна по своей структуре и выполняемым функциям и система автоматизации пуска САП-2, предложенная ЦНИИКА [110, 111]. Однако в отличие от автоматов, разработанных Ростовэнергоремонтом, построение алгоритма нагружения турбины осуществляется не по временному принципу, а в соответствии с текущим температурным состоянием элементов конструкции паровой турбины. При этом в качестве регулируемого показателя использовалась разность температур по толщине стенки корпуса цилиндра.

В общем случае для неблочных паровых турбин автомат пуска представлял собой комплекс логических устройств и пусковых регуляторов, воздействующих на запорные и регулирующие органы турбины, однако, для турбин энергоблоков, пускаемых паром скользящих параметров, автомат пуска должен содержать устройства формирования задания пусковым системам автоматического регулирования котла. При этом предполагалось наличие на котле ответных исполнительных органов и автоматических регуляторов.

В основе технологических решений по автоматизации пусков блочных паровых турбин положены исследования, проводимые ВТИ, ЦНИИКА и КИА на блоках Щекинской, Змиевской и Старобешевской ГРЭС соответственно [98]. В частности, блок 200 МВт Щекинской ГРЭС был оборудован всережимной АСУТП, основу которой составили комплекс широкодиапазонных автоматических регуляторов и управляющая УВМ. На стадии проектирования и внедрения АСУТП предполагалось использовать УВМ для управления переходными режимами энергоблока, а также для дискретного управления вспомогательным оборудованием и запорной арматурой, контроля и сигнализации параметров. Основным препятствием для автоматизации пусков оказалась необходимость ряда ручных подготовительных манипуляций, а также недостаточная надежность системы розжига котла [98].

Одним из первых пусковых устройств, разработанных для мощных конденсационных турбин СКД, стал автомат пуска турбины К-300-240 ЛМЗ моноблока 300 МВт разработки ВТИ, опробованный на Каширской ГРЭС

[98]. Данное устройство реализует алгоритмы как непрерывного, так и дискретного управления энергоблоком.

Технологическая последовательность операций при автоматизированном пуске турбины разбита на шесть этапов [98]:

- включение пусковых регуляторов;
- подача пара в турбину, выход на частоту вращения 1000 об/мин;
- выход на холостой ход;
- взятие начальной нагрузки;
- нагружение до перехода на прямоточный режим;
- нагружение при работе ПТН, выход на заданную нагрузку и номинальные параметры пара.

Для нагружения блока принята временная программа управления расходом топлива. Начальный предпусковой уровень температуры пара задается в соответствии с температурным состоянием корпуса ЦСД.

В процессе автоматизированного пуска данное устройство непрерывно контролирует основные показатели состояния и параметры работы блока и в случае выхода любой из контролируемых величин за допустимые пределы накладывает ограничения на проведение пусковых операций.

Технологические исследования турбин как объектов автоматизированного управления позволили для конкретных конструкций выделить так называемые ведущие показатели состояния, при поддержании которых в процессе пуска на предельно допустимом уровне остальные показатели состояния не должны выходить за предельно допустимые значения. Ввиду этого обстоятельства в работах [110-114] осуществлены попытки построения схем и программ автоматизированного управления пусками по текущему температурному состоянию элементов конструкции паровой турбины.

Для корпусных деталей этот принцип реализуется за счет регулирования непосредственно измеренных разностей температур, наиболее характеризующих термонапряженное состояние детали.

Управление температурным состоянием турбины при пусках по характерным температурам металла «критических» элементов получило широкое распространение при автоматизации пусков турбин АЭС [116].

В частности, этот способ реализован и успешно опробован ВТИ в автомате пуска турбины К-220-44 Кольской АЭС [116]. Данное устройство формирует программу непрерывного управления пуском турбины по разности температур металла фланца ЦВД. В функции автомата входят предпусковой прогрев корпусов клапанов ВД и паропроводов за ГПЗ, разворот и нагружение турбины, повышение в ходе пуска температуры пара за СПП и дискретное управление арматурой.

В случае, когда одним из «критических» элементов конструкции паровой турбины является ротор высокого или среднего давления (как для большинства мощных паровых турбин), задача управления нагружением турбины по текущему температурному состоянию заметно затрудняется [117-120]. Поэтому для организации управления нагружением с учетом текущего состояния роторов ЦВД и ЦСД, турбины К-800-240, К-500-240 и К-300-240 предполагалось комплектовать устройствами контроля прогрева роторов [98], то есть использовать математическое моделирование для формирования программ непрерывного управления.

Перечисленные отечественные устройства изготавливались преимущественно на основе электромеханических реле, что, в свою очередь, требовало разработки достаточно простых алгоритмов управления паровой турбиной, неспособных, как правило, полностью учесть различные технологические процессы, возникающие при пусковых режимах работы паровой турбины. В этом смысле применение цифровой техники для разработки подобных устройств является более перспективным.

Одним из первых отечественных микропроцессорных контроллеров, позволяющих решить задачи автоматического регулирования и логического управления паровой турбиной, стал Ремиконт Р-130 [121]. Основу данного устройства составляет блок контролера, который имеет две модели – регулирующую и логическую. В его состав также входит ряд дополнительных блоков, позволяющих подключать к контролеру термопары и термометры сопротивления, формировать мощные дискретные выходы на напряжение 220 В и обеспечивать безразрывность токовых цепей.

Применение микропроцессорной техники, в общем случае, увеличивает надежность работы паровой турбины, ее ремонтпригодность, удобство управления. Также микропроцессорная техника позволяет реализовать более точные законы управления, что, в конечном счете, приводит к повышению экономической и экологической эффективности работы паровой турбины.

Стремясь повысить надежность систем автоматического регулирования паровых турбин мощностью 300-1200 МВт, ЛМЗ разработал электрогидравлическую систему регулирования на базе микропроцессорной техники [122-125]. Для этого САР паровых турбин были дополнены электрической частью ЭЧСР-М («электроприставкой»), при этом гидродинамическая часть САР оставалась без изменений и сохраняла свою работоспособность в случае отказа «электроприставки». Функциональные возможности ЭЧСР-М позволяли в максимальной степени обеспечить автоматизацию управления регулирующими клапанами паровых турбин.

Подобный принцип организации САР был реализован ХТГЗ для паровых турбин АЭС [126, 127].

Начиная с 2005 г. УТЗ также стал оснащать свои паровые турбины электрогидравлическими системами регулирования и защиты, в которых все регуляторы, включая регулятор частоты вращения и защиту от разгона, выполнены электрическими (микропроцессорными) [128, 129, 131, 132]. Реализованные работы подтвердили преимущества микропроцессорных электрогидравлических систем регулирования и защиты над традиционными гидродинамическими.

Внедрение ЭЧСР на базе микропроцессорной техники позволяет получить требуемые динамические и статические характеристики САР, упростить гидравлическую часть системы регулирования, осуществить противоаварийное регулирование энергосистем путем импульсной разгрузки турбин и точного быстрого ограничения их мощности в послеаварийном режиме.

ЭЧСРиЗ выполняется на базе программируемых логических контроллеров и средств вычислительной техники. При этом основной задачей становится разработка технического задания на алгоритмы управления и

защиты, адекватно описывающее все эксплуатационные режимы работы паровой турбины с учетом функциональных возможностей каждого конкретного контроллера и особенностей его программирования.

На рис. 7.1 схематично показана алгоритмическая структура ЭЧСРиЗ паровой турбины УТЗ.



Рис. 7.1. – Алгоритмическая структура ЭЧСРиЗ

В контроллер поступают входные сигналы и сигналы управления, в результате чего на выходе из контроллера формируются сигналы для исполнительных механизмов, что, в конечном счете, приводит к перемещению парораспределительных органов турбины (СК, РК и РД).

Контроллер представляет собой вычислительное управляющее устройство, построенное на основе микропроцессора [129]. По функциональным признакам в контроллере выделяют следующие основные элементы:

- центральный процессор, предназначенный для выполнения команд управляющей программы и обработки данных, размещенных в памяти;
- память контроллера с жестким распределением областей для размещения различных типов данных;

- процессоры ввода/вывода, обеспечивающие обмен информацией между модулями ввода/вывода и соответствующими областями памяти;
- процессоры связи, предназначенные для обслуживания каналов связи контроллера с программаторами, ведущей ЭВМ, другими контроллерами или локальными вычислительными сетями;
- модули ввода, обеспечивающие прием и первичное преобразование информации от датчиков объекта управления;
- модули вывода, предназначенные для выдачи управляющих сигналов на исполнительные устройства объектов управления.

В качестве входных сигналов используются сигналы датчиков, необходимых для реализации заложенных алгоритмов управления и защиты паровой турбины, а также сигналы из АСУТП, электроцеха и др.

Сигналы управления подаются оперативно-техническим персоналом блока и необходимы для реализации эксплуатационных режимов работы паровой турбины: взведение/посадка стопорных клапанов, включение/выключение регуляторов, проверка защит и др.

Под исполнительными механизмами понимаются соленоидные клапаны, необходимые для управления гидравлическими элементами системы защиты турбины и электрические приводы, необходимые для управления сервомоторами регулирующих клапанов и диафрагм.

В общем случае ЭЧСРиЗ паровой турбины будет иметь регуляторы нижнего и верхнего уровня.

Регуляторы нижнего уровня:

- регулятор положения сервомотора регулирующих клапанов;
- регулятор положения сервомотора регулирующей диафрагмы (для теплофикационных турбин).

Регуляторы верхнего уровня:

- регулятор частоты вращения со степенью неравномерности 4-5% и степенью нечувствительности, не превышающей 0,06%. Регулятор частоты вращения всегда включен и не может быть выключен персоналом станции;
- регуляторы давления пара перед турбиной;

- регулятор отопительного отбора пара (для теплофикационных турбин);
- предохранительные регуляторы, обеспечивающие безопасную эксплуатацию турбины во всем диапазоне режимов работы и недопущение ошибок эксплуатационного персонала (максимального давления пара перед турбиной в контурах высокого и низкого давления, максимального давления в отопительном отборе, максимального давления пара в конденсаторе).

Также ЭЧСРиЗ реализует защиту турбины от разгона по средствам трехканального автомата безопасности и от недопустимого повышения давления пара в отопительном отборе [130]. Программная часть системы защиты реализована в следующих модулях:

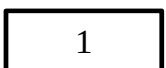
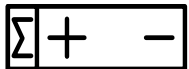
Функционал и работа ЭЧСРиЗ разрабатывается заводом-изготовителем, как правило, в виде структурных и функциональных схем (алгоритмов) с необходимыми пояснениями для последующей передачи технического задания на ЭЧСРиЗ подрядным организациям. На основе данных алгоритмов поставщики ЭЧСРиЗ разрабатывают программное обеспечение для промышленных контроллеров, организующих систему регулирования и защиты паровой турбины.

В качестве «языка» для описания технического задания на алгоритмы используется набор традиционных логических операторов, элементы релейно-контактных схем, а также принятые в процессе проектирования обозначения. В табл. 7.1 в качестве примера представлены графические элементы, используемые для описания алгоритмов ЭЧСРиЗ.

Как отмечено выше автоматизацию операций по пуску паровой турбины следует проводить с учетом контроля теплового состояния и температурных напряжений в «критических» элементах ее конструкции. Такими элементами, как правило, являются роторы и корпуса цилиндров.

В общем случае без проведения дополнительных исследований для расчета прогрева наиболее термонапряженной зоны ротора высокого давления может быть использована одномерная модель.

Табл. 7.1. – Графические элементы для описания алгоритмической структуры

№	Обозначение	Описание
1		Аналоговый сигнал – логический сигнал, величина которого (цифра) непрерывно изменяется во времени.
2		Дискретный сигнал – логический сигнал, имеющий конечное число значений. В нашем случае (1; 0)
3		Ключ нормально замкнутый. Нормально замкнутый ключ проводит сигнал без подачи логического управляющего сигнала.
4		Ключ нормально разомкнутый. Нормально разомкнутый ключ проводит сигнал только при подаче логического управляющего сигнала.
5		Переключатель с самовозвратом. После прекращения подачи логического управляющего сигнала переключатель возвращается в исходное положение.
6		Верхний пороговый элемент – устройство, на выходе которого формируется дискретный сигнал, только когда воздействие входного сигнала больше некоторого уровня, называемого верхним порогом срабатывания.
7		Нижний пороговый элемент – устройство, на выходе которого формируется дискретный сигнал, только когда воздействие входного сигнала меньше некоторого уровня, называемого нижним порогом срабатывания.
8		Положительный аналоговый пороговый элемент – устройство, на выходе которого аналоговый сигнал формируется, только когда воздействие входного сигнала больше нуля.
9		Отрицательный аналоговый пороговый элемент – устройство, на выходе которого аналоговый сигнал формируется, только когда воздействие входного сигнала меньше нуля.
10		Отрицательный дискретный пороговый элемент – устройство, на выходе которого дискретный сигнал формируется, только когда воздействие входного сигнала меньше нуля.
11		Элемент «гистерезис» – устройство, на выходе которого формируется дискретный сигнал, только когда воздействие входного сигнала больше верхнего порога срабатывания. При этом сигнал продолжает формироваться и при снижении этого воздействия до некоторого значения нижнего порога.
12		Логический оператор «или» – устройство, на выходе которого сигнал формируется, только когда на вход подается один или несколько сигналов (условий).
13		Сумматор – устройство, преобразующие аналоговые сигналы в сигнал, эквивалентный сумме этих сигналов.

Принципиальная схема математической модели прогрева ротора для цилиндра перегретого пара представлена на рис. 7.2.

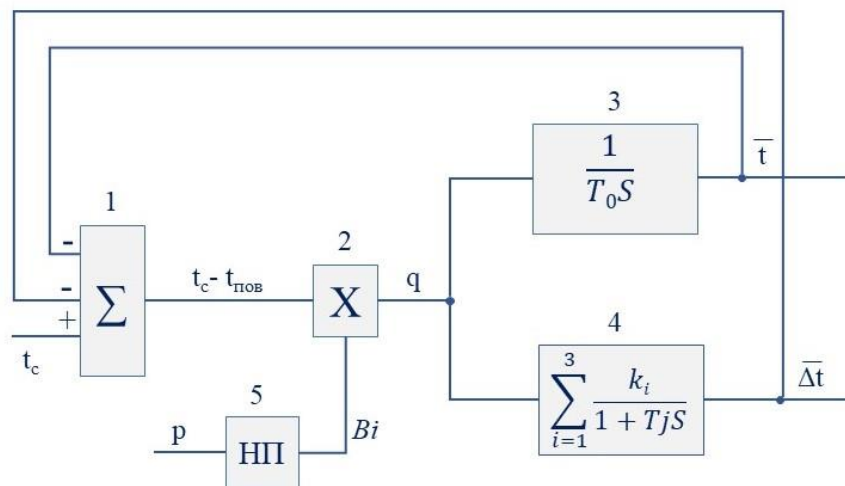


Рис. 7.2. – Принципиальная схема математической модели прогрева ротора для цилиндра перегретого пара: 1 – сумматор; 2 – блок умножения; 3 – интегрирующее звено; 4 – апериодическое звено; 5 – нелинейный преобразователь

Основными входными параметрами модели являются измеряемые температура t_c и давление P греющего пара. Выходными параметрами являются среднеинтегральная температура $\bar{t}$ и «эффективная» разность температуры наружной поверхности $\Delta \bar{t} = t_{нар} - \bar{t}$, пропорциональная значению температурных напряжений на поверхности ротора.

Модель прогрева ротора состоит из включенных параллельно интегрирующего звена 3 и апериодического звена 4, выходы которых соединены отрицательной обратной связью со входом устройства. Получаемый сигнал, соответствующий разности температур пара и поверхности ротора $t_{нар} - t_{нар} = t_{нар} - (\bar{t} + \Delta \bar{t})$, умножается на число Био (Bi), которое пропорционально коэффициенту теплоотдачи α от пара к металлу.

Число Bi для номинального режима работы рассчитывается по формуле:

$$Bi_0 = \frac{\alpha \cdot R_{нар}}{\lambda},$$

где $R_{нар}$ – радиус ротора, λ – осредненное значение коэффициента теплопроводности металла ротора в диапазоне изменения температур,

соответствующему наиболее характерному типу пусков, α – коэффициент теплоотдачи от пара к металлу ротора на номинальном режиме.

Текущее значение числа Bi получается путем нелинейного преобразования сигнала по давлению P греющего пара в соответствии со следующим выражением:

$$Bi = Bi_0 \cdot \left(\frac{p}{p_0} \right)^{0,8}.$$

Начальная температура металла $\bar{t}$ РВД перед подачей пара в турбину принимается равной температуре металла верхней или нижней половины корпуса в зоне паровпуска измеряемой датчиком температуры.

Как пример, при исследовании температурного и термонапряженного состояния корпуса ЦВД паровой турбины Т-53/67-8,0 производства УТЗ позволили получить приближенные зависимости, устанавливающие стохастическую связь между температурными напряжениями в «критических» зонах корпуса ЦВД и разностями температур в его характерных точках. В частности, установлено, что для конкретного типа корпуса турбины на температурные напряжения в зоне радиусного перехода стенки корпуса (рис. 7.3) наибольшее влияние оказывают разности температур по толщине стеки ($\Delta t_{ст} = t_1 - t_2$) и по оси корпуса ($\Delta t_{ос} = t_1 - t_3$). На основе этого получена регрессионная зависимость, позволяющая вычислять температурные напряжения в данной зоне:

$$\sigma_{рег}^A = \beta_0 + \beta_1 \Delta t_{ст} + \beta_2 \Delta t_{ос} + \beta_3 \Delta t_{ст}^2 + \beta_4 \Delta t_{ос}^2 + \beta_5 \Delta t_{ст} \Delta t_{ос},$$

где β_0 – свободный член уравнения; $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5$ – коэффициенты влияния составляющих температурного поля.

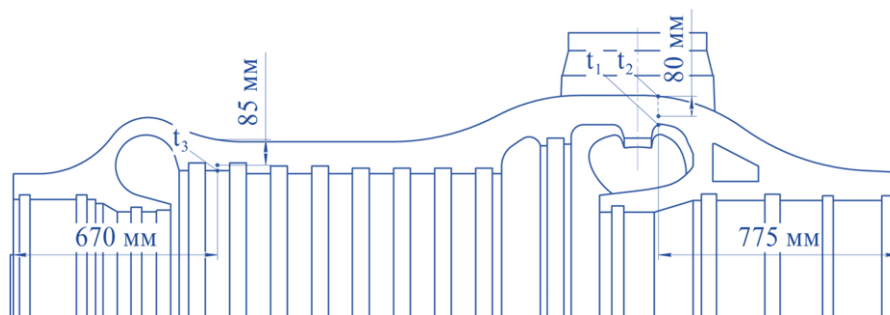


Рис. 7.3. – Характерные точки измерения температур металла стенки корпуса ЦВД

Полученная регрессионная зависимость достаточно проста, не требует больших вычислительных ресурсов и может быть использована для построения цифровых систем контроля и управления как вновь создаваемых, так и модернизируемых паровых турбин. Недостатком применения данного подхода за контролем термонапряженного состояния по сравнению с упрощенной моделью прогрева ротора является необходимость проведения большого объема дополнительных исследований теплового состояния корпусов цилиндров, последующей статистической обработки данных и необходимости установки дополнительных термопар в корпус цилиндра.

На рис. 7.4 представлен модуль вычисления температурных напряжений корпуса ЦВД турбины. В качестве «языка» для описания технического задания на алгоритмы используется набор традиционных логических операторов, элементы релейно-контактных схем, а также принятые в процессе проектирования обозначения. В табл. 7.1 представлены графические элементы, используемые для описания рассматриваемого модуля.

Входными сигналами для представленного модуля являются сигналы датчиков измерения температуры металла в характерных точках корпуса ЦВД (t_1, t_2, t_3). Для формирования сигналов, соответствующих разностям температур по толщине стенки и по оси стенки корпуса, входные сигналы поступают в два сумматора, вследствие чего на выходе из сумматоров формируются необходимые разности температур: $\Delta t_{\text{ст}} = t_1 - t_2$; $\Delta t_{\text{ос}} = t_1 - t_3$.

Если полученные сигналы соответствуют положительным значениям разностей температур, они поступают в функциональный блок, на выходе из которого формируется искомое значение температурных напряжений. Таким образом, на рабочей станции (терминале) оператора появляется текущее значение температурных напряжений. При превышении температурными напряжениями установленного предела (допустимых напряжений) на терминал оператора поступает соответствующее предупреждение.

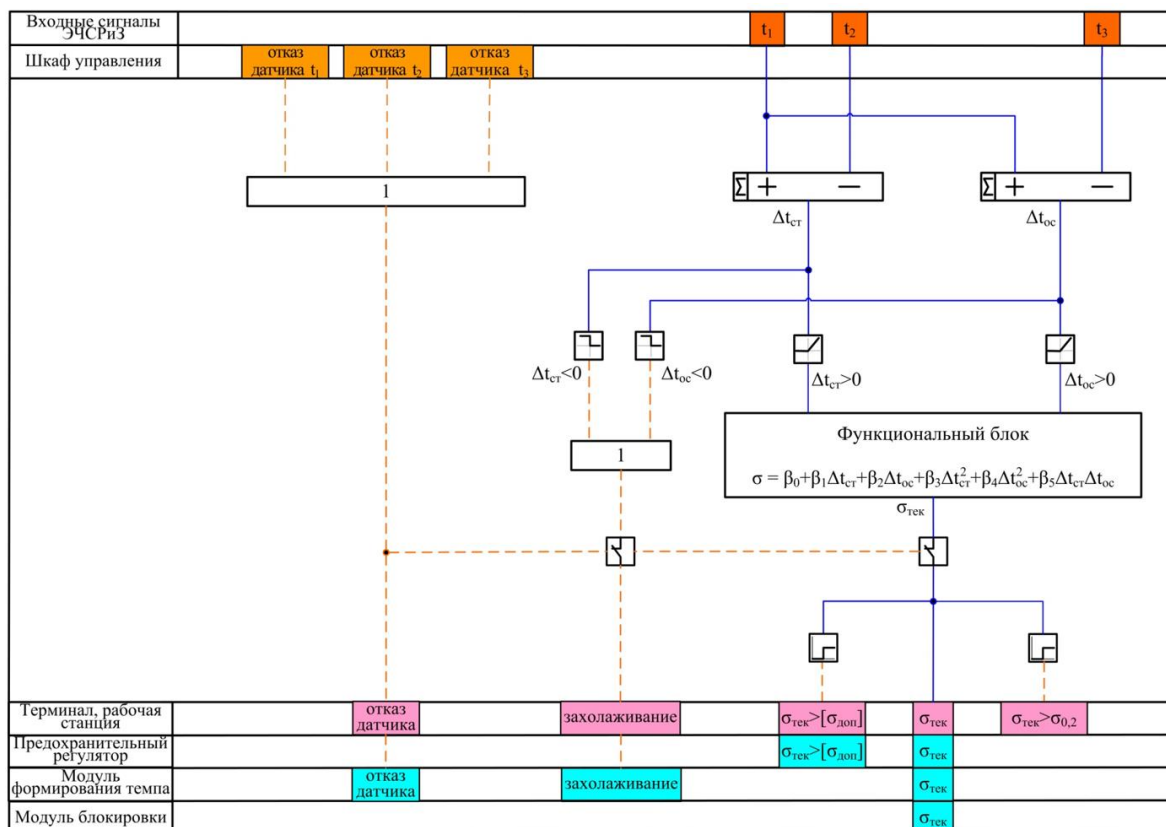
Под допустимыми напряжениями понимается значение предела текучести стали корпуса с учетом коэффициента запаса. При коэффициенте запаса $n=1,5$ предельно допустимое значение температурных напряжений в контролируемом сечении корпуса ЦВД составит

$$[\sigma_{\text{доп}}] = \frac{\sigma_{0,2}}{n} = \frac{220}{1,5} = 146,6 \approx 150 \text{ МПа.}$$

Таким образом, у оперативно-технического персонала появляется возможность для предотвращения роста температурных напряжений выше значения предела текучести стали корпуса ЦВД. При превышении температурными напряжениями предела текучести стали на рабочую станцию также выводится предупреждение.

Если хотя бы одна из полученных разностей температур имеет отрицательное значение, вычисление температурных напряжений приостанавливается, а на рабочей станции оператора появляется предупреждение о том, что металл турбины захлаживается. Данное решение связано с тем, что используемая для вычисления температурных напряжений регрессионная зависимость получена без учета режимов работы паровой турбины с захлаживанием металла корпуса ЦВД.

Также вычисление температурных напряжений приостанавливается в случае отказа одного из датчиков измерения температуры металла, а на рабочей станции оператора появляется предупреждение о неисправности.



**Рис. 7.4. – Модуль вычисления температурных напряжений
в корпусе ЦВД**

Вычисление температурных напряжений «онлайн» открывает широкие возможности для автоматического ограничения недопустимого термонапряженного состояния элементов конструкции паровой турбины в пусковых режимах работы. Технологически такое ограничение может осуществляться выбором и коррекцией темпа нагружения паровой турбины и организацией выдержек для прогрева цилиндров паровой турбины. Данные решения могут быть реализованы непосредственно в ЭЧСРиЗ паровой турбины.

В ЭЧСРиЗ паровой турбины реализация такого ограничения возможна в следующих формах:

- организация модуля, формирующего коррекцию задания темпа нагружения паровой турбины в зависимости от термонапряженного состояния «критических» элементов ее конструкции;
- организация модуля, формирующего блокировки на увеличение частоты вращения или мощности паровой турбины при превышении температурными напряжениями в «критических» элементах ее конструкции допустимого предела;
- организация предохранительного регулятора, автоматически разгружающего паровую турбину при превышении температурными напряжениями в «критических» элементах ее конструкции допустимого предела.

Рассмотрим первый способ ограничения недопустимого термонапряженного состояния элементов конструкции паровой турбины при помощи модуля «формирования темпа».

Согласно существующей технологии пуска турбины Т-53/67-8,0 ее толчок и нагружение осуществляется изменением задания регулятора частоты вращения ($\rightarrow 500 \rightarrow 3000$ об/мин), а после синхронизации генератора изменением задания регулятора положения сервомоторов РК ВД до их полного открытия. Темп задания частоты вращения постоянен и составляет $T_n = 125$ об/мин за минуту, темп задания положения сервомоторов регулирующих клапанов ВД также постоянен и составляет $T_h = 120$ мм/мин за минуту.

Представленный ниже модуль позволяет формировать темп нагружения паровой турбины в заданном диапазоне в зависимости от термонапряженного состояния «критических» элементов конструкции паровой турбины.

При создании модуля принимается:

- диапазон изменения темпа задания частоты вращения составляет 60-250 об/мин (до синхронизации генератора);
- диапазон изменения темпа задания положения сервомоторов РК ВД составляет 6-120 мм/мин (после синхронизации генератора);
- темпы изменения частоты вращения и положения сервомоторов РК ВД обратны температурным напряжениям в «критических» элементах конструкции паровой турбины в диапазоне 0-220 МПа (рис. 7.5);

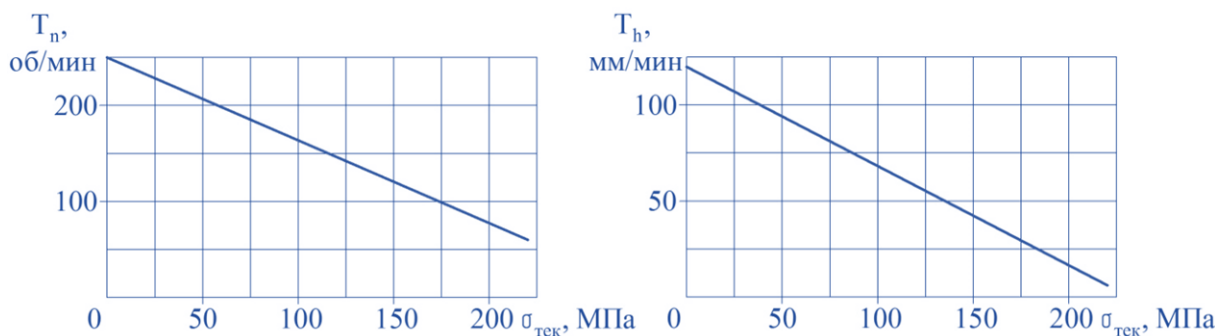


Рис. 7.5. – Зависимости темпов изменения частоты вращения и положения сервомоторов ВД от температурных напряжений в «критических» элементах конструкции паровой турбины

- при захолаживании корпуса ЦВД или отказе датчиков измерения температуры металла программа возвращает штатные темпы нагружения, заложенные в руководстве по эксплуатации паровой турбиной: 125 об/мин за минуту и 120 мм/мин за минуту соответственно;

- при возникновении в корпусе ЦВД температурных напряжений, превышающих предел текучести стали, темпы составляют 60 об/мин и 6 мм/мин соответственно;

- принятые диапазоны значений должны быть скорректированы с учетом экспериментальных данных, полученных при проведении пуско-наладочных испытаний паровой турбины;

- работа модуля темпов осуществляется от толчка турбины до момента полного открытия РК ВД.

Для наглядности алгоритмическая структура данного модуля поделена на две части: после синхронизации генератора (электрический график) и до синхронизации (выход на холостой ход) и представлена на рис. 7.6, 7.7 соответственно.

Особенностью работы модуля «формирования темпа» на режиме набора частоты вращения является тот факт, что при повышении частоты вращения валопровода следует учитывать расчетные критические частоты вращения роторов турбины и генератора. С учетом податливости опор и упругости масляной пленки они составляют значения, приведенные в табл. 7.2.

Табл. 7.2. – Критические частоты вращения роторов турбоагрегата

Ротор, на котором наблюдается максимальная амплитуда колебаний	Критическая частота вращения, об/мин
Ротор НД	1430
Ротор генератора	1695
Ротор ВД	2370

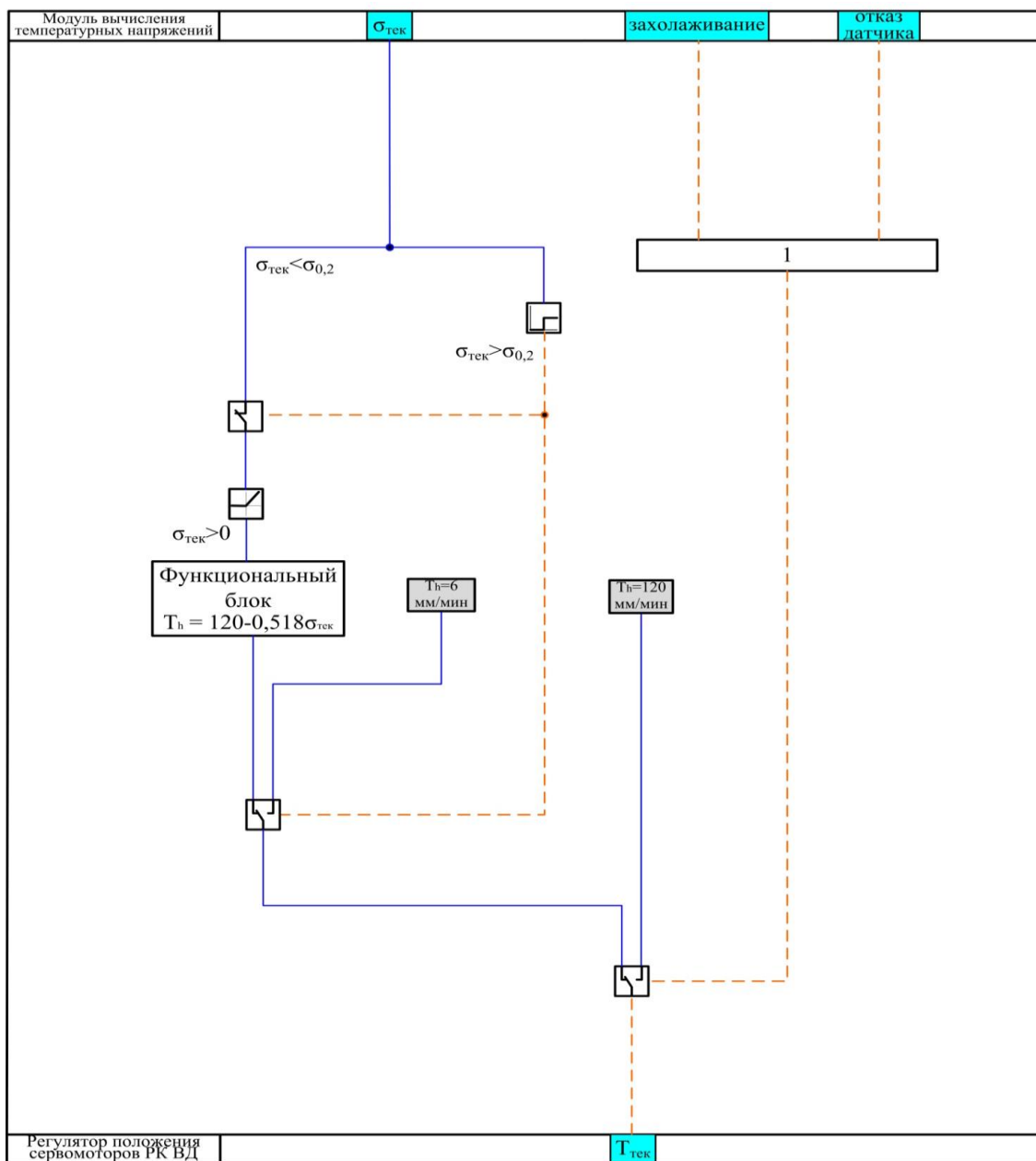
Критические частоты вращения валопровода необходимо проходить быстро, возможное замедление темпа набора частоты вращения в момент прохождения критических частот недопустимо, так как может привести к росту вибрации. Поэтому в модуле предусмотрена блокировка изменения темпа набора частоты вращения, если последняя находится в диапазоне 1330-2470 об/мин (рис. 7.7). В указанном диапазоне темп набора частоты вращения постоянен и составляет 125 об/мин.

Рассмотрим принцип работы модуля «формирования темпа» после синхронизации генератора на режиме электрического графика (рис. 7.6).

При условии $0 < \sigma_{\text{тек}} < \sigma_{0,2}$ полученный в модуле вычисления температурных напряжений сигнал обратной связи поступает в функциональный блок, на выходе из которого формируется сигнал, соответствующий текущему темпу нагружения паровой турбины. Если соответствующее данному сигналу значение температурных напряжений оказывается больше предела текучести стали корпуса ЦВД, то на переключатель с самовозвратом подается управляющий сигнал, вследствие

чего в регулятор положения сервомоторов РК ВД поступает постоянное минимальное значение темпа $T_h=6$ мм/мин за минуту.

В случае отказа датчиков измерения температуры металла либо захлаживания металла корпуса ЦВД из модуля вычисления температурных напряжений поступают соответствующие сигналы, объединяемые в логическом операторе «или». После чего на правый нормально разомкнутый ключ подается управляющий сигнал и в регулятор положения сервомоторов РК ВД поступает значение постоянного темпа $T_h=120$ мм/мин за минуту.



**Рис. 7.6. – Модуль формирования темпа нагружения
теплофикационной паровой турбины Т-53/67-8,0
(электрический график)**



Вторым способом предотвращения недопустимых температурных напряжений в элементах конструкции паровой турбины может стать модуль, формирующий сигнал блокировки на увеличение частоты вращения или мощности паровой турбины при превышении температурных напряжений в критических элементах ее конструкции допустимого предела (рис. 7.8). Данный способ наиболее прост в реализации и заключается в автоматической организации технологических выдержек при пуске паровой турбины, необходимых для ее прогрева.

На время прохождения паровой турбиной критических частот вращения в диапазоне 1330-2470 об/мин модуль автоматически отключается.

Элемент «гистерезис», во-первых, выполняет функции верхнего порогового элемента, то есть формирует сигнал на блокировку регуляторов, только когда $\sigma_{\text{тек}} > [\sigma_{\text{доп}}]$, а, во-вторых, используется для увеличения выдержки

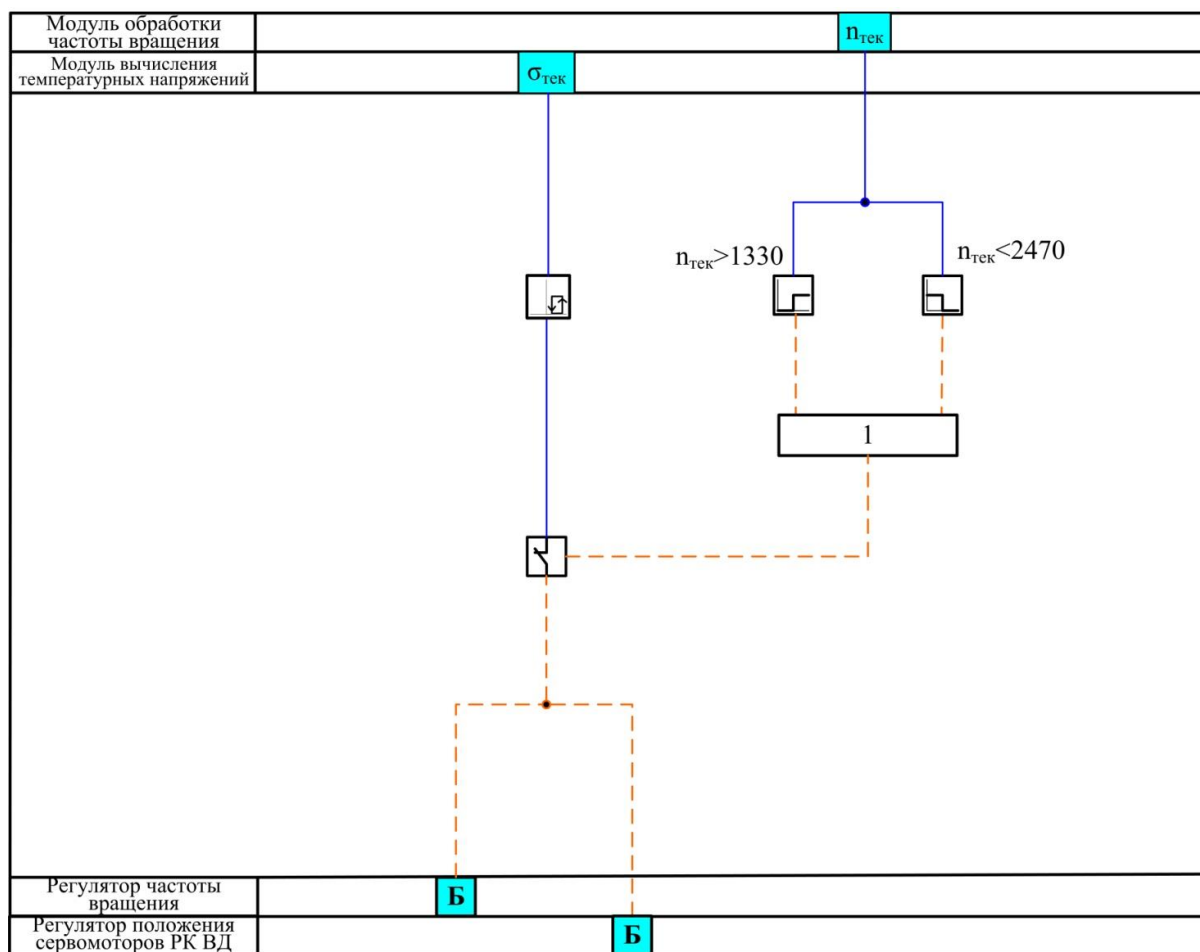


Рис. 7.8. – Модуль блокировки регуляторов частоты вращения и положения сервомоторов ВД теплофикационной паровой турбины Т-53/67-8,0

(времени прогрева) и снижения вероятности повторного срабатывания блокировок. То есть блокировка пропадет только тогда, когда значения текущих температурных напряжений станут меньше некоторого нижнего порога, реализованного в этом элементе. В данном случае в качестве нижнего порога срабатывания примем величину $0,9 \cdot [\sigma_{\text{доп}}] = 135 \text{ МПа}$.

Поскольку основным режимом разворота и нагружения паровой турбины в составе ПГУ является режим скользящего давления, работа модулей, представленных выше, возможна только до момента полного открытия регулирующих клапанов контура ВД, что примерно соответствует мощности паровой турбины $N_{\text{пт}} \approx 20 \text{ МВт}$. Последующее нагружение паровой турбины осуществляется за счет увеличения мощности ГТУ и для организации дальнейшего задания оптимального темпа нагружения паровой турбины необходимо согласование алгоритмов управления ПТУ с алгоритмами управления ГТУ и КУ. Поэтому на этапе нагружения паровой турбины способом скользящего давления может быть более целесообразна организация защиты от возникновения недопустимых температурных напряжений при помощи предохранительного регулятора, также реализуемого в ЭЧСРиЗ.

Принцип действия предлагаемого регулятора заключается в том, чтобы, используя обратную связь, полученную из модуля вычисления температурных напряжений, осуществлять разгружение паровой турбины (прикрывать РК ВД) пропорционально росту температурных напряжений в ее «критических» элементах конструкции. Поскольку прикрытие регулирующих клапанов приведет к росту давления в паропроводах свежего пара, главным условием реализации данного решения является надежность БРОУ контура ВД и ее готовность работать в автоматическом режиме, то есть поддерживать требуемое давление в контуре путем сброса части пара в пароприемное устройство конденсатора.

Регулирующие клапаны ВД турбины Т-53/67-8,0 имеют ход 70 мм. В зависимости от «толчковых» параметров свежего пара при частоте вращения паровой турбины 500 об/мин клапаны РК ВД открыты примерно на 1-2 мм, при частоте вращения 3000 об/мин – на 10-20 мм, а при нагружении паровой турбины до 20 МВт РК ВД открыты практически полностью.

Исследования, представленные в третьей главе, показывают, что уровень температурных напряжений в «критических» зонах корпуса ЦВД на начальных этапах пуска достаточно высок, поэтому разгрузка паровой турбины по средствам работы предохранительного регулятора может приводить к полному закрытию РК ВД и замедлению пусковых операций. Кроме этого, значительное прикрытие РК ВД приведет к дросселированию потока пара и существенному снижению его температуры, что может стать причиной захлаживания проточной части турбины. Поэтому работа предохранительного регулятора недопустимых температурных напряжений предполагается только на режимах набора электрической нагрузки, когда РК ВД достаточно открыты.

На рис. 7.9 показан предохранительный регулятор недопустимых температурных напряжений в «критических» элементах конструкции паровой турбины Т-53/67-8,0.

Входными сигналами представленного регулятора является значение текущих температурных напряжений в контролируемой зоне корпуса ЦВД $\sigma_{\text{тек}}$, а также текущее значение положения сервомоторов РК ВД $H_{\text{ВД(тек)}}$.

В случае превышения температурными напряжениями предельно допустимого значения $[\sigma_{\text{доп}}]$ на верхнем сумматоре формируется рассогласование по температурным напряжениям $\Delta\sigma$, пропорционально которому должны отработать сервомоторы РК ВД. Умножением на масштабный коэффициент K данное рассогласование преобразуется в сигнал $\Delta H_{\text{ВД}}$, соответствующий тому, на сколько миллиметров необходимо прикрыть сервомоторы РК ВД. С учетом текущего положения сервомоторов $H_{\text{ВД(тек)}}$ на выходе из нижнего сумматора формируется конечное задание регулятору положения сервомоторов $H_{\text{ВД(i)}}$.

Рассмотрим работу предохранительного регулятора для следующего случая: $\sigma_{\text{тек}} = 170$ МПа, $H_{\text{ВД(тек)}} = 50$ мм.

Рассогласование по температурным напряжениям, формируемое на верхнем сумматоре, определяется соотношением:

$$\Delta\sigma = \sigma_{\text{тек}} - [\sigma_{\text{доп}}] = 170 - 150 = 20 \text{ МПа.}$$

С учетом масштабного коэффициента $K=0,25$ мм/МПа изменение задания составит:

$$\Delta H_{ВД} = K \cdot \Delta \sigma = 0,25 \cdot 20 = 5 \text{ мм.}$$

То есть увеличение температурных напряжений на 1 МПа приведет к прикрытию РК ВД на 0,25 мм. Корректируя величину K в процессе пусконаладочных работ, можно подобрать оптимальное значение

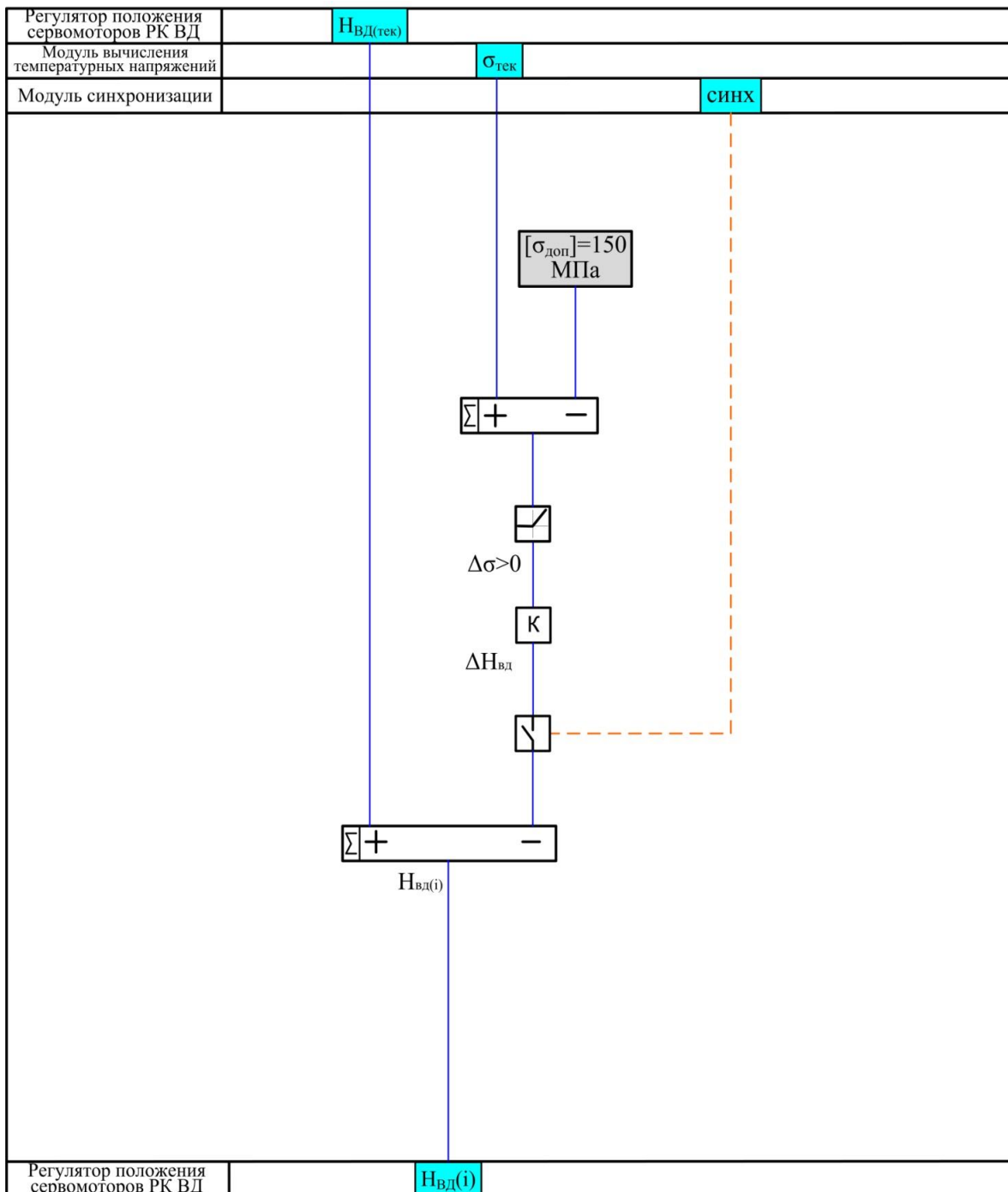


Рис. 7.9. – Предохранительный регулятор недопустимых температурных напряжений в «критических» элементах конструкции теплофикационной паровой турбины Т-53/67-8,0

масштабного коэффициента с учетом динамики изменения температурных напряжений и реальных технологических ситуаций.

Тогда задание регулятору положения сервомоторов РК ВД, формируемое на нижнем сумматоре, составит:

$$H_{ВД(i)} = H_{ВД(тек)} - \Delta H_{ВД} = 50 - 5 = 45 \text{ мм.}$$

Рассмотрим работу предохранительного регулятора при возникновении максимальных температурных напряжений в контролируемом сечении корпуса ЦВД (зона «А»). Согласно исследованиям величина данных напряжений составляет $\sigma_{\text{экв}}^A = \sigma_{\text{тек}} = 416 \text{ МПа}$. Примем, что РК ВД паровой турбины полностью открыты, $H_{ВД(i-1)} = 70 \text{ мм}$. С учетом этого будем иметь:

$$\Delta \sigma = \sigma_{\text{тек}} - [\sigma_{\text{доп}}] = 416 - 150 = 266 \text{ МПа,}$$

$$\Delta H_{ВД} = K \cdot \Delta \sigma = 0,25 \cdot 266 = 66,5 \text{ мм,}$$

$$H_{ВД(i)} = H_{ВД(тек)} - \Delta H_{ВД} = 70 - 66,5 = 3,5 \text{ мм.}$$

Как было отмечено выше, столь значительное прикрытие регулирующих клапанов может стать причиной захлаживания металла проточной части турбины. По-видимому, решением данной проблемы может стать организация регулятора не в составе алгоритмической структуры ЭЧСРиЗ, а на верхнем программном уровне АСУТП ПГУ с воздействием на клапаны БРОУ ВД или топливные клапаны ГТУ. Благодаря этому разгрузка паровой турбины может осуществляться за счет снижения паровой нагрузки при полностью открытых РК ВД.

Контрольные вопросы к главе 7

1. Дайте описание алгоритмической структуре ЭЧСРиЗ паровой турбины УТЗ.
2. Как и почему необходимо проходить критические частоты вращения валопровода турбины?
3. Дайте описание работы предохранительного регулятора при возникновении максимальных температурных напряжений в контролируемом сечении корпуса цилиндра паровой турбины.
4. Какими способами возможно осуществлять изменение нагрузки паровой турбины в составе ПГУ?

ГЛАВА 8. СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ГАЗИФИКАЦИИ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

Сжигание различных топлив и в особенности твердых – торфа, сланца, бурых, каменных углей, кокса и др. – широко применяется в топках паровых котлов и промышленных печей для использования тепловой энергии в двигателях и в различных технологических процессах [133, 134].

Твердое топливо широко применяется также для газификации, то есть превращения топлива в горючий газ. Процесс газификации топлива близок процессу горения [135]. В основе обоих процессов лежит химическое соединение восстановителя (углерода и водорода) с окислителем (кислородом). Отличие в том, что при сгорании происходит полное окисление топлива в условиях избытка кислорода, а газификация идет в условиях дефицита кислорода, при этом полного окисления топлива не происходит.

При газификации в качестве окислителей, которые иногда называют газифицирующими агентами, используют кислород (или обогащенный им воздух), водяной пар, диоксид углерода либо смеси указанных веществ. В зависимости от соотношения исходных реагентов, температуры, продолжительности реакции и других факторов можно получать газовые смеси разного состава.

С 90-х XX века начинается развитие **энерготехнологий**, и большинство, проектов в мире было направлено одновременно и на производство химических продуктов, и на производство энергии: в 1990 году таких проектов было 66 %, а к 2000 году их было 94 % от общего числа.

Но цена на жидкое топливо постоянно растет, аналогичная тенденция характерна и для газообразного топлива. В этой связи в нашей стране, где сосредоточено 40 % разведанных мировых запасов угля и 70 % запасов торфа, задача расширения их использования в энергетике может скоро стать весьма актуальной.

Итогом двухвековых разработок явилось создание аппаратов, реализующих различные процессы газификации (слоевая газификация, газификация в циркулирующем кипящем слое и во взвешенном потоке). Каждая из технологий имеет свои особенности и экономически целесообразна

для определенных видов мощностей. К примеру, в работах как российских, так и зарубежных ученых доказано, что использование слоевой газификации выгодно только при мощностях установок до 5 МВт.

Кроме этого сама идея газификации низкокалорийного и возобновляемого топлива позволяет экономить органическое углеродсодержащее топливо, решаются как экологические, так экономические и социальные задачи.

В развитых странах проведена разработка национальных программ по использованию газификации биомассы для выработки электроэнергии, как одного из самых перспективных направлений в возобновляемой энергетике. Разрабатываются программы по переходу на «чистый уголь», то есть газификация угля с последующим сжиганием горючего газа в газовых турбинах большой мощности. Ведется строительство крупных и малых электростанций с газификацией угля и биомассы. В итоге, растет доля электроэнергии, полученной по технологии газификации, в энергетическом балансе развивающихся и развитых стран.

В настоящее время одним из мировых лидеров по промышленному использованию биомассы для получения электроэнергии в промышленных масштабах является Индия. В стране разработана и последовательно реализуется программа энергетического использования биомассы (древесные отходы, сельскохозяйственные отходы и др.).

Трудно предугадать как быстро и насколько широко войдут газогенераторные технологии в отечественную энергетику. Тем не менее, можно предположить, что для страны, более 40 % территории которой лишено централизованного и гарантированного энергоснабжения, внедрение биомассы в энергетику начнется с автономных газогенераторных электростанций малой мощности (мини-ТЭЦ), работающих на местном топливе (лесосечных отходах, торфе, сельскохозяйственных отходах). Для электрических мощностей до 1 МВт наиболее целесообразно в настоящее время применение на таких станциях газодизельных и газовых двигателей с утилизацией физического тепла генераторного газа и выхлопных газов для нужд теплоснабжения.

Другое направление связано с созданием энергетических модулей для переработки твердых бытовых и промышленных отходов. Такие модули тепловой мощностью 3-10 МВт могут базироваться на дизельных двигателях, а в перспективе на ГТУ и ПГУ. Одновременно на ТЭЦ и котельных в лесоизбыточных и сельскохозяйственных районах следует наращивать мощности многотопливных котлов, использующих биомассу. Прежде всего целесообразен перевод на генераторный газ существующих мазутных котлов в сельской местности.

На более дальнюю перспективу можно отнести создание энерготехнологических комплексов на промышленных предприятиях, использующих биомассу в качестве сырьевой базы. Наконец, совсем отдаленная перспектива связана со строительством электростанций, ориентированных на специализированные «энергетические посадки». Мощность таких электростанций, исходя из коммерческих условий доставки топлива, вряд ли сможет превысить 150-250 МВт.

Общим свойством твердых топлив является их термическая неустойчивость. При нагревании все топлива разлагаются, образуя летучие продукты и твердый остаток. Газификация есть термохимический процесс переработки твердого топлива путем присоединения к нему кислорода для превращения топлива в горючий газ (смесь CO , H_2 и др.), предназначенный для последующего сжигания (энергетический или бытовой газ) или для технологических целей (технологический газ). Целью газификации является наиболее полное превращение твердого топлива в газообразное.

В основе газификации лежит либо неполное горение топлива (при недостатке кислорода), либо полное горение с последующим реагированием углерода с углекислотой и водяным паром с целью получения горючих газов (CO , H_2 и др.). Последние реакции носят эндотермический характер. При некотором избыточном количестве кислорода процесс газификации переходит в процесс сжигания, характеризующийся полным соединением топлива с кислородом и сопровождающийся максимальным выделением теплоты и получением полных (негорючих) продуктов окисления – дымовых газов (CO_2 , H_2O и др.) – и твердого негорючего остатка – золы и шлака. Горение

отличается от так называемого медленного окисления значительно большей интенсивностью реагирования и выделения теплоты [136].

На рис. 8.1 схематично представлен механизм процесса газификации. Изучение механизмов процесса газификации затруднено их сложным взаимодействием, многообразием и недоступностью (из-за быстротечности) для экспериментального исследования ряда процессов. Условно, весь процесс газификации разбивают на этапы:

- 1 – нагрев и сушка топлива;
- 2 – пиролитическое разложение топлива на газообразные продукты и твердый остаток;
- 3 – газификация угольного остатка.

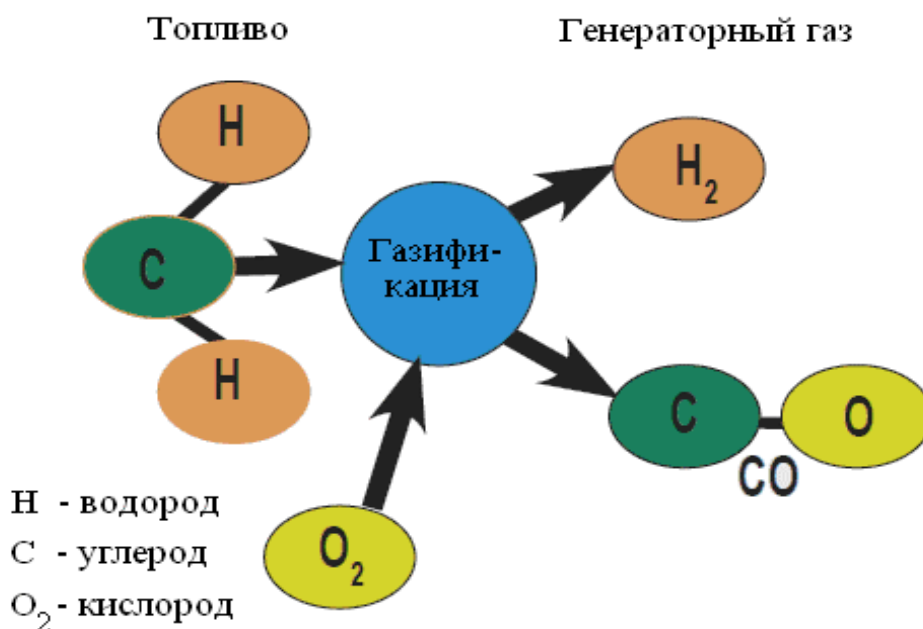


Рис. 8.1. – Механизм газификации

Состав и масса газов, получаемых в результате пиролиза, зависят, в основном, от температуры процесса, вида топлива и скорости нагрева частиц. К примеру, в состав летучих продуктов пиролиза твердых топлив, полученных при температуре пиролиза 550 °С, входят пары воды, смол и кислот, а также неконденсирующиеся газы (CO₂, CO, H₂, CH₄, C_nH_m), а при температуре свыше 800 °С в состав неконденсирующихся газов входят, в основном, CO и H₂.

В табл. 8.1 приведены осредненные характеристики продуктов пиролиза некоторых твердых топлив, взятые из работы [137].

Табл. 8.1. – Основные усредненные характеристики продуктов пиролиза некоторых твердых топлив при температуре 550 °С

Вид топлива	Марка топлива	Выход	Углистый	Состав летучих (сухая масса)			
		летучих	остаток	Смолы	Вода	Кис-лота	Горючий газ
		% на сухую массу	%	% (об)			
Каменный уголь	Т	13	87	2-5	0-1	–	8-12
Каменный уголь	Г, Д	32-40	60-68	12-15	3-5	–	17-20
Бурый уголь	Б	30-40	60-70	5-11	7-8	–	12-19
Торф (сухой)	кусковой	70	30	8-20	20-30	0,8-1,0	18-24
Древесина (сухая)	–	85	15	15	23	3-6	28

Как следует из этой таблицы, в результате процесса пиролиза твердых топлив образуется углистый остаток, в состав которого входит, в основном, углерод, а масса остатка зависит от вида топлива и составляет величину от 15 до 87 % горючей массы исходного топлива. Чем моложе твердое топливо, тем меньше масса углистого остатка.

При газификации углистого остатка выделяется горючий газ. Генераторным называется газ, образующийся при взаимодействии углерода с каким-либо газообразным реагентом при условии получения в его составе горючих составляющих. В качестве реагирующих газов применяются обычно кислород воздуха, водяной пар, чистый кислород, а также смесь пара и воздуха или пара и кислорода [136]. На рис. 8.2 приведена классификация методов газификации, в зависимости способа воздействия на сырье. Также на схеме показано, какого уровня теплоту сгорания будет иметь газ, получаемый при различных видах газифицирующего агента, и возможные области его использования.

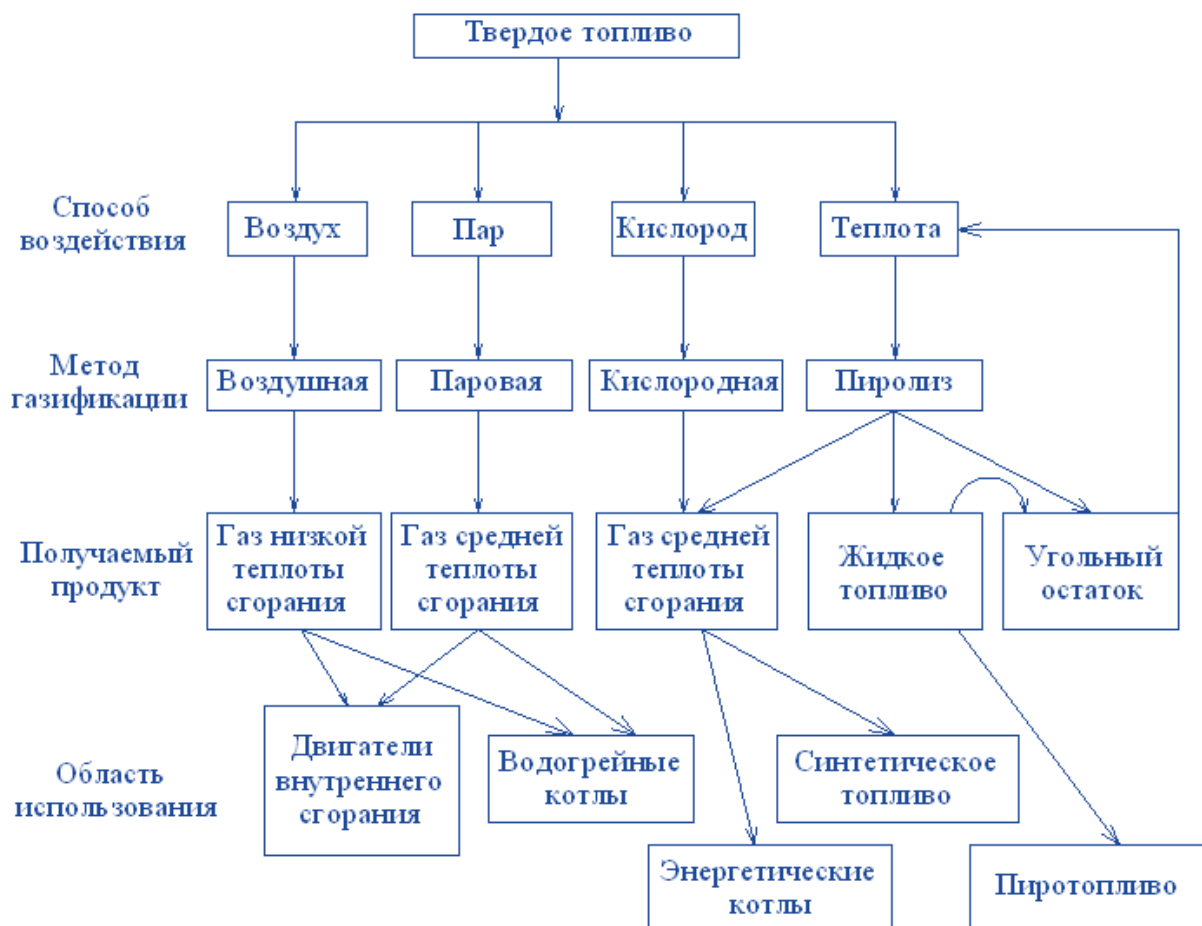


Рис. 8.2. – Классификация методов газификации твердого топлива

Самый простой – это метод, при котором процесс газификации происходит только за счет кислорода воздуха. Углистый остаток, полученный в процессе пиролиза в газогенераторе, сжигается с ограниченным доступом воздуха (обычно коэффициент избытка воздуха равен 0,25). Продуктом газификации является **воздушный генераторный газ** с низкой теплотой сгорания, состоящий преимущественно из водорода и окиси углерода, разбавленный азотом воздуха и некоторым количеством углекислоты.

В воздухе, как известно, содержится 21 % кислорода, который отвечает за интенсивность процесса газификации, поэтому температура в реакторе определяется скоростью подачи этого воздуха и скоростью подачи топлива. Небольшой подвод воздуха приводит к очень низкой температуре слоя, в результате производится меньше газа и повышается содержание в нем смол.

Низшая теплота сгорания воздушного генераторного газа 3,5...4,8 МДж/м³, что делает возможным его использование в котлах и двигателях внутреннего сгорания. Но такой газ не пригоден для сжигания в

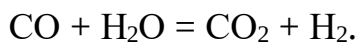
камерах сгорания газовых турбин и для транспортировки по трубопроводам на большие расстояния.

В отличие от газификации воздухом, газификация паром требует внешнего источника теплоты, если пар используется в качестве единственного газифицирующего агента. В этом случае получают преимущественно водород, окись углерода и отчасти уголекислота, к которым примешивается водяной пар. Также подачей водяного пара можно существенно снизить температуры в зоне восстановления и повысить теплоту получаемого смешенного газа за счет образования дополнительного количества CO и H₂. Получаемый при этом газ называется **водяным генераторным газом**.

Сравнивая с воздушной газификацией, при газификации паром получается газ с более высокой теплотой сгорания.

Одновременное использование пара и воздуха в качестве газифицирующего агента не является редкостью. В результате получается смесь воздушного и водяного газов (окись углерода, водород, уголекислота, азот и водяной пар). Эта смесь газов называется смешанным, или паровоздушным газом [135].

В таком случае кислород воздуха помогает обеспечить необходимую энергию за счет экзотермической реакции горения топлива. Повышенная температура помогает в ускорении процесса выхода летучих из топлива. А пар вступает в реакцию с окисью углерода для получения водорода и уголекислого газа. Взаимодействие газовой фазы с паром при этом определяется реакцией:



Оптимальное количество водяного пара, подаваемого в камеру сгорания газогенератора, зависит от количества теплоты, оставшейся после восстановительных реакций воздушного газа. Избыток водяного пара приводит к снижению температуры в зоне восстановления, что снижает интенсивность процесса газификации и может привести к его прекращению.

Если в качестве газифицирующего агента используется чистый кислород, то генераторный газ не будет содержать азота – это, безусловно, является его главным преимуществом. Такой газ можно транспортировать по трубопроводам, использовать для технологических процессов или в качестве

исходного сырья для производства химических продуктов и синтетических топлив. В этом случае, на самой станции или поблизости требуется завод, производящий чистый кислород. С экономической точки зрения это повышает капитальные затраты. Но с другой стороны, теплота сгорания получаемого генераторного газа находится на достаточно высоком уровне 10...15 МДж/м³.

В табл. 8.2 приведены три типичные модели термической газификации твердого топлива и соответствующие им продукты газификации.

Необходимым условием получения генераторного газа является предотвращение сгорания образующихся горючих газов. На рис. 8.3 представлено графическое представление процессов, происходящих в газогенераторе.

Табл. 8.2. – Модели термической газификации твердого топлива

Модель	Получаемые продукты
Газификация воздухом	CO, CO ₂ , H ₂ , CH ₄ , N ₂ , смолы. Низшая теплота сгорания газа ~ 3,5...4,8 МДж/м ³ .
Газификация кислородом	CO, CO ₂ , H ₂ , CH ₄ , смолы. Низшая теплота сгорания газа ~ 10...15 МДж/м ³ . Стоимость производства и использования кислорода компенсируется лучшим качеством генераторного газа.
Газификация водяным паром	CO, CO ₂ , H ₂ , CH ₄ , смолы. Низшая теплота сгорания газа ~ 12...20 МДж/м ³ . Достаточно высокая теплота сгорания связана с введением в процесс дополнительных горючих компонентов в виде водорода и кислорода, содержащихся в водяном паре, но при этом необходимо затрачивать дополнительную энергию на поддержание необходимой температуры в зоне газификации.

В зависимости от того, процесс газификации идет вместе с пиролизом или после него, углерод топлива реагирует с разными газообразными реагентами (O₂, пар, CO₂, H₂) и образуются газ, пары смол и угольный остаток, в том числе кокс и зола. Реакции, идущие в газогенераторе, могут быть

следующего вида:

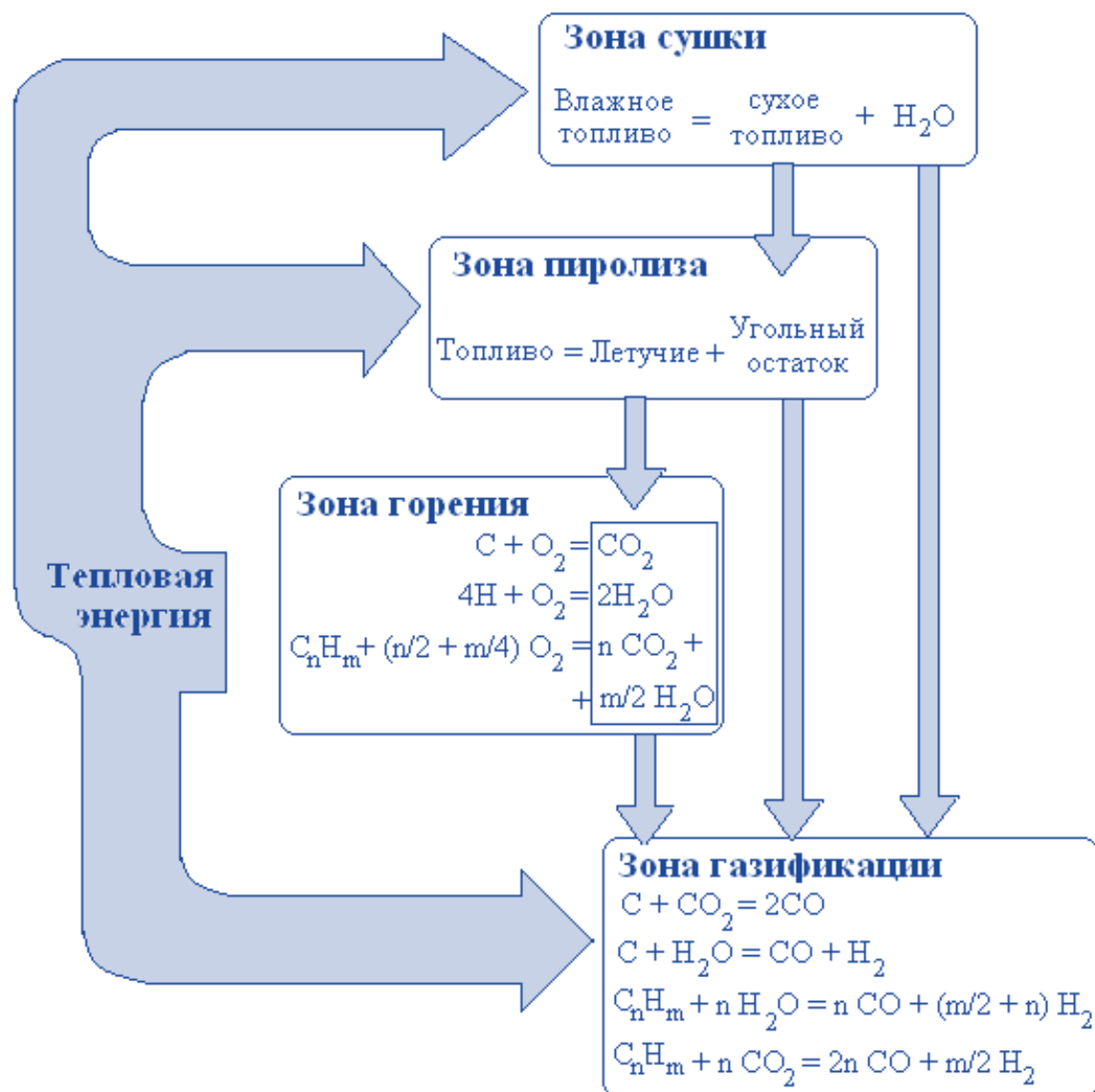
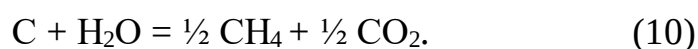
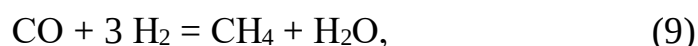
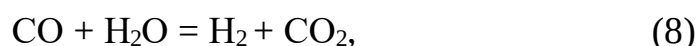
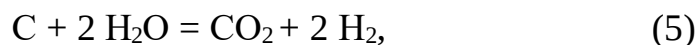


Рис. 8.3. – Графическое представление процессов в газогенераторе

Большая часть кислорода, подведенного в газогенератор, будь то чистый кислород или кислород воздуха, расходуется на реакции (1) – (3), в результате чего выделяется тепловая энергия, необходимая для сушки твердого топлива, разрушения химических связей и повышения температуры в зоне газификации, а также для осуществления реакций (4) – (9).

Реакции (4) и (5) – основные реакции газификации, носят эндотермический характер, идут в зоне высоких температур и низких давлений.

Реакция (6) – первичная реакция при горении углерода – эндотермическая; протекает намного медленнее, чем реакция горения (1) при той же температуре.

Реакция (7) – взаимодействие углерода с водородом с образованием метана; идет очень медленно, за исключением условий высокого давления.

Реакция (8) – важна с точки зрения получения водорода. Давление не оказывает влияния на увеличение выхода H_2 .

Реакция (9) – реакция получения метана, происходит очень медленно при низких температурах.

Реакция (10) происходит относительно нейтрально с точки зрения тепловыделения.

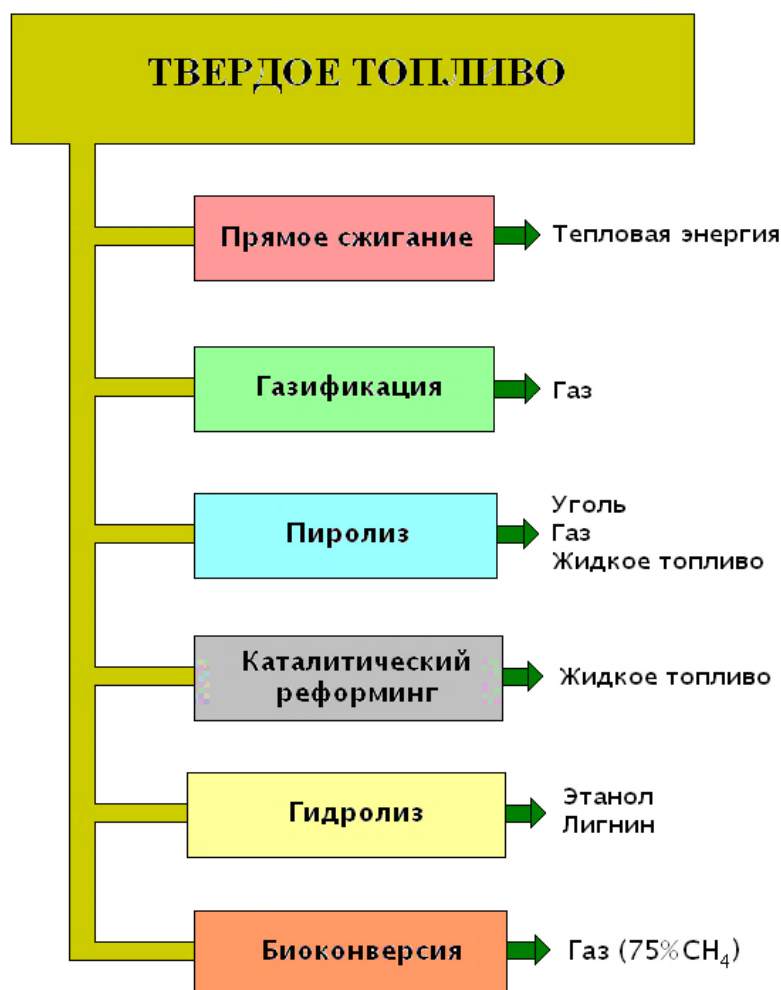
Существует достаточно большое количество способов энергетического использования твердого топлива. Проведенный анализ, реализующихся на сегодняшний день технологий, позволил систематизировать данные [134, 135] и выделить среди них ряд основных групп (рис. 8.4).

Процесс газификации топлива близок процессу горения. Соответственно сходны и конструкции аппаратов, где указанные процессы реализуются. Известно много различных видов аппаратного оформления процессов газификации.

Совершенствование процесса газификации идет по пути повышения интенсивности процесса, увеличении теплоты сгорания газа и увеличении единичной мощности аппаратов. Пути повышения интенсивности процессов газификации связаны с:

- ведением процесса при повышенном давлении (до 2,0-2,5 МПа);

- увеличением реакционной поверхности топлива;
- увеличением температуры в реакционных зонах, так как в аппаратах с жидким шлакоудалением температура может достигать 1600 °С.



**Рис. 8.4. – Основные технологии энергетического использования
твердого топлива**

Аппараты, в которых реализуется процесс пиролиза органосодержащих веществ с образованием генераторного газа, получили название **газогенераторов**.

Будущее тепловых электростанций многие специалисты связывают с возможностями переработки твердых топлив в газообразные. Газификация, в частности, позволяет не только осуществить экологически чистое двухстадийное сжигание низкокачественных твердых топлив, но и использовать горячие продукты сгорания генераторного газа непосредственно для привода газовых турбин и двигателей внешнего сгорания (Стирлинга). Отработанные дымовые газы после газовой турбины могут быть

утилизированы в паровом или водогрейном котле, а полученный пар использован для привода паровой турбины. Такой комбинированный парогазовый цикл является в настоящее время самым термодинамически эффективным и его коэффициент полезного действия по выработке электроэнергии может достигать 45 %; кроме того, ТЭС с комбинированным парогазовым циклом потребляет значительно меньше воды, так как две трети электрической мощности может развивать газовая турбина. Как известно, КПД существующих паротурбинных ТЭС не превышает 39 %.

Жизнеспособность и эффективность ТЭС с комбинированным циклом, работающих на генераторных газах, так называемой, внутрицикловой газификации (ВЦГ), доказана опытом эксплуатации электростанции «Cool Water» фирмы «Southern California Edison» мощностью 120 МВт. ТЭС «Cool Water» построена в мае 1984 года в США и за время эксплуатации показала устойчивую работу с максимальным КПД около 42 %. В состав ТЭС входит газогенератор системы «Техасо» на парокислородном дутье и водной суспензии угольной пыли с частицами размером меньше 100 микрон, производительностью 1000 тонн угля в сутки, газовая турбина мощностью 65 МВт с начальной температурой газа 1100 °С и паровая турбина мощностью 55 МВт. За время эксплуатации ТЭС работала на четырех видах углей с зольностью 6,4-13,6 % и содержанием серы 0,4-3,1 %, теплотой сгорания 28-33 МДж/кг. Среднее значение эффективного КПД брутто составляло за период эксплуатации 36,2-39,9 %, а КПД нетто 29-32 %. При работе ТЭС «Cool Water» выбросы в окружающую среду оказались минимальными и находились на уровне 10-20 % от регламентированных норм.

В качестве примера электростанции с газогенераторами под давлением с парогазовым циклом приведем описание демонстрационной ТЭЦ, введенных в эксплуатацию шведскими энергетическими компаниями «Sydkraft» и «Ahlstrom». Принципиальная схема представлена на рис. 8.5.

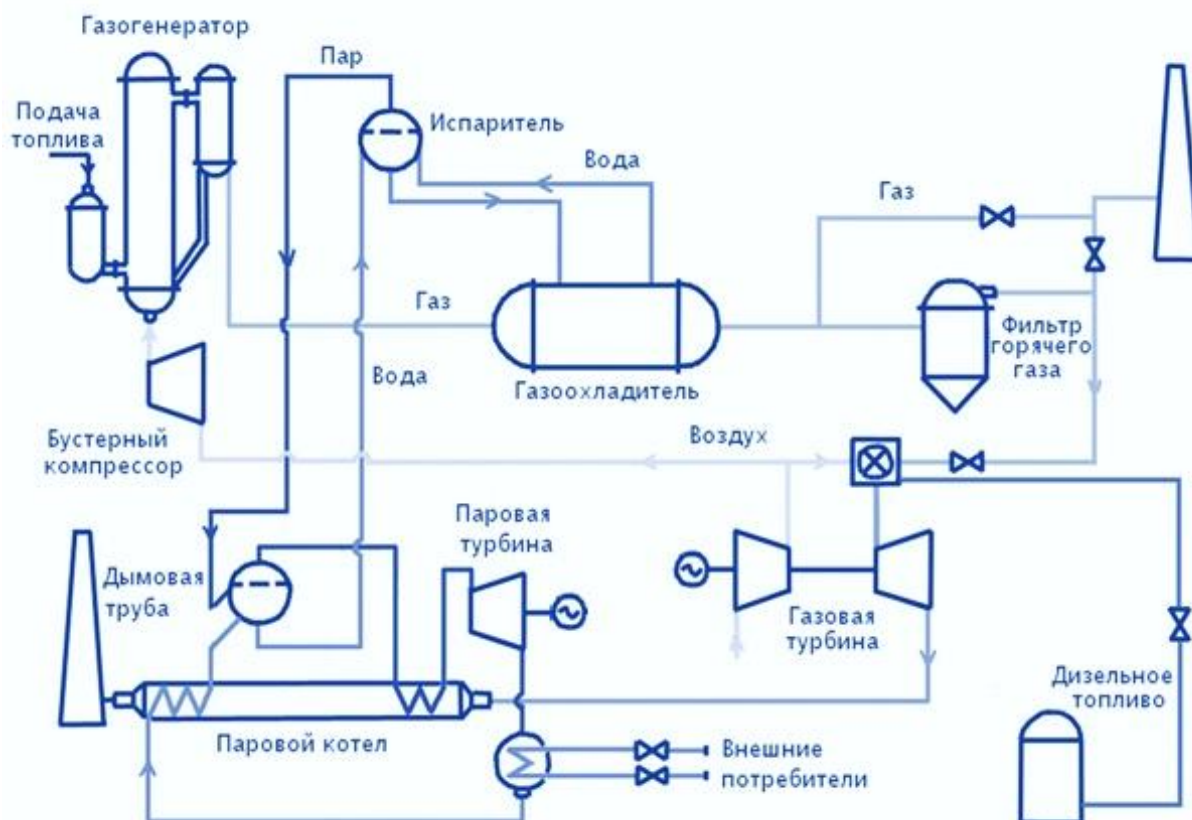


Рис. 8.5. – Принципиальная схема ТЭЦ компаний «Sydkraft» и «Ahlstrom» с парогазовым циклом на древесных отходах

Станция «Babcock & Wilcox Volund» – электростанция большой мощности в Дании, использующая процесс газификации биомассы для снабжения тепло- и электроэнергией районных потребителей (рис. 8.6). Станция построена в 1993 году и рассчитана на мощность 5 МВт по топливу и выработку только тепловой энергии. Основное топливо – древесная щепа. В тоже время рассматривается вариант с возможной утилизацией отходов сельского хозяйства в виде соломы. КПД предлагаемой установки составляет порядка 30 %. В 2000 году станция переведена на совместную выработку тепловой и электрической энергии. Мощность по топливу снижена до 3,5 МВт, при этом выработка тепловой энергии обеспечивается на уровне 2 МВт, а электрической – 1,5 МВт. В процессе эксплуатации отмечено, что установка может работать на пониженных нагрузках без существенного снижения КПД, что является ее преимуществом при работе в летнее время, когда теплопотребление жилых районов находится на довольно низком уровне.

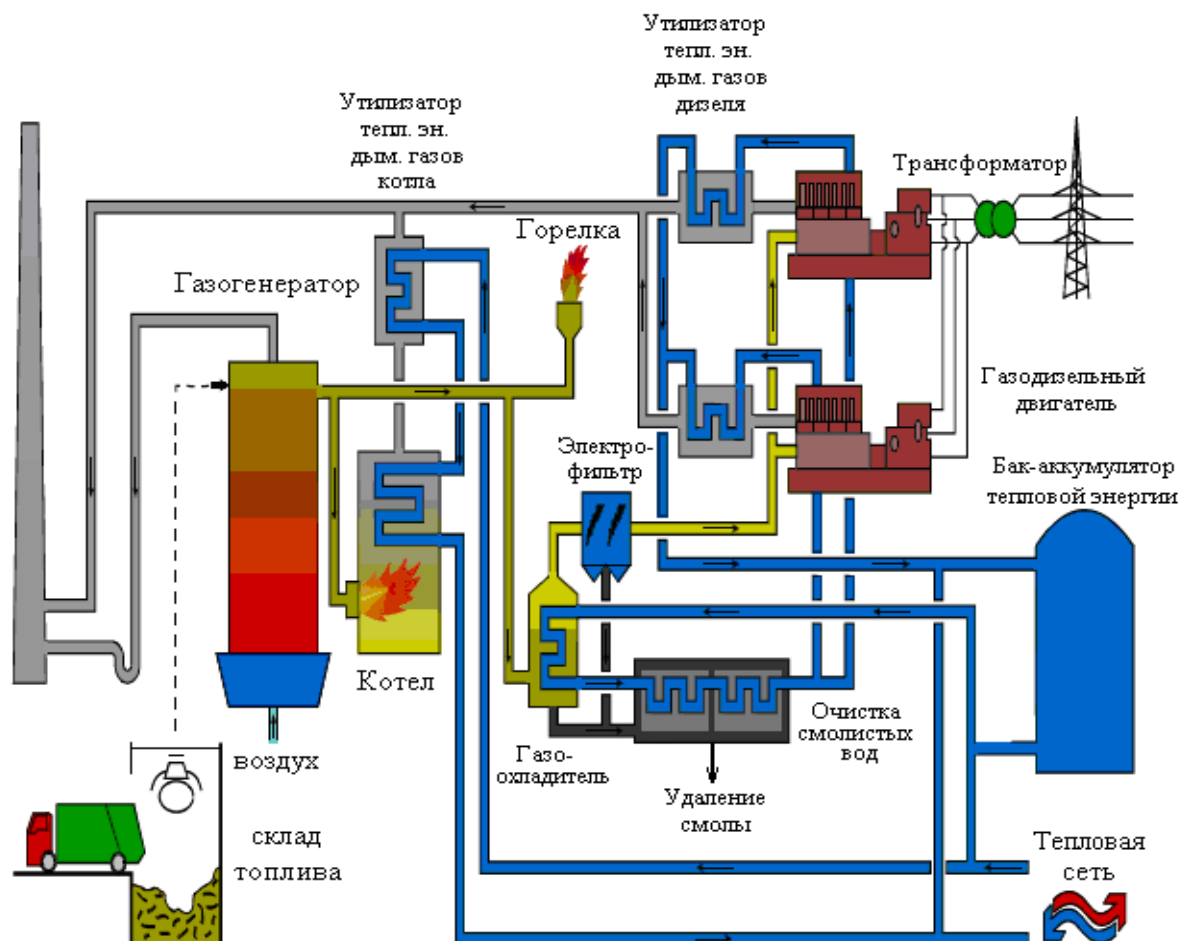


Рис. 8.6. – Принципиальная схема электростанции комбинированной выработки 1,5 МВт электрической и 2 МВт тепловой энергии фирмы «Babcock & Wilcox Volund»

При работе станции на первом этапе возникли проблемы с очисткой генераторного газа, которые были решены путем использования электрофильтра.

Электростанция включает в себя:

- слойной газогенератор мощностью 3,5 МВт, работающий по прямому процессу;
- котел, в котором происходит сжигание генераторного газа и выработка тепловой энергии;
- два газодизельных двигателя австрийской фирмы «Jenbacher» электрической мощностью 648 и 768 кВт;
- склад топлива, топливный питатель, систему золоудаления и увлажнения воздуха;

- систему очистки генераторного газа, состоящую из охладителя и электрофилтра;
- бак-накопитель, в который поступают нерастворимые в воде смолы, отделенные от генераторного газа в системе очистки;
- котел для утилизации смол;
- бак-аккумулятор тепловой энергии.

В 2007 году подобная станция введена в эксплуатацию в Японии. Топливом является щепа вишневого дерева. Расход топлива – 60 т/день.

Перед подачей топлива в газогенератор осуществляется сушка древесины с начальной влажности 40-50 % до 23 %. Характеристика получаемого генераторного газа приведена в табл. 8.3.

Табл. 8.3. – Усредненная характеристика генераторного газа

H ₂	CO	CO ₂	O ₂	CH ₄	N ₂	Q _i ^r
% об.						МДж/м ³
19,01	22,83	11,91	0,17	5,34	40,73	6,59

Контрольные вопросы к главе 8

1. Расскажите о современных механизмах газификации твердого топлива.
2. Какие основные модели термической газификации твердого топлива можно выделить?
3. Какие основные современные технологии энергетического использования твердого топлива можно выделить?
4. Дайте определение термину «газогенератор».
5. До какого значения влажности осуществляется сушка древесины перед подачей топлива в газогенератор?

ГЛАВА 9. КОМБИНИРОВАННАЯ ВЫРАБОТКА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ И ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

Теплофикация – централизованное теплоснабжение на базе комбинированной, то есть совместной выработки тепловой и электрической энергии. В этом заключается и основное отличие теплофикации от так называемого раздельного метода теплоэнергоснабжения, когда электрическая энергия вырабатывается на конденсационных электростанциях, а тепловая – в котельных.

Для совместной выработки тепловой и электрической энергии на ТЭЦ установлены теплофикационные паровые турбины, имеющие ряд особенностей по сравнению с турбоагрегатами конденсационных электростанций в конструкции, тепловой схеме и условиях эксплуатации.

В конденсационных турбинах теплота отработавшего пара отдается циркуляционной воде, охлаждающей конденсатор, и поэтому из цикла теряется, что значительно снижает эффективность этого цикла. Кроме того, из-за выброса теплоты в атмосферу ухудшается экология окружающей среды.

В теплофикационных турбинах в отопительный период теплота отработавшего пара практически полностью используется для подогрева сетевой воды или для технических целей. При наличии горячего водоснабжения (ГВС) или промышленных отборов пара теплота отработавшего пара частично используется и в летний период.

Выработка тепловой энергии на тепловых и атомных электрических станциях производится для удовлетворения нужд как промышленных, так и бытовых потребителей. Соответственно различают два вида тепловой нагрузки: производственную, необходимую для технологических процессов промышленных предприятий, и отопительную, служащую для отопления производственных, общественных и жилых помещений, а также горячего водоснабжения и вентиляции.

Производственную тепловую нагрузку удовлетворяют обычно паром, отработавшим в турбине и имеющим давление 0,7-4,0 МПа, отопительную – либо горячей водой с температурой 70-150 °С, либо паром из отборов турбины с давлением 0,05-0,50 МПа. В холодное время года воду нагревают до

температуры 120-150 °С.

Промышленная тепловая нагрузка характеризуется неравномерностью в течение суток и относительной равномерностью в течение года с некоторым снижением летом. Чисто отопительная нагрузка отличается равномерностью в течение суток и большой неравномерностью в течение года: она достигает максимума в периоды низких температур, а в теплое время года снижается до нуля.

Бытовая тепловая нагрузка, включающая в себя тепловую нагрузку отопления и горячего водоснабжения, удовлетворяется горячей водой с температурой 60-70 °С.

Величина тепловой нагрузки изменяется в зависимости от температуры наружного воздуха. Максимальный отпуск теплоты имеет место при так называемой минимальной расчетной температуре наружного воздуха, численное значение которой определяется климатическими условиями района. Расход теплоты на отопление и вентиляцию с повышением температуры наружного воздуха уменьшается, и при температуре +10 °С, продержавшейся не менее трех суток, отопление выключается. Включение отопления производится после того, как температура наружного воздуха в осенний период опустится ниже +8 °С и продержится при этих значениях не менее трех суток.

В качестве теплоносителя для отопления применяют воду и очень редко – пар, так как вода дает возможность переноса теплоты на большие расстояния с небольшим понижением температуры, обусловленным только тепловыми потерями в окружающую среду, что позволяет поддерживать меньшее давление в отборе турбины для обеспечения требуемой температуры теплоносителя у потребителя.

Водяной пар применяют в качестве теплоносителя в технологических процессах предприятий и для обеспечения работы их систем вентиляции. Возвращаемый потребителями конденсат пара после необходимой очистки вновь поступает в рабочий цикл электростанции.

Вода систем теплоснабжения нагревается в пароводяных теплообменниках ТЭЦ главным образом из отборов теплофикационных

турбин или из выхлопного патрубка турбин с противодавлением и подается насосами по трубопроводам горячей воды к тепловому потребителю. После охлаждения в отопительных установках потребителя вода возвращается на ТЭЦ.

Система трубопроводов горячей и охлажденной воды образует тепловую сеть; вода, циркулируемая по тепловой сети, называется сетевой водой. Трубопроводы, по которым нагретая сетевая вода поступает к потребителю, называются подающими, а вода в подающих трубопроводах – прямой сетевой водой. Трубопроводы, возвращающие охлажденную воду на ТЭЦ, называются обратными, а вода соответственно – обратной сетевой водой.

Водяные системы по способу горячего водоснабжения подразделяются на закрытые (замкнутые) и открытые (разомкнутые). В закрытых системах сетевая вода используется только как теплоноситель и из сети не отбирается. Горячая вода для потребителей поступает из сети питьевого водопровода и нагревается в водо-водяных подогревателях сетевой водой.

В открытых системах сетевая вода частично или полностью разбирается абонентами для горячего водоснабжения. При непосредственном водоразборе к бытовым потребителям отводится смесь воды из подающей и обратной сетевых магистралей, так что потери ее в теплосети резко возрастают – от 1-2 %, которые имеют место в закрытых системах, до 20-40 % от расхода сетевой воды.

Тепловая отопительная нагрузка включает расход теплоты на отопление, вентиляцию жилых, промышленных и общественных зданий, а также на горячее водоснабжение.

Средняя нагрузка ГВС в пределах отопительного периода остается постоянной при относительно больших суточных и недельных колебаниях. В летний период сохраняется только нагрузка ГВС, которая составляет в среднем около 20 % от ее величины в зимний период.

Покрытие базовой теплофикационной нагрузки, включающей в себя тепловую нагрузку горячего водоснабжения, отопления и вентиляции, производится за счет тепловой мощности регулируемых отборов

теплофикационных турбин ТЭЦ. Сетевая вода на ТЭЦ нагревается в сетевых подогревателях до 100-120°C, что обусловлено проектной величиной теплофикационной нагрузки сетевых подогревателей, а также величиной давления в регулируемых отборах турбин. В тех случаях, когда номинальной теплопроизводительности отопительных отборов не хватает для покрытия всей необходимой потребности в теплоте (при очень низких температурах наружного воздуха), дополнительное количество теплоты вырабатывается пиковыми источниками – пиковыми сетевыми подогревателями или газомазутными водогрейными котлами. Регулирование отпуска теплоты в соответствии с изменением температуры наружного воздуха осуществляется за счет изменения температуры прямой сетевой воды. Такой способ регулирования называется качественным. В отдельных случаях или на отдельных режимах применяется количественное регулирование отпуска теплоты от ТЭЦ – изменением количества сетевой воды, а также смешанное – качественно-количественное. Изменение температур прямой и обратной сетевой воды в зависимости от температуры наружного воздуха называется температурным графиком.

Максимальная температура прямой сетевой воды определяется на основании технико-экономических исследований. С увеличением этой температуры уменьшается стоимость тепловых сетей, так как при неизменной тепловой нагрузке уменьшается расход сетевой воды и, соответственно, диаметры трубопроводов. Одновременно увеличивается расход топлива на ТЭЦ, поскольку возрастает давление отбираемого из турбины пара и, следовательно, уменьшается выработка электроэнергии на тепловом потреблении. В настоящее время для ТЭЦ, работающих на органическом топливе, наиболее распространенным является температурный график с максимальной температурой прямой сетевой воды 150 °C – так называемый график 150/70 °C.

На рис. 9.1 представлен график продолжительности тепловых нагрузок для отопительной ТЭЦ. Если по оси ординат графика отложить значение номинальной тепловой мощности отопительных отборов ($Q_T^{\text{ном}}$) и провести горизонтальную линию до пересечения с кривой продолжительности

отопительных нагрузок, то эта линия разделит график на базовую часть, покрываемую паром отопительных отборов, и пиковую часть ($Q_{\text{пик}}$), покрываемую теплотой от пиковых источников.

Отношение нагрузки отопительных отборов турбин к общей тепловой нагрузке ТЭЦ при минимальной расчетной температуре наружного воздуха называется **коэффициентом теплофикации**:

$$\alpha_{\text{ТЭЦ}} = \frac{Q_{\text{Т}}^{\text{НОМ}}}{Q_{\text{Т}}^{\text{НОМ}} - Q_{\text{пик}}}.$$

Оптимальное значение $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$ устанавливается технико-экономическими расчетами. Расчетный режим турбин УТЗ типа «Т» и «ПТ» на начальное давление 12,8 и 23,5 МПа выбран исходя из $\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 0,5$.

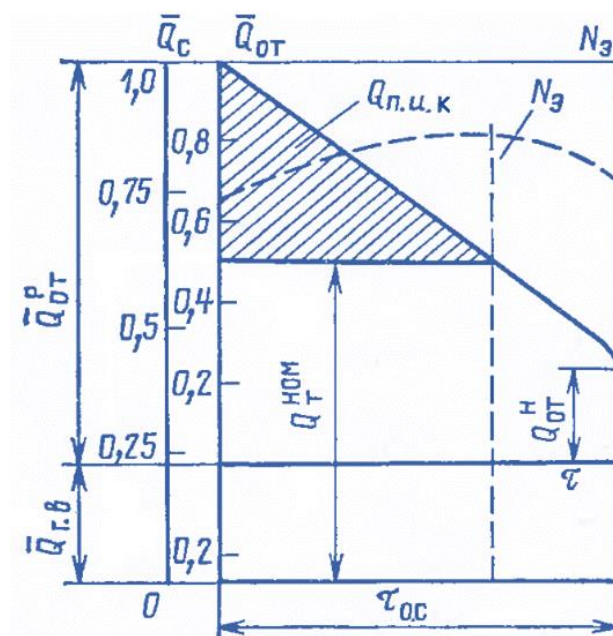


Рис. 9.1 – График продолжительности тепловых нагрузок

Температурный график теплосети и принятый коэффициент теплофикации определяют температуру сетевой воды за основными сетевыми подогревателями, питаемыми паром из отопительных отборов турбины.

При работе турбины со ступенчатым подогревом сетевой воды и поддержанием давления в регулируемом отборе в соответствии с температурным графиком теплосети, ступени турбины, предшествующие верхнему и нижнему отопительным отборам пара, работают в переменном режиме, который характеризуется изменением объемного расхода пара и давления за ступенями.

С изменением давления в отборе происходит перераспределение тепловой нагрузки между сетевыми подогревателями, и изменяются массовый и объемный расходы пара через предотборные ступени турбины, что приводит к изменению соотношения U/C_0 и КПД ступени, а также к изменению напряжений в лопаточном аппарате. Нарушение оптимального распределения тепловой нагрузки между сетевыми подогревателями снижает эффективность ступенчатого подогрева сетевой воды.

Учитывая переменный характер работы большой группы предотборных ступеней, выбор проточной части турбины следует осуществлять так, чтобы обеспечить максимальную тепловую экономичность турбоагрегата за годовой период и близкую к теоретически возможной эффективности ступенчатого подогрева сетевой воды. Переменные режимы работы турбины должны быть учтены при разработке конкретной тепловой схемы, системы регулирования турбины и при расчетах прочности облопачивания.

Для теплофикационных турбин определяют три значения мощности: номинальная, на конденсационном режиме, максимальная.

Под номинальной мощностью понимается наибольшая мощность, которую турбина длительно развивает при номинальной нагрузке и номинальных значениях основных параметров.

В современных турбинах номинальные электрическая мощность и тепловая нагрузка обеспечиваются при давлении в регулируемом отборе (противодавлении), равном и ниже номинального. При увеличении давления в отборе пара номинальная электрическая мощность может быть получена за счет уменьшения тепловой нагрузки.

Под максимальной мощностью понимается наибольшая мощность, которую турбина может длительно развивать при определенных соотношениях расходов пара и давлений в отборах пара (противодавления) или на конденсационном режиме, при номинальных значениях других основных параметров.

Для турбин с двумя регулируемыми отборами пара максимальная мощность определяется из условия одновременно возможного полного пропуска пара через ЧВД, ЧСД и ЧНД при соответствующем уменьшении

отборов пара. Для турбин с противодавлением максимальная мощность определяется исходя из полного расхода пара и минимального противодавления. Максимальная мощность некоторых типов турбин может быть ограничена допустимой нагрузкой генератора.

Мощность на конденсационном режиме для турбин типа Т равна или больше номинальной, в том числе может быть равна максимальной. Для турбин типа ПТ – равна или меньше номинальной.

Для теплофикационных турбин характерно многообразие возможных режимов работы. В зависимости от наличия тепловой нагрузки они могут быть разделены на две группы: конденсационные режимы и теплофикационные режимы.

Конденсационные режимы работы, возможные в теплофикационных турбинах с конденсационной установкой, характеризуются тем, что тепловая нагрузка отсутствует, а регулирующие органы отборов полностью открыты. Конденсационный режим теплофикационной турбины идентичен режиму работы конденсационной турбины.

Теплофикационные режимы работы характеризуются наличием тепловой нагрузки. Система регулирования, воздействующая на регулирующие органы турбины, обеспечивает поддержание требуемых параметров теплоснабжения.

Теплофикационные режимы могут быть разделены на две подгруппы.

Режимы работы по тепловому графику, имеющие место, когда теплота отработавшего в турбине пара может быть отдана только тепловому потребителю. При работе по тепловому графику электрическая мощность определяется тепловой нагрузкой и не может быть изменена без соответствующего изменения теплового потребления.

Режим работы по тепловому графику (называемый также режимом с противодавлением) характерен для турбин типа Р, ПР, ТР и возможен в турбинах типа Т, ПТ при работе последних с закрытыми регулирующими органами ЧНД и охлаждении конденсатора подпиточной или обратной сетевой водой. Изменение нагрузки турбины при работе по тепловому графику осуществляется за счет изменения расхода свежего пара воздействием

системы регулирования на органы парораспределения ЧВД.

Режим работы турбины по тепловому графику характерен высокой экономичностью, поскольку вся электрическая мощность энергоустановки вырабатывается на тепловом потреблении.

Режимы работы по электрическому графику с независимым заданием электрической и тепловой нагрузок, возможные в том случае, когда теплота отработавшего пара может быть отдана не только тепловому потребителю, но и циркуляционной воде.

Наличие конденсатора у турбин типа Т и ПТ, охлаждаемого циркуляционной водой, позволяет увеличить электрическую нагрузку сверх вырабатываемой на тепловом потреблении за счет увеличения пропуска пара в конденсатор. Рабочие органы ЧНД при работе по электрическому графику частично или полностью открыты. Независимые изменения электрической и тепловой нагрузок осуществляются воздействием системы регулирования на органы парораспределения ЧВД и ЧНД, а в турбинах типа ПТ – также и на органы парораспределения ЧСД.

Согласно принятой в настоящее время терминологии для турбин типа Т различают номинальную тепловую нагрузку, равную суммарной величине отопительных отборов пара, и максимальную тепловую нагрузку, равную суммарной величине отопительных отборов пара и использованной теплоты в конденсаторе.

Номинальная и максимальная тепловые нагрузки турбин типа Т определяются на номинальном режиме работы турбины, то есть при номинальных параметрах свежего пара и давлении в регулируемом отборе, а также полностью включенной системе регенерации. Номинальная нагрузка определяется при минимальном пропуске пара в конденсатор. Возможные наибольшая номинальная и максимальная тепловые нагрузки зависят от давления в регулируемом отборе пара.

Согласно общему уравнению энергии,

$$Q_{\text{тур}} = 3600N_e + Q_T + \Delta Q_{\text{м.г.и.}} + \Delta Q_{\text{кон}},$$

где $Q_{\text{тур}}$ – расход теплоты на турбину, Q_T – суммарная тепловая нагрузка отопительных отборов, $\Delta Q_{\text{м.г.и.}}$ – потери механические, в генераторе и на

излучение, $\Delta Q_{\text{кон}}$ – теплота, поступившая с паром в конденсатор.

Из уравнения следует, что тепловая нагрузка отборов и использованная теплоты в конденсаторе (максимальная тепловая нагрузка) составит:

$$Q_{\text{т}} + \Delta Q_{\text{кон}} = Q_{\text{тур}} - (3600N_e + Q_{\text{м.г.и.}}),$$

а тепловая нагрузка отопительных отборов (номинальная тепловая нагрузка) –

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{тур}} - (3600N_e + Q_{\text{м.г.и.}} + \Delta Q_{\text{кон}}).$$

Наибольшая номинальная тепловая нагрузка может быть получена при максимальном расходе свежего пара и закрытых регулирующих органах ЧНД, когда пропуск пара в конденсатор минимален. Этот пропуск определяется зазорами в полностью закрытых регулирующих органах ЧНД и пропорционален давлению перед ЧНД. При неизменном максимальном расходе свежего пара и неизменном закрытом положении регулирующих органов ЧНД с повышением давления в регулируемом отборе пара мощность турбины уменьшается, а минимальный пропуск пара в ЧНД, пропорциональный давлению пара перед закрытыми регулирующими органами ЧНД, возрастает. При снижении давления пара в отборе мощность турбины возрастает, а пропуск пара в ЧНД уменьшается. Следовательно, возможная наибольшая тепловая нагрузка отборов пара зависит как от изменения мощности, так и от пропуска пара в конденсатор.

Максимальная тепловая нагрузка при постоянном расходе теплоты на турбину зависит только от электрической мощности турбины. Поэтому с повышением давления в отборе максимальная тепловая нагрузка возрастает, поскольку мощность снижается, а при уменьшении давления в отборе снижается, поскольку мощность возрастает.

В турбинах типа ПТ номинальные производственная и тепловая нагрузки соответствуют режиму с номинальными значениями электрической мощности, давлений в регулируемых отборах и параметров свежего пара при полностью включенной регенерации и минимальном пропуске пара в конденсатор. При этом номинальная тепловая нагрузка равна суммарной нагрузке отопительных отборов. Максимальный производственный отбор определяется при выключенных отопительных отборах пара и расходе свежего пара, равного номинальному. Возможны два понимания

максимального производственного отбора:

- при номинальной электрической мощности турбины; при этом пропуск пара в ЧНД на рассматриваемом режиме может быть больше минимального;
- при минимальном пропуске пара в конденсатор; при этом электрическая мощность может быть номинальной.

Максимальная тепловая нагрузка турбин типа ПТ определяется исходя из максимальной пропускной способности ЧСД и включает использованную теплоту пара, поступающего в конденсатор, если такое использование предусмотрено конструкцией конденсатора. Номинальная электрическая мощность на режиме с тепловой нагрузкой в зависимости от пропускной способности ЧСД обеспечивается при производственном отборе пара, равном нулю или больше.

При ступенчатом подогреве общий подогрев сетевой воды осуществляется в нескольких последовательных ступенях (сетевых подогревателях) паром, отбираемым из турбины. Давление отбираемого пара определяется температурой воды на выходе из каждой ступени. Пар, отбираемый на первой по ходу воды ступени, имеет более низкое давление, что обеспечивает дополнительную выработку электроэнергии по сравнению с одноступенчатым подогревом, когда весь пар отбирается при давлении, определяемом конечной температурой сетевой воды.

Целью организации ступенчатого подогрева сетевой воды является дополнительная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, поэтому в качестве ступени подогрева рассматриваются только такие теплообменники, которые обеспечивают дополнительную выработку электроэнергии. В этом смысле не является ступенью сетевой подогреватель, питающийся редуцированным свежим паром, или пиковый водогрейный котел.

Ступенчатый подогрев сетевой воды аналогичен ступенчатому подогреву питательной воды, реализуемому многоступенчатой регенеративной системой. Отличия состоят в том, что нагрев сетевой воды в сетевых подогревателях невелик и составляет в среднем 40...50 °С вместо 150...250 °С в системе регенерации, а также в том, что для подогрева сетевой

воды используется 70...80% расхода свежего пара на турбоустановку, в то время как для целей регенерации – только 20...30%.

Современные теплофикационные турбины имеют, как правило, два отопительных отбора: верхний и нижний. Разрешается работа как с включенными обоими отборами пара, так и с одним нижним отбором.

Турбины снабжены одним регулятором давления отопительных отборов пара и имеют один регулирующий орган, расположенный перед ЧНД в нижней камере отбора. Поэтому регулируемое давление (или температуру подогрева сетевой воды) одновременно можно поддерживать только в одном из двух отопительных отборов, а именно: в верхнем – при обоих включенных отборах пара, в нижнем – при выключенном верхнем отборе.

Распределение тепловой нагрузки между верхним и нижним отборами определяется размерами проточной части ступеней, расположенных между отборами, а также недогревами воды до температуры насыщения в сетевых подогревателях и сопротивлением трубопроводов отопительных отборов пара. Поэтому в условиях эксплуатации распределение тепловой нагрузки устанавливается в зависимости от режима работы турбины, а именно: температуры сетевой воды до и после подогревателей, расхода сетевой воды, электрической мощности, и не может быть произвольно изменено без соответствующего изменения режима работы турбины.

Экономичность выработки тепловой энергии определяется по фактическому расходу теплоты с добавлением потерь, непосредственно связанных с производством теплоты на ТЭЦ: потери в котле, трубопроводах, расход энергии на насосы и т. п. Согласно принятой методике, экономия от комбинированной выработки относится к электрической энергии.

Изменение эффективности теплофикационной турбины не влияет на экономичность выработки тепловой энергии, поскольку относимые к отпуску теплоты потери находятся вне турбоагрегата, и отражаются только на показателях экономичности выработки электроэнергии. Поэтому тепловая экономичность теплофикационных турбин характеризуется эффективностью выработки (или отпуска от ТЭЦ) электрической энергии, и, соответственно, показатели тепловой экономичности также относятся только к выработке (или

отпуску) электроэнергии.

Широко применяются следующие показатели тепловой экономичности: удельный расход пара d_e , удельный расход теплоты на выработку электроэнергии q_e , удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении $\mathcal{E}$, относительная экономия теплоты ε .

Удельный расход пара

$$d_e = G_{\text{тур}}/N_e,$$

где $G_{\text{тур}}$ – расход свежего пара, N_e – мощность турбины на выводах генератора, определяемая для характерных режимов работы турбоагрегата. Для заданного режима d_e зависит от совершенства турбоагрегата. Так, например, при увеличении КПД проточной части мощность турбины при том же расходе свежего пара возрастает и соответственно уменьшается d_e .

Удельный расход пара является гарантийным показателем тепловой экономичности теплофикационных турбоагрегатов. Как показатель тепловой экономичности удельный расход пара имеет тот недостаток, что не позволяет судить о сравнительной экономичности сопоставляемых турбин, так как численное значение d_e зависит от тепловой нагрузки и давления в регулируемом отборе.

Недостатком d_e как показателя тепловой экономичности теплофикационной турбины является также и то, что по его изменению нельзя непосредственно без дополнительных расчетов определить экономию топлива на ТЭЦ.

Удельный расход теплоты

$$q_e = \frac{Q_{\text{тур}} - Q_{\text{от}}}{N_e},$$

где $Q_{\text{тур}}$ – расход теплоты на турбину; $Q_{\text{от}}$ – тепловая нагрузка.

При известных значениях КПД котельной установки $\eta_{\text{ку}}$ и теплового потока $\eta_{\text{тп}}$, удельный расход теплоты позволяет непосредственно определить **удельный расход топлива** на выработанный 1 кВт · ч:

$$b_e = \frac{q_e}{29310\eta_{\text{ку}}\eta_{\text{тп}}},$$

а по изменению q_e можно определить **изменение расхода условного топлива**

$$\Delta B = \frac{\Delta q_e N_e n}{29310 \eta_{\text{ку}} \eta_{\text{тп}}},$$

где n – число часов работы турбоагрегата.

В теплофикационных турбинах расход свежего пара можно разделить на два потока: первый поток, который после использования в турбине поступает на тепловое потребление, и второй – поступающий в конденсатор, охлаждаемый циркуляционной водой. Для потока пара, поступающего на тепловое потребление, теплота отработавшего пара полезно используется на производстве тепловой энергии. Поэтому удельный расход теплоты на выработку электроэнергии для этого потока – $q_{\text{т}}$ отличается от теплового эквивалента 3600 кДж/(кВт·ч) на сравнительно малую величину механических потерь в генераторе и на излучение. Удельный расход теплоты для потока, поступающего в конденсатор, $q_{\text{к}}$ включает потери теплоты с отработавшим паром в конденсаторе и поэтому значительно больше, чем $q_{\text{т}}$ (для современных турбин $q_{\text{к}}/q_{\text{т}} = 1,7 \div 2,5$).

На теплофикационных режимах работы турбины, когда имеют место оба потока, удельный расход теплоты на выработку электроэнергии определяется зависимостью

$$q_e = \frac{q_{\text{т}} N_{\text{т}} + q_{\text{к}} N_{\text{к}}}{N_{\text{т}} + N_{\text{к}}},$$

где $N_{\text{т}}$, $N_{\text{к}}$ – мощность, развиваемая потоком пара, поступающим на тепловое потребление (мощность, развиваемая на тепловом потреблении), и мощность потока пара, поступающего в конденсатор.

Удельный расход теплоты и, соответственно, удельный расход топлива на выработку электроэнергии зависят прежде всего от соотношения обоих потоков, то есть от отношения между тепловой и электрической нагрузками турбины. Так, например, с увеличением тепловой нагрузки возрастает отношение $N_{\text{т}}/N_{\text{к}}$ и, поскольку $q_{\text{т}} < q_{\text{к}}$ удельный расход теплоты q_e уменьшается. С увеличением доли электрической нагрузки q_e возрастает.

Для конденсационных турбин удельный расход теплоты является гарантийным показателем тепловой экономичности и однозначно характеризует совершенство оборудования. Для теплофикационных турбин удельный расход теплоты зависит от соотношения между тепловой и

электрической нагрузкой и в меньшей степени от совершенства турбины. Эффективность выполнения теплофикационного турбоагрегата оказывает влияние на значение q_e только на режимах с большими пропусками пара в конденсатор. С уменьшением конденсационной мощности это влияние падает, а на режимах, когда потери теплоты в конденсаторе отсутствуют, в том числе для турбин с противодавлением, совершенство конструкции турбоагрегата и параметры свежего пара практически не влияют на q_e .

В теплофикационных турбинах имеется как минимум два гарантийных режима – это конденсационный режим, для которого приводится величина q_e , и теплофикационный режим для работы турбины по тепловому графику.

Обязательно в гарантийном режиме указывается величина тепловой нагрузки, давление в отопительном отборе, температура обратной сетевой воды, давление в производственном отборе, величина производственного отбора пара и температура возврата конденсата производственного отбора в систему регенерации.

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении

$$\mathcal{E} = N_T / Q_{от}$$

где N_T – мощность, развиваемая на тепловом потреблении, включая мощность соответствующих регенеративных отборов; $Q_{от}$ – тепловая нагрузка.

В теплофикационных турбинах с регулируемыми отборами пара и конденсационной установкой, на режимах с использованием теплоты пара, поступающего в конденсатор, а также в турбинах с противодавлением вся мощность является мощностью, развиваемой на тепловом потреблении.

На режимах с охлаждением конденсатора циркуляционной водой, когда имеются оба потока – поступающий к тепловому потребителю и идущий в конденсатор – мощность на тепловом потреблении определяется, исходя из условного деления регенеративных отборов, общих для обоих потоков, пропорционально отношению этих потоков.

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении характеризует совершенство турбоагрегата на теплофикационном режиме. При повышении параметров свежего пара, увеличении КПД проточной части,

усовершенствовании тепловой схемы значение $\mathcal{E}$ возрастает, причем наибольшее влияние имеет начальное давление. Удельная выработка электроэнергии зависит также и от режима работы турбины. Из режимных факторов наиболее существенным является давление отбираемого пара.

Конденсационный расход пара также влияет на значение $\mathcal{E}$. При той же тепловой нагрузке с увеличением конденсационного расхода возрастает давление пара в регенеративных отборах и соответственно увеличивается температура подогрева питательной воды, чему будет соответствовать большая суммарная величина регенеративных отборов и большая мощность, развиваемая на тепловом потреблении, и, следовательно, большая величина $\mathcal{E}$. Некоторое дополнительное увеличение $\mathcal{E}$ имеет место из-за повышения КПД проточной части при увеличении общего расхода пара на турбину.

Параметр «удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении», характеризующий совершенство турбины на теплофикационных режимах, широко применяется в качестве показателя тепловой экономичности теплофикационных турбин. Достоинством этого параметра является также и то, что по изменению $\mathcal{E}$ возможно непосредственное определение изменения расхода топлива на ТЭЦ. Однако применительно к теплофикационным турбинам с регулируемыми отборами пара показатель $\mathcal{E}$ имеет тот недостаток, что характеризует экономичность только теплофикационного потока пара и поэтому не определяет экономичности турбоагрегата в целом. Определенные трудности возникают и при определении $\mathcal{E}$ непосредственно в ходе эксплуатации или по данным испытаний турбоагрегата.

Относительная экономия теплоты при равной выработке тепловой и электрической энергии

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{тур}1} - Q_{\text{тур}2}}{Q_{\text{тур}1}},$$

где 1 и 2 относятся к сопоставляемым турбинам.

Для конденсационных турбин величина ε может быть определена:

$$\varepsilon = \frac{q_{e1} - q_{e2}}{q_{e1}}.$$

Величина ε непосредственно выражает конечную цель повышения

тепловой экономичности оборудования и отражает степень совершенства теплофикационного турбоагрегата и особенности режимов его работы. Эта величина широко применяется при сопоставлении турбин и оценке эффективности отдельных решений, направленных на повышение экономичности.

Диаграмма режимов работы турбин в графической форме выражает зависимость между расходом свежего пара, электрической мощностью, тепловой нагрузкой турбоагрегатов и другими параметрами, определяющими режим работы турбоустановок и их тепловую экономичность. При построении диаграммы учитывается работа каждого конкретного турбоагрегата в целом, включая конденсационную установку и систему подогрева питательной воды. Наличие диаграммы позволяет выделить область возможных режимов работы турбоустановки и определить тепловую экономичность каждого из них. Наглядность представления, удобство пользования и достаточная для большого круга практических задач точность определили широкое использование диаграммы режимов при проектировании и эксплуатации ТЭЦ.

Построение диаграммы режимов выполняется на основании расчетов тепловых балансов переменных режимов работы турбоагрегата. Возможно построение диаграммы режимов также и по результатам тепловых испытаний турбоагрегатов. В этом случае учитываются особенности условий эксплуатации и фактический уровень экономичности испытанной турбины, поэтому такая диаграмма может отличаться от заводской, относящейся к расчетным условиям эксплуатации и расчетной экономичности турбоагрегата.

Количество параметров, определяющих тепловую экономичность турбоагрегата, сравнительно велико. Кроме расхода пара $G_{\text{тур}}$, электрической мощности N_e и тепловой нагрузки Q_T , ими являются: давления в регулируемых отборах $p_{\text{п}}$, p_T , температура t_0 и давление p_0 свежего пара, количество $W_{\text{ох.в}}$ и температура $t_{\text{ох.в}}$ циркуляционной воды и т. д. Соответственно **диаграммы режимов в общем случае должны выражать зависимость**

$$F(G_{\text{тур}}, N_e, Q_T, p_{\text{п}}, p_T, p_0, t_0, W_{\text{ох.в}}, t_{\text{ох.в}}) = 0.$$

Уравнение может быть изображено на плоскости без искажений при числе членов $n \leq 3$. Если $n > 3$, изображение диаграммы режимов на плоскости

может быть получено только при замене действительной взаимосвязи переменных на приближенные зависимости, что вносит погрешность в диаграмму режимов, тем большую, чем больше число переменных уравнения. Поэтому целесообразно ограничить число независимых параметров, участвующих в формировании диаграммы режимов.

Учитывая неравноценность влияния отдельных параметров и необходимость обеспечения конечной высокой точности, диаграмму режимов обычно выполняют в виде нескольких самостоятельных графиков. Основной график, обычно называемый диаграммой режимов, выражает связь между ограниченным числом параметров, имеющих наибольшее влияние на экономичность турбоагрегата. Дополнительные графики, называемые поправочными кривыми к диаграмме режимов, определяют влияние изменения каждого из остальных параметров на мощность турбины. В состав диаграммы режимов входят также некоторые вспомогательные кривые, в том числе зависимость температуры питательной воды от расхода свежего пара, возможное минимальное давление в регулируемом отборе пара в зависимости от расхода пара, величины отбора пара.

Основная диаграмма может быть выполнена с высокой точностью, поскольку число переменных величин ограничено. Поправочные кривые выполняются обычно с большей погрешностью, в частности, влияние каждого из параметров рассматривается изолированно, без учета взаимодействия остальных параметров, что существенно упрощает как расчет поправки, так и ее графическое изображение. Погрешность «поправочной кривой» незначительно увеличивает общую погрешность диаграммы режимов, так как абсолютные величины самих поправок составляют, как правило, несколько процентов от общей мощности турбины.

При построении диаграммы режимов обязательно учитываются особенности каждого типа теплофикационных турбин.

Поправочные кривые позволяют учесть влияние изменения параметров свежего пара, давления в отборе, температуры охлаждающей воды, наличие дополнительных нерегулируемых отборов пара и т. п. на тепловую экономичность работы турбины. Поправочные кривые представляют собой

зависимости между изменением рассматриваемых параметров и соответствующим изменением мощности турбины (поправка к мощности); они определяются при неизменных расходах свежего пара и регулируемого отбора, а также при номинальных значениях всех остальных параметров на основании приближенных расчетов или по данным испытаний. При расчете поправок учитываются только те факторы, которые оказывают основное влияние на поправки.

Диаграмма режимов паровых турбин для ПГУ имеет ряд особенностей.

Количество параметров, определяющих тепловую экономичность турбоагрегата для ПГУ, как двухконтурной, так и трехконтурной с промежуточным перегревом пара, значительно выше. Кроме расхода высокого давления $G_{ВД}$, электрической мощности, тепловой нагрузки турбоагрегатов, ими является расход пара среднего давления $G_{СД}$ (для трехконтурной ПГУ), расход пара низкого давления $G_{НД}$, температура пара высокого давления $t_{ВД}$, температура пара промперегрева $t_{ПП}$ (для трехконтурной ПГУ), температура пара низкого давления $t_{НД}$, давление пара ВД $P_{ВД}$ и в отопительном отборе, температура обратной сетевой воды τ_2 , $t_{ов}$, $W_{ов}$, а также температура наружного воздуха $t_{нв}$.

Соответственно диаграмма режимов турбины типа «Т» для ПГУ в общем случае выражает зависимость

$$F(G_{ВД}, G_{СД}, G_{НД}, N_e, Q_T, P_T, t_{ВД}, P_{ВД}, t_{ПП}, t_{НД}, \tau_2, W_{ов}, t_{ов}) = 0.$$

К основным переменным для построения диаграммы режимов турбин для ПГУ обычно принимаются $G_{ВД}$, $G_{СД}$, $G_{НД}$, Q_T , которые с достаточно большой степенью точности определяют $N_{ет}$ на теплофикационных режимах. Остальные параметры приняты постоянными.

Дополнительная сложность построения диаграммы режимов турбин для ПГУ состоит в том, что турбина работает на скользящих параметрах пара, что связано с изменением не только параметров ВД, СД и НД, но и их расходов пара. Облегчающим обстоятельством является то, что по условиям работы котла-утилизатора (КУ) давление пара контура НД должно поддерживаться органами паровпуска НД турбины постоянным при определенной температуре.

Особенность построения поправок в диаграммах режимов турбин для ПГУ состоит в том, что поправка также строится в трех квадрантах.

Ту же функциональную зависимость расхода теплоты на турбину от электрической мощности и тепловой нагрузки, что и диаграммы режимов, но не в графической, а в аналитической форме, выражают энергетические характеристики, которые находят широкое применение при исследовании переменного режима работы турбоагрегата, решении задач оптимизации состава оборудования и распределения нагрузки между агрегатами тепловых электростанций.

Контрольные вопросы к главе 9

1. Дайте определение термину «теплофикация».
2. На основании чего определяется максимальная температура прямой сетевой воды?
3. Как определяется удельный расход пара паровой турбины?
4. Как определяется удельный расход теплоты паровой турбины?
5. Для чего используется диаграмма режимов паровой турбины?

ГЛАВА 10. МОДУЛЬНАЯ КОНСТРУКЦИЯ И ЖИЗНЕННЫЙ ЦИКЛ ЭНЕРГООБОРУДОВАНИЯ

Ключевыми направлениями развития энергетического оборудования и, паротурбостроения в частности, являются вопросы совершенствования инструментов и средств разработки, производства, эксплуатации и управления ЖЦ основного и вспомогательного оборудования.

Наблюдения показывают, что мероприятия по совершенствованию подготовки производства и собственно изготовления часто проводятся разрозненно без общей идеи, с различием подходов, инструментов и средств решения, что приводит к дублированию работ, отсутствию общей линии развития до цели и иногда несовместимостью. Нерациональное и неравномерное решение задач должно меняться в пользу системного подхода к развитию предприятия, его продуктов и инструментов управления ЖЦ продукции.

Трудоемкость работ по созданию и производству сложного наукоемкого основного и вспомогательного оборудования настолько велика, что совершенно точно технически и экономически оправдан отказ от индивидуального проектирования и производства. Следует использовать не только унификацию, но и четко отлаженные принципы и методологию, позволяющие применять глубоко проработанный модульный подход с разносторонне и многофакторно оптимизированной архитектурой конструкции и компоновки оборудования и собственно самих используемых модулей.

Развитие отечественного энергомашиностроения, особенно в последние годы, показало, что текущий и перспективный уровни конкурентоспособности могут быть обеспечены за счет радикального увеличения степени унификации и внедрения модульных конструкций паровых турбин. Это положение также подтверждается направлением развития основных мировых компаний разработчиков и производителей такого оборудования.

Пределы унификации, типизации и стандартизации ограничивает и останавливает развитие конструкторско-технологической подготовки производства (КТПП), оборудования и его производства, поэтому нужна новая

идея, позволяющая обеспечить единый системный подход к развитию и росту вплоть до взрывного на фоне остановившихся конкурентов. Такой новой идеей или даже идеологией может стать методологическое применение модульного принципа создания оборудования [138].

Реализация новой идеи по внедрению модульного проектирования основного и вспомогательного паротурбинного оборудования позволит разрабатывать и совершенствовать паровые турбины и паротурбинные установки с использованием новых принципов и технических решений, позволяющих добиться высоких технико-экономических и эксплуатационных показателей при сниженных затратах на КТПП и изготовление оборудования, а также с минимальными временными и финансовыми затратами выполнять реконструкцию и сервисное обслуживание такого действующего оборудования путем смены модулей.

Отечественный опыт разработки паровых турбин позволяет сделать вывод о возможности достижения доли унификации 50-60 % во всем номенклатурном ряде и 90 % внутри группы ряда, то есть ограниченного ряда (семейство или серия турбин), что достигается как раз, при использовании модульных принципов и подходов к КТПП.

Разберем некоторую практику паротурбостроения мировых производителей. Компания General Electric разрабатывает и производит паровые турбины модульной конструкции. В портфолио есть несколько номенклатурных рядов паровых турбин для ПСУ и ПГУ ТЭС, геотермальных и атомных электростанций станций, использующих несколько различных «модульных платформ» паровых турбин. Каждая модульная платформа позволяет учитывать широкие диапазоны условий эксплуатации и назначений, то есть разработку и эксплуатацию турбин и турбоустановок данной платформы при разных параметрах пара на входе, отборах и принципиальных тепловых схемах.

Компания Siemens разрабатывает и производит паровые турбины модульной конструкции, в которую заложена идеология эффективного обеспечения ЖЦ оборудования. При этом, необходимо отметить, что все таки, учитывая необходимость ограничить номенклатурный ряд турбин и

библиотеку модулей, а также сократить затраты на адаптацию к требованиям проекта и оптимизацию модулей под такие требования, технико-экономические показатели таких паровых турбин Siemens проигрывают аналогам, которые индивидуально разработаны и произведены конкурентами, которые, в свою очередь, по показателям надежности и эксплуатации уступают отработанным и серийно выпускаемым образцам компании Siemens.

Анализ оптимальности показателей (технико-экономические показатели, массогабаритные характеристики и оптимальность конструкции) одноцилиндровых паровых турбин различных производителей с разными подходами к проектированию: «базовая платформа», модульный принцип и индивидуальное проектирование показал, что нельзя делать выводы о преимуществах подходов для конкретных конструкций паровых турбин определенной мощности и о выявленных закономерностях, однако, с учетом опыта реализации различных проектов паровых турбин и вспомогательного оборудования турбоустановок делаем следующие выводы:

- при реализации проектов паровых турбин с разработкой индивидуальных конструкций возможно добиться их максимальных технико-экономических показателей, самых высоких параметров и показателей конструкции оборудования, превышающих аналогичные показатели подобных образцов техники, разработанной с использованием унификации, модульных подходов и «базовой платформы» для модельного ряда; однако, достижение таких успехов обеспечивается при одновременном увеличении трудоемкости, длительности и себестоимости на КТПП и собственно производство такого оборудования и самое важное (!) снижается эффективность обслуживания ЖЦ и, как следствие, значительно увеличивается стоимость ЖЦ, так как предприятие-разработчик и производитель не может себе позволить удельно (!) затрачивать трудовые, материальные, временные и финансовые ресурсы на разработку и сопровождение документации на индивидуальные детали, сборочные единицы, системы и оборудование в целом больше, чем такие ресурсы, выпускаемые серийно для унифицированных и модульных конструкций;

- при формировании отдельных модельных рядов и номенклатурного ряда предприятия в целом из индивидуальных проектов паротурбинного оборудования предприятию и его конструкторскому и технологическим подразделениям не удастся добиваться «самых высоких параметров и показателей конструкции оборудования, превышающих аналогичные показатели подобных образцов техники разработанной с использованием унификации, модульных подходов и «базовой платформы»», так как на индивидуальные проекты будут затрачиваться значительные вышеупомянутые ресурсы, причем не только на разработку и производство индивидуальных специальных проектов, но и на сопровождение ЖЦ на высоком уровне эффективности и оптимальности, поэтому даже если в отдельных индивидуальных проектах не будет использоваться неоптимальная для проекта унификация и будут достигаться высокие показатели оборудования и его ЖЦ, то в диапазонах различных мощностей, параметров пара и разных назначений между такими проектами будут разработаны проекты их адаптации под другие задачи; при этом при не оптимально выстроенной классификации и построении номенклатурного ряда, то есть неправильно выбранных базовых моделей, «провалы» проектов адаптации будут все более значительны;

- при любом конструкторском подходе можно добиться максимальной эффективности ЖЦ оборудования и высоких средневзвешенных показателей оборудования всего номенклатурного ряда оборудования предприятия, то есть высоких показателей всех образцов, возможно только при одновременном (!) «закладывании» всех конструктивных особенностей всех типов и модификаций оборудования исходя из конструктивной преемственности, которая позволяет добиться оптимальности составных частей оборудования;

- в случае если, учитывая выше обозначенные выводы, в одновременно проектируемом ряде будет использовано правильное разделение на составные части, то есть их автономность и преемственность, то возможно будет следующими шагами и в следующих модификациях автономно выполнять задачи оптимизации этих составных частей и автономно заменять их на другие; таким образом, именно модульный подход и в целом модульная

концепция проектирования, позволяет добиваться максимальной эффективности ЖЦ оборудования и его высоких показателей с возможностью их малозатратной оптимизации;

- модульный принцип проектирования, а точнее использование модульной концепции создания и совершенствования номенклатурного ряда паровых турбин, в которую заложен «принцип LEGO» и единая библиотека стандартных модулей/подмодулей, позволяет добиться большей эффективности ЖЦ всего оборудования турбинного предприятия и более высоких средневзвешенных показателей оборудования, чем использование «базовой платформы», то есть преимущественно отдельных библиотек для каждой из платформ, создаваемых для серии, семейства с большей оптимизацией составных частей для данного ограниченного модельного ряда; такой вывод объясняется фактами, указывающими на создание оптимизированной «скорлупы» с ограниченными возможностями опционной замены частей и систем, что вполне доказывается ограниченностью затрат ресурсов на развитие опций и самой платформы, которые, как правило, развиваются дискретно по отдельному проекту, что является несколько схожим определением с индивидуальным проектированием за одним лишь исключением: проектируется «базовая платформа», то есть «серия», а не индивидуальный проект; такая «серия» со своими функциональными ограничениями библиотеки «базовой платформы» предлагается и продается Заказчику, который вынужден адаптировать проект к турбине, а не наоборот (!), что «позволительно» только Siemens, что до недавнего времени при достаточности размеров мировых рынков сбыта удавалось практиковать компании в модельном ряде промышленных паровых турбин взамен на предложения поставки с короткими сроками поставки и сравнительно высокими показателями при достаточно гибкой ценовой политике, но в ущерб показателям проекта в целом. Такие проекты адаптации использования паровой турбины, профиль которой подбирается на основании библиотеки и схемы «базовой платформы» также касается блочно-модульных концепций. В таких случаях, например, в турбоустановке вынужденно используется редуктор, так как у поставщика в номенклатурном ряду нет собственного

генератора на нужные обороты и характеристики, а на турбину с генератором другого производителя не предоставляются гарантийные обязательства, то есть поставка осуществляется только «пакетом», который не является оптимальным для проекта.

Развитие отечественной унификации и создания модельных рядов паровых турбин разных типов и принципиальных схем с одновременным ростом установленной мощности агрегатов, с переходом к разработке и производству крупных турбин с уменьшением числа ступеней и цилиндров связано с потребностью стремительного роста энергетики, которая несколько запаздывала за ростом промышленности. Такие задачи решались с созданием одновременно быстроходных турбин мощностей 50 и 100 МВт с частотой вращения 3000 об/мин, что решало задачи двух этапов удвоения единичной мощности [139]. Одна из самых наукоемких задач – разработка последней ступени – была общей для этих турбин: однопоточной для одноцилиндровой К-50-90 с одновенечной регулирующей ступенью и двухцилиндровой с двухпоточным ЦНД К-100-90. Помимо такой унификации на этом этапе развития паротурбостроения использовалась прогрессивная унификация: ступени ЧНД в целом, элементы ЦВД с паровыми коробками, передний подшипник, узлы регулирования, выхлопные патрубки и др. Такие подходы и решения с учетом опыта разработки, производства и эксплуатации использовались и на ЛМЗ, и на ХТГЗ, что позволяло быстро развивать энергосистемы. Однако, с формированием расширенного ряда паровых турбин различного типа, мощности и решений приводило к разнообразию типоразмеров и к конструктивно-технологическим излишествами, что неблагоприятно сказывалось на унификации в номенклатурном ряду каждого завода и увеличению стоимости, сроков разработки и изготовления, и, как следствие, необоснованной загрузке ресурса конструкторов, технологов и дефицитных, особенно на тот период развития, производственных мощностей. В тот момент стали очевидными проблемы дефицита ресурса сопровождающего ЖЦ оборудования и необходимость формирования профиля номенклатурного ряда с учетом горизонта планирования развития и

различных уровней унификации оборудования в модельном ряду конкретного завода.

Задачи по унификации основного и вспомогательного паротурбинного оборудования ставились не только турбинным предприятиям, но и головным отраслевым научно-исследовательским институтам, что позволяло решать сложные, масштабные и при развитии оборудования не только отдельно турбин, а модельных рядов и в целом в связке турбин, котлов, генераторов и вспомогательного оборудования. При этом масштабы касались не только межзаводской или межотраслевой, но и межгосударственной кооперации, так как охватывали страны СССР и СЭВ, поэтому история развития унификации паровых турбин касается всех этапов развития отечественного энергомашиностроения, имеет свои особенности и достойно отдельного внимания.

При разработке и постановке на производство новых турбин, даже несмотря на поставленные стратегические задачи сокращения издержек и повышение уровня конструктивной и технологической унификации в условиях отсутствия опыта в разработке и эксплуатации принципиально новых образцов техники принималось решение о разработке не только в рамках детальных эскизно-технических и технических проектов, но и с доведением до производства и эксплуатации сразу нескольких вариантов оборудования с дальнейшим выбором наилучшего. Необходимо отметить, что этапы разработки, подготовки производства и изготовления с дальнейшими стендовыми и натурными испытаниями с накоплением опыта занимало продолжительные периоды времени, до десятилетия, что предопределяло необходимость в условиях развития экономики семимильными шагами выпускать серийно стандартные турбины со стремлением развития межзаводской и межотраслевой кооперации и унификации.

Развитие подходов отечественных отраслевых институтов и профильных турбинных заводов к унификации двигалось по синусоиде с выбираемыми решениями по повышению уровня унификации и при проектировании некоторых образцов со снижением унификации в пользу индивидуальных решений и увеличения технико-экономических показателей.

Добиться обеспечения повышенных требований проекта не удастся только за счет подбора или адаптации новой проточной части с использованием стандартных библиотечных модулей. Особенно это касается случаев, когда требования проекта имеют значительные отклонения по мощности, параметрам пара и принципиальной схеме турбоустановки. При этом справедливо добавить, что это касается не только использования платформ/базовых конфигураций в диапазонах больших мощностей и параметров, но и при неоправданном использовании непрофильного оборудования. Например, в отсутствии у производителя/партнера необходимого генератора на 3000 об/мин используется генератор на 1500 об/мин с редуктором, который значительно снижает технико-экономические показатели турбоагрегата и усложняет компоновку как агрегата, так и турбоустановки.

Анализируя развитие отечественного и зарубежного паротурбостроения, необходимо обозначить, что на темпы и уровень развития унификации, а впоследствии и модульной концепции оборудования турбинного предприятия оказывало три ключевых базовых принципа:

- правильность определения границ унификации, то есть границ семейства, построенного на одной базе/платформе;
- правильность деления базовой турбины на модули и подмодули;
- качество обеспечения взаимозаменяемости/применимости модулей и подмодулей, характеризующее затраты на формирование профиля из стандартных библиотечных модулей.

По таким ключевым базовым принципам можно разобрать развитие отечественного паротурбостроения в период 40 – 50-х годов прошлого века. Тогда для развития паротурбостроения был выбран правильный диапазон мощности от 25 до 100 МВт и ряд 25, 50, 100 МВт с принципиально благоприятным для модульной концепции и оптимизации конструкции выделением модулей: передняя часть ЦВД, паровые и сопловые коробки, автозатворы и другие узлы системы регулирования, регулирующие клапаны, корпус переднего подшипника, фундаментные рамы. Что же касается качества взаимозаменяемости/применимости модулей, то стоит отметить

недостаточность уделения внимания конструкторов тому, чтобы была возможность формировать профиль турбин совсем без затрат на КТПП, то есть использовать документацию на модули «один к одному». При этом ранее для достижения высоких технико-экономических показателей необходимо было сформировать, отработать и оптимизировать ряд облопачивания от профилей пера рабочих и направляющих лопаток, профилей хвостовиков до в целом лопаток преимущественно ЧСД и ЧНД. Создание академическими, научно-исследовательскими институтами и заводами альбомов профилей и библиотеки облопачивания позволяло оптимизировать компоненты проточных частей и значительно снизить трудоемкость и продолжительность КТПП новых образцов техники или новых образцов семейств, так как на облопачивание с учетом масштабности и наукоемкости междисциплинарных вопросов с решением сложных расчетно-аналитических и эмпирических тепловых, газодинамических, прочностных, вибрационных, технологических задач приходится доля 40-50 % от общей трудоемкости разработки турбины. Также сокращался размер рядов направляющих и рабочих лопаток: направляющие были преимущественно не только постоянного профиля, но и группами одинаковых профилей, рабочие унифицировались рабочими колесами на разных внутренних расточках, что было связано с использованием одних и тех же степеней в разных температурных зонах при одинаковых Gv проточных частей разных турбин. Примером того времени по повышению уровня унификации ступеней также были ступени части высокого давления турбин до 25 МВт, в которых использовалось изменение парциальности за счет закрытия каналов. Такие подходы использовались НЗЛ и КТЗ.

Необходимо заметить, что в паровых турбинах американских производителей, например, General Electric большей мощности до 50 МВт и более поздних периодов разработки, просматривались конструктивных сходства с турбинами НЗЛ и использовался тот же самый подход подбора площадей облопачивания с сохранением высоты ступеней и даже рабочих колес и путем закрытия каналов. Этот же подход является примером снижения КПД облопачивания, а значит и технико-экономических показателей турбин в

угоду повышения уровня унификации, которого добивались в том числе за счет унификации заготовок.

Первым этапом для внедрения модульной конструкции в паротурбостроении следует выполнить разделение конструктивных схем паровых турбин предприятия на конструктивные части. Такое разделение представлено в [140, 141]. Конструктивные части выделяются одновременно во всей номенклатуре паровых турбин турбинного предприятия.

На рис. 10.1 представлен алгоритм модульного подхода создания паровой турбины и совершенствования ее конструкции при управлении ЖЦ.

Шаги (1)-(3) алгоритма по выделению конструктивных частей на конструктивных схемах, а затем в турбинах всего номенклатурного ряда предприятия позволяют прийти к единообразию укрупненного разделения турбин совершенно различных конструкций, типов, схем ПТУ и мощностей на части крупнее модулей, что позволяет упростить разделение наукоемкого изделия на модули и их составные части с унификацией их по общим признакам, преимущественно избежав итерационного уточнения их разделения на всех уровнях и описания составных частей на всех уровнях.



Рис. 10.1. – Алгоритм модульного подхода создания паровой турбины и совершенствования ее конструкции при управлении жизненным циклом

На шаге (3) выполняется исследование конструктивных частей, что позволяет установить между ними общие признаки и оценить возможность унификации по геометрическим (размерам и соединению) и функциональным (назначению) параметрам. На рис. 10.2 показан пример с выхлопными патрубками турбин УТЗ.

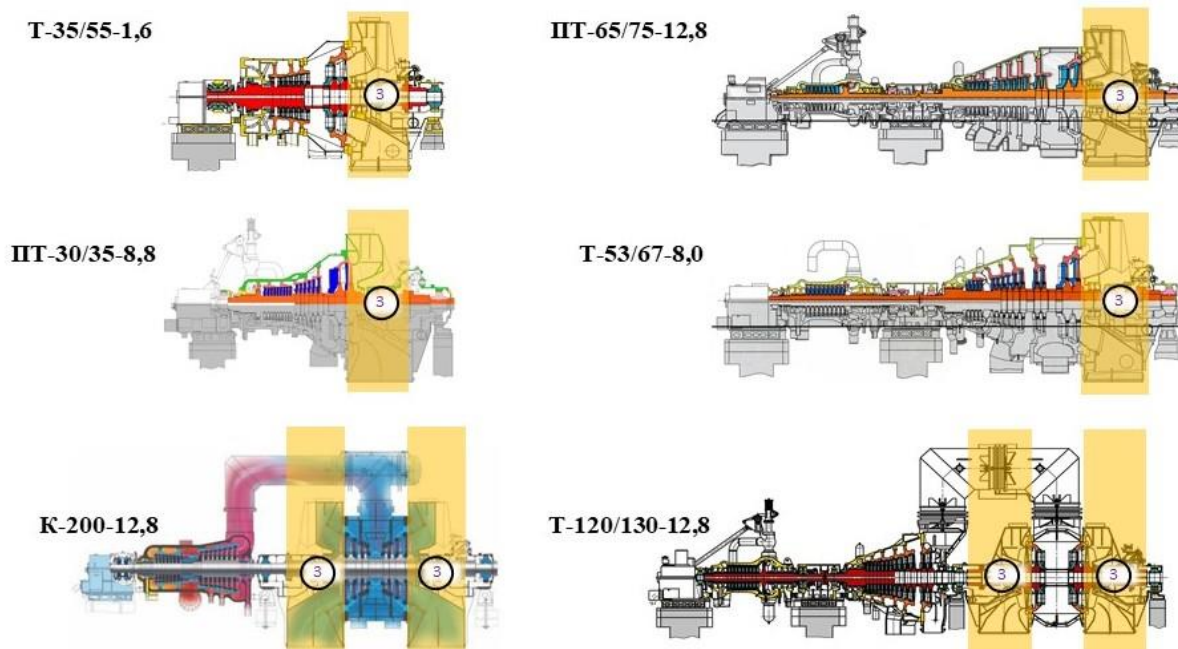


Рис. 10.2. – Выделение конструктивных частей в номенклатуре паровых турбин УТЗ: (3) выхлопные патрубки

Как показано на рис. 10.3 унификация сократила ряд конструктивных частей паровых турбин АО «УТЗ». Из нового меньшего ряда конструктивных частей разработан больший номенклатурный ряд турбин.

При этом некоторые типы двухцилиндровых турбин, разработанные традиционными методами КТПП (см. рис. 10.3) в модульной конструкции выполнены в одноцилиндровом исполнении.

На шагах (4)-(7) выполняется работа с модулями: выделение модулей в конструктивных частях, унификация модулей с объединением их по общим признакам, оптимизация облика и характеристик модулей с совершенствованием их конструкции и расширением назначения, что позволяет сократить их количество в библиотеке.

На основании опыта создания паровых турбин можно сформулировать основные и дополнительные принципы выделения и разработки модулей.

Модуль должен обеспечивать следующие основные принципы (требования по конструкции и технологичности):

- расширенный диапазон параметров, охватывающий всю или большую часть линейки ПТУ;
- унификация длинноцикловых заготовок;
- совместимость присоединения и унификация соединительных элементов;
- функциональность (максимальный набор возможностей по назначению);
- гибкая система однотипных библиотечных ДСЕ модуля;
- взаимозаменяемость, технологичность конструкции и сборки.

Дополнительные принципы разработки модулей (влияние условий проекта и производства):

- сокращенный срок постановки и собственно производства;

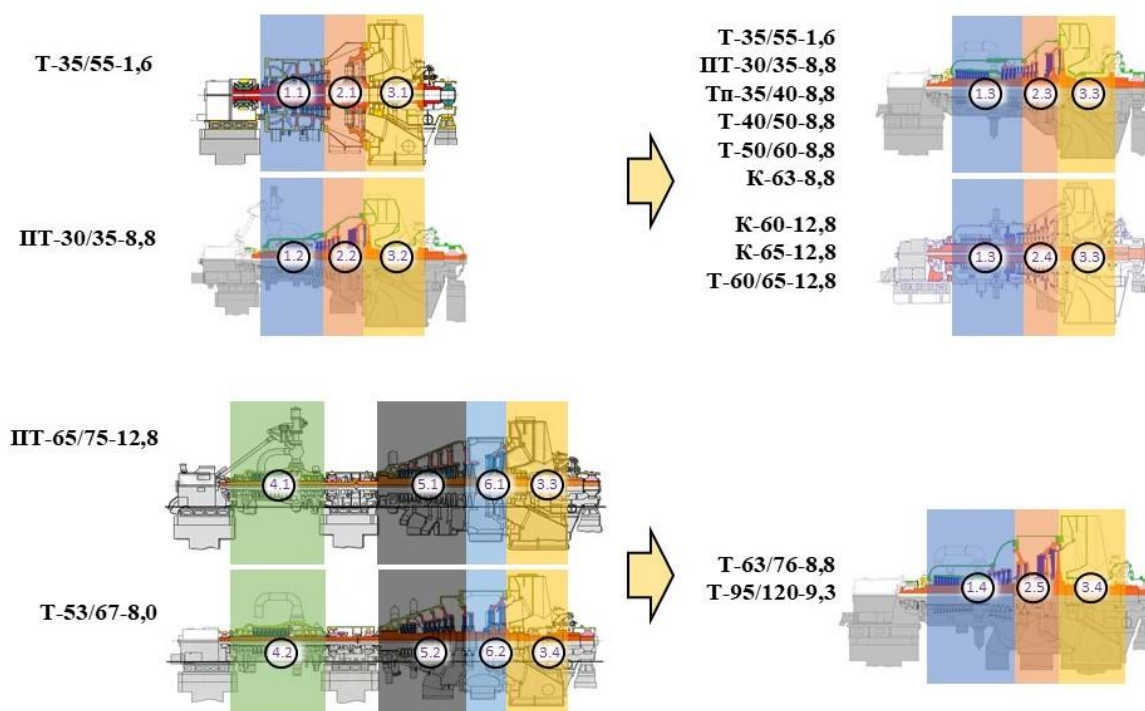


Рис. 10.3. – Выявление общих признаков и унификация конструктивных частей в номенклатуре паровых турбин УТЗ:
нумерация конструктивных частей в формате X.Y, где X – номер конструктивной части; Y – номер исполнения конструктивной части в ряду

- альтернативность выбора станочного парка и технологических возможностей;
- автономность разработки одним конструкторским подразделением;
- гибкость использования типовой оснастки, приспособлений, приборов и инструмента.

Такие принципы, по которым заданы значения или диапазоны значений, позволяют ограничить библиотеку модулей с возможностью применения одних и тех же модулей в максимальном количестве паровых турбин различного типа, назначения, принципиальных схем, а также задействовать для разработки конкретного модуля ограниченное количество конструкторов одного подразделения, которое имеет возможность автономной разработки модулей, при этом при изготовлении иметь максимальную альтернативу выбора станочного оборудования, что позволяет широко использовать внутризаводскую, внутригрупповую, внешнюю кооперацию.

Последние шаги (8) и (9) алгоритма модульного подхода создания паровой турбины и совершенствования ее конструкции при управлении ЖЦ связаны с компоновкой турбин из библиотечных модулей, наполнением и адаптацией параметрических элементов, что будет описано далее и сопровождением ЖЦ оборудования с обеспечением «обратной связи» с каждого его этапа с целью формирования системной работы по циклу оптимизации модулей и конструкций оборудования (см. рис. 10.1).

На рис. 10.4 представлен алгоритм работы с модулем, который также, как весь модульный подход, зациклен «обратной связью» на изменение модуля с целью унификации модулей с расширением их функционального назначения и совершенствования конструкции.

Внедрение модульного проектирования паровых турбин позволяет обеспечивать сокращение трудоемкости и длительности разработки и производства на 25-30 % и изготавливать образцы из номенклатурного ряда в течение 10-14 месяцев против 14-20 месяцев с использованием традиционных подходов к КТПП и производству.



Рис. 10.4. – Алгоритм работы с модулем

На рис. 10.5 представлена зависимость влияния участников ЖЦ оборудования на повышение его эффективности сопровождения ЖЦ и затраты на такое совершенствование от начальных до конечных этапов ЖЦ.

Анализ ЖЦ паротурбинного оборудования показывает, что затраты на реализацию мероприятий по совершенствованию ЖЦ оборудования с аналогичным эффектом на поздних этапах значительно превосходят затраты начальных этапов ЖЦ, и, соответственно, влияние участников ЖЦ на

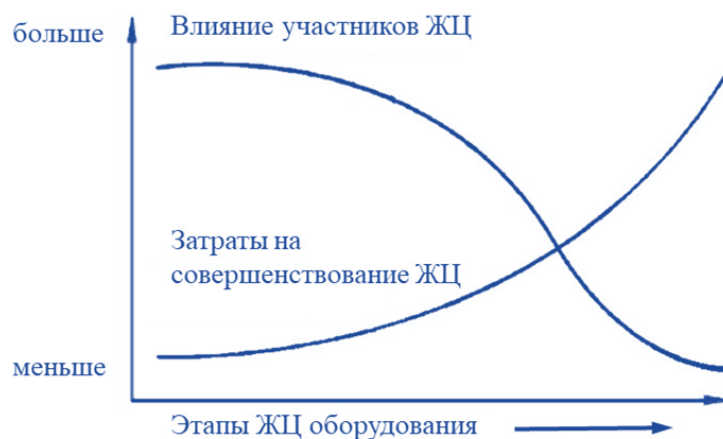


Рис. 10.5. – Зависимость влияния участников ЖЦ оборудования на повышение его эффективности сопровождения ЖЦ и затраты на такое совершенствование от начальных до конечных этапов ЖЦ

совершенствование сопровождения оборудования уменьшается, как, собственно, и уменьшается количество участников сопровождения ЖЦ, влияющих на эффект.

Далее обозначены приоритетные группы мероприятий и решений совершенствования ЖЦ паротурбинного оборудования.

Первый и основной тезис по теме совершенствования ЖЦ паротурбинного оборудования – это **системный и комплексный подход, охватывающий все этапы и всех участников сопровождения ЖЦ оборудования**. При этом, чем к более раннему этапу ЖЦИ относится внедренное решение, тем больший эффект в течение всего ЖЦ достигается, что ранее было сравнено с цепной реакцией или «принципом домино». Таким образом, именно внедренное конструктором «ноу-хау» позволяет достичь максимальных эффектов: от надежности до экономики, что объяснимо, так как именно конструктор или конструктор вместе с технологом прорабатывают потенциальное влияние закладываемого решения на весь ЖЦ, а в наукоемком турбинном оборудовании, разработка которого зависит от глубоко проработанных научно-технических решений, такое «явление» максимально выражено.

Для эффективного сопровождения и управления ЖЦ оборудования необходимо на всех этапах без исключения «устраивать» «принцип домино», возвращая решение задач максимально на начальные этапы. Максимально эффективными для рассматриваемого оборудования и для дальнейшего развития предприятий, участвующих в ЖЦ, будет уточнение, оптимизация, модернизация конструкции оборудования по итогам и получению опыта реализации последующих этапов технологической подготовки производства, собственно производства, строительно-монтажных или пуско-наладочных работ, испытаний или эксплуатации и сервиса.

Качественное и своевременное выявление приоритетных направлений совершенствования ЖЦ паротурбинного оборудования как высоко наукоемкого на всех этапах ЖЦ возможно только с учетом качественно налаженной обратной связи в адрес начальных этапов ЖЦ, то есть в адрес конструкторов, имеющих возможность решения выявленной проблемы с

максимальным эффектом. Поэтому уже описанное выше «обратное явление», которое показывает, что любые технические решения, относящиеся к поздним этапам ЖЦ турбинного оборудования, которые выявлены и реализованы уже только на этих этапах, дают увеличенный эффект от внедрения, если решение проблемы затронет изменение конструкции оборудования при его глубокой модернизации, то есть «частичный возврат» ЖЦ оборудования и объекта в целом на этапы КТПП и производства, где, как обозначено выше, можно добиться максимум эффекта от внедрения при минимальных затратах.

Концепция модульного создания паротурбинного оборудования в обязательном порядке (!) должна учитывать полноценное участие конструкторского подразделения на всех этапах ЖЦ турбинного оборудования. При этом на всех этапах подразделениями по принадлежности разрабатываются, внедряются и анализируются на последующих стадиях инженерные и научно-технические решения, что позволяет максимально эффективно автоматизировать и управлять ЖЦ оборудования.

Необходимо отметить, что изначально процессы концептуального проектирования, все стадии КТПП были разработаны для единственно доступной в то время возможности выражения идей, направленной на разработку и выпуск документации в бумажном виде. Дальнейшее использование на следующих этапах ЖЦИ документации на бумажных носителях, имеющиеся в производстве технологические возможности диктовали существенные ограничения для эффективного обращения информации в производстве, эксплуатации и сервисе оборудования. А цифровые инструменты, модульные подходы к конструированию позволили эффективно параллельно участникам ЖЦ на едином информационном поле практически без ограничений, которые зависят от уровней цифровой зрелости предприятий и модульности/унификации оборудования, сопровождать и совершенствовать ЖЦ оборудования, поэтому выведение их на новый уровень описанными выше способами является приоритетным направлением.

Задачи по внедрению технических решений и анализу получаемого эффекта целесообразно разделить на группы в соответствии с этапами ЖЦ турбинного оборудования, что представлено на рис. 10.6.



Рис. 10.6. – Диаграмма технико-экономического эффекта от внедрения модульной концепции создания турбинного оборудования: деление на группы

Авторы хотели бы поделиться своими наблюдениями, которые раскрывают уникальность инженерных технических решений или «ноу-хау» – практически все решения, нововведения относятся или к конкретной группе, или «лежат на стыке» смежных групп (конструкторско-технологическая, технологическо-производственная и т.д.), обозначенных на рис. 10.6. Этот факт показывает именно такую «правильность, четкость» и законность разделения и последовательности групп ЖЦ паротурбинного оборудования. Анализ же показывает, что именно решения, находящиеся на стыке групп/этапов ЖЦИ, дают значительный эффект от внедрения, и эффект от них распространяется и на максимальное количество этапов ЖЦИ. При этом чем к более раннему этапу ЖЦИ относится внедренное решение, тем больший эффект в течение всего ЖЦ достигается, что можно сравнить с цепной реакцией или «принципом домино». Таким образом, именно внедрение «ноу-хау» конструкторско-технологической группы закладывает максимальные эффекты: от надежности до экономики, что объяснимо, так как именно

конструктор или конструктор вместе с технологом прорабатывают потенциальное влияние решения на весь ЖЦ, а в наукоемком турбинном оборудовании, разработка которого зависит от глубоко проработанных научно-технических решений, такое «явление».

Контрольные вопросы к главе 10

1. В чем преимущество модульного проектирования по сравнению с традиционным индивидуальным проектированием?
2. Какая доля унификации узлов и изделий может быть достижима во всем номенклатурном ряде паровых турбин завода-изготовителя?
3. Перечислите основные мероприятия алгоритма модульного подхода создания паровой турбины и совершенствования ее конструкции при управлении жизненным циклом изделия.
4. Какие основные требования по конструкции и технологичности предъявляются к библиотечному модулю при модульном проектировании паровой турбины?
5. На сколько в процентном соотношении сокращается трудоемкость и длительность разработки и производства паровых турбин при внедрении модульного принципа проектирования?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Схема и программа развития электроэнергетических систем России на 2025-2030 годы. Утв. Приказом № 2328 от 29.11.2024.

2. Обосновывающие материалы. Схема и программа развития электроэнергетических систем России на 2025-2030 годы. Сводный Отчет по ЕЭС России.

3. РД 34.25.104-93. Технические требования к маневренности энергетических полупиковых блоков тепловых электростанций с конденсационными турбинами. Утв. РАО ЕЭС России 30.06.1993. Введены 01.01.1994.

4. РД 34.35.102 Требования к оборудованию энергетических блоков мощностью 300 МВт и выше, определяемые условиями их автоматизации. СПО ОРГРЭС, М.: 1976. Дата актуализации: 01.01.2021.

5. Баринберг Г.Д. Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода: монография / Г.Д. Баринберг, Ю.М. Бродов, А.А. Гольдберг, Л.С. Иоффе, В.В. Кортенко, А.Ю. Култышев, В.Б. Новоселов, Ю.А. Сахнин, М.Ю. Степанов, М.В. Шехтер, Т.Л. Шибает, А.А. Ямалтдинов. – Екатеринбург: под редакцией проф., д.т.н. Ю.М. Бродова и к.т.н. А.Ю. Култышева; 3-е изд., переработанное и дополненное. Априо. – 2017. – 540 с.

6. Маневренность и режимы работы энергоблоков ТЭС: учебное пособие по курсу «Маневренность и режимы работы энергоблоков ТЭС» для студентов заочной формы обучения в сокращенные сроки по специальности 10.05 – Тепловые электрические станции / В.Л. Похорилер. Екатеринбург: УГТУ. – 1996. – 54 с.

7. Терентьев В.Ф., Кораблева С.А. Усталость металлов. М.: Наука. – 2015. – 479 с.

8. Терентьев В.Ф. Усталость металлических материалов. М.: Наука. – 2003. – 254 с.

9. Терентьев В.Ф. Полная кривая усталости металлов и сплавов // Технология металлов. – 2004. – №6. – С. 12-16.

10. Степнов М.Н., Чернышев С.Л., Ковалев И.Е., Зинин А.В. Характеристики сопротивления усталости. Расчетные методы оценки. М. :

Технология машиностроения. – 2010. – 256 с.

11. Лейзерович А.Ш. Современные проблемы и пути совершенствования переходных режимов блочных паровых турбин / А.Ш. Лейзерович, Е.Р. Плоткин // Теплоэнергетика. – 1991. – №6. – С. 61-65.

12. ГОСТ 34.601-90. Информационная технология. Комплекс стандартов на автоматизированные системы. Автоматизированные системы. Стадии создания. – М. : Издательство стандартов. – 1992. – 6 с.

13. Бодашков Н.К. Аварии паровых турбин и борьба с ними. М. – Л. : Госэнергоатомиздат. – 1948. – 160 с.

14. Методика расчета и исследования температурного состояния ротора ЦСД турбины 300 МВт при переменных режимах работы / С.А. Прохоров, М.А. Трубилов, Б.Н. Людомирский [и др.] // Теплоэнергетика. – 1974. – № 6. – С. 55-60.

15. Лейзерович А. Ш. Ограничения для пусковых режимов мощных паровых турбин по условиям прочности роторов / А.Ш. Лейзерович // Теплоэнергетика. – 1971. – № 10. – С. 88-91.

16. Мероприятия по усовершенствованию эксплуатационных характеристик турбины К-300-240-1 ХТГЗ / 4Т271-143 Пояснительная записка // Минэнерго СССР ЦКБ Харьковского филиала. Харьков. – 1974. – 59 с.

17. Новицкий Ю.И. Увеличение скорости пуска, останова и принудительного расхолаживания теплофикационных турбин в эксплуатационных условиях: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л. – 1980. – 14 с.

18. Островецкий Р.И. Исследование теплового состояния и разработка рекомендаций рациональных режимов эксплуатации паровых турбин мощностью 800 МВт: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л. – 1977. – 23 с.

19. Голынкин А.А. Исследование нестационарных тепловых процессов в приводных паровых турбин ВКв НЗЛ: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М. – 1976. – 25 с.

20. Радин Ю.А. Совершенствование пусковых режимов паровых турбин сверхкритического давления энергоблоков ТЭС мощностью 250-300 МВт: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М. – 1988. – 19 с.

21. Авруцкий Г.Д. Исследование режимов ускоренных пусков паровой

турбины К-200-130 ЛМЗ: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М. – 1975. – 23 с.

22. Израилев Ю.Л. Исследование маневренности турбины К-300-240 ЛМЗ применительно к условиям глубокого регулирования нагрузки энергосистем: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М. – 1975. – 24 с.

23. Кострыкин В.А. Исследование процессов остывания и влияния их на маневренные характеристики мощных паротурбинных агрегатов / Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Харьков. – 1979. – 20 с.

24. Бердинский А.А. Разработка инженерных методов аналитического расчета среднемассовых температур и температурных удлинений участков паровых турбин при стационарных и некоторых основных нестационарных режимах эксплуатации применительно к порядку вычисления на ЭЦВМ / Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л. – 1967. – 26 с.

25. Плоткин Е.Р. Исследование термонапряженного состояния основных узлов с целью совершенствования переходных режимов и повышения маневренности паровых турбин энергоблоков: Автореф. дис. ... доктора техн. наук. Л. – 1985. – 44 с.

26. Тищенко Н. М. Введение в проектирование систем управления / 2-е изд., перераб. и доп. М. : Энергоатомиздат. – 1986. – 248 с.

27. Лейзерович А. Ш. Технологические основы автоматизации пусков паровых турбин. – М. : Энергоатомиздат. – 1983. – 176 с.

28. Лейзерович А.Ш. Разработка технологически основ автоматизации пусков паровых турбин тепловых и атомных электростанций: Автореф. дис. ... доктора техн. наук. М. – 1984. – 40 с.

29. Култышев А.Ю., Похорилер В.Л., Гоошумова В.Н. Обеспечение надежности пуска паровой турбины при помощи двухмерной модели прогрева высокотемпературного ротора. – Надежность и безопасность энергетики. – 2008. – №2. – С. 51-55.

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

31. Голошумова В.Н., Смирнов А.А. Контроль предпускового температурного состояния ротора паровой турбины. – Тяжелое машиностроение. – 2011. – №3. – С. 40-43.

32. Кляйнрок И.Ю., Голошумова В.Н., Бродов Ю.М. Исследование термонапряженного состояния ротора высокого давления паровой турбины для ПГУ. – Тяжелое машиностроение. – 2011. – №6. – С. 12-16.

33. Голошумова В.Н., Бродов Ю.М., Кляйнрок И.Ю., Смирнов А.А. Управление пусковыми режимами теплофикационных паровых турбин в составе парогазовых установок. – Теплоэнергетика. – 2012. – №12. – С. 56-64.

34. Голошумова В.Н., Смирнов А.А., Бродов Ю.М. Моделирование температурного поля ротора паровой турбины для систем контроля его термонапряженного состояния. – Надежность и безопасность энергетики. – 2013. – №4 (23). – С. 65-70.

35. Похорилер В.Л. Двухмерная модель прогрева ротора влажнопаровой турбины АЭС / В.Л. Похорилер, А.И. Шкляр, А.В. Мальцев // Теплофизика ядерных энергетических установок: межвуз. сб. Свердловск: УПИ. – 1984. – Вып. 3. – С. 86-91.

36. Похорилер В.Л. Моделирование прогрева роторов паровой турбины при двухмерном температурном поле и изменяющихся условиях теплообмена с греющим паром / В.Л. Похорилер, А.И. Шкляр / Известия вузов: Энергетика. 1982. – № 4. – С. 55-60.

37. Похорилер В.Л. Моделирование теплового состояния роторов паровых турбин АЭС / В.Л. Похорилер, А.И. Шкляр, О.Е. Политов // Теплофизика ядерных энергетических установок: межвуз. сб. Свердловск: УПИ. – 1984. – Вып. 3. – С. 51-57.

38. Плоткин Е.Р. О расчете температурных напряжений в цельнокованных роторах паровых турбин / Е.Р. Плоткин // Теплоэнергетика. 1972. – №5. – С. 67-70.

39. Третьяков П.Г. Расчет температурных полей и напряжений роторов паровых турбин на ЭВМ / П.Г. Третьяков, Д.Х. Краковский, А.Н. Коваленко // Теплоэнергетика. – 1978. – №5. – С. 20-23.

40. Плоткин Е.Р. Концентрация температурных напряжений на поверхности роторов в зоне диафрагменных уплотнений / Е.Р. Плоткин, М.Н. Зингер // Теплоэнергетика. – 1987. – №3. – С. 61-68.

41. Похорилер В.Л. Программа нагружения блока мощностью 800 МВт при автоматизированном пуске блочного управляющего устройства /

- В.Л. Похорилер, В.М. Кременчугский, В.Б. Кацнельсон // Свердловск: УПИ, 1984. – Деп. в Информэнерго, рег. № 1616эн – Д84.
42. Басов К.А. ANSYS: Справочник пользователя. М.: ДМК Пресс. – 2005. – 640 с.
43. Межмулов М.М. Исследование маневренных характеристик мощных паротурбинных агрегатов на моделях их теплового состояния / М.М. Межмулов, Д.А. Переверзев, В.А. Палей // Теплоэнергетика. 1981. № 2. С. 67-69.
44. Плоткин Е.Р. Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков / Е.Р. Плоткин, А.Ш. Лейзерович. М. : Энергия. – 1980. – 192 с.
45. Турбины паровые стационарные. Расчет температурных полей роторов паровых турбин методом электро моделирования: РТМ 24.020.16-73. М. : Министерство тяжелого машиностроения. – 1973. – 105 с.
46. Култышев А.Ю. Совершенствование режимов пуска турбины К-300-240-2 в составе энергоблока: диссертация ... кандидата технических наук: 05.04.12. Екатеринбург. – 2007. – 149 с.
47. Ивановский А.А. Моделирование теплового и термонапряженного состояния критических узлов высокотемпературной части теплофикационных турбин с целью повышения их надежности и маневренности: диссертация ... кандидата технических наук: 05.04.12. Екатеринбург. – 2008. – 164 с.
48. Рузанков В.Н. Привлечение к регулированию графика электрических нагрузок энергосистем теплофикационного оборудования и технические требования к его маневренности / В.Н. Рузанков, А.С. Немчинова, Д.М. Будняцкий // Сборник научных трудов под ред. Е.Р. Плоткина. – 1983. – С. 3-7.
49. Продление ресурса турбин Т-250/300-240 УТМЗ в ОАО «Мосэнерго»/ В.Ф. Резинских, Г.Д. Авруцкий, М.В. Федоров, С.А. Быков // Электрические станции. – 2006. – №6. – С. 4-8.
50. Куличихин В.В. Совершенствование систем обогрева фланцев и шпилек ЦВД теплофикационных турбин / В.В. Куличихин, Э.И. Тажиев, О.В. Соловьева // Сборник научных трудов под ред. Е.Р. Плоткина. – 1983. – С. 17-22.
51. Куличихин В.В. Рациональное выполнение системы обогрева

- одно- стенных ЦВД паровых турбин / В.В. Куличихин, Э.И. Тажиев // Электрические станции. – 1981. – №12. – С. 35-40.
52. Трухний А.Д. Совершенствование пусковых графиков турбин неблочного типа / А.Д. Трухний, К. Шредер, А.А. Кочетов // Электрические станции. – 1981. – №12. – С. 28-32.
53. Бененсон Е.И. Теплофикационные паровые турбины / Е.И. Бененсон, Л.С. Иоффе; под ред. Д.П. Бузина. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Энергоатомиздат, – 1986. – 272 с.
54. Зарянкин А.Е. Регулирующие и стопорно-регулирующие клапаны паровых турбин / А.Е. Зарянкин, Б.П. Симонов. М. : Издательство МЭИ. – 2005. – 360 с.
55. Дроздов А.П. Исследование температурных режимов деталей паровпускных органов головного образца турбины К-300-240 ЛМЗ в натуральных условиях / А.П. Дроздов, Э.М. Рабинович // Теплоэнергетика. – 1966. – №11. – С. 30-34.
56. Лейзерович А.Ш. Температурные напряжения в шпильках стопорного клапана ВК-100-2 / А.Ш. Лейзерович, М.А. Трубилов // Электрические станции. – 1967. – №4. – С. 34-37.
57. Температурные напряжения в паровых коробках регулирующих клапанов турбины К-200-130 / Е.Р. Плоткин, Г.Х. Листвинский, А.Ш. Лейзерович, В.П. Складчиков // Электрические станции. – 1971. – №9. – С. 38-41.
58. Исследование теплового и напряженного состояния корпусов регулирующих клапанов турбины К-300-240 ЛМЗ при нестационарных режимах / Н.Н. Бровицын, А.И. Левченко, Э.М. Рабинович, Л.П. Сафонов // Труды ЦКТИ. – 1972. – Вып. 115. – С. 3-11.
59. Температурное и напряженное состояние блоков клапанов парораспределения турбин К-300-240 при сбросах нагрузки / В.А. Палей, Е.Р. Плоткин, Л.В. Поволоцкий, В.Г. Солнышкин // Теплоэнергетика. – 1973. – №3. – С. 27-31.
60. Плоткин Е.Р. Теплоотдача в паровпускных узлах при пуске турбины / Е.Р. Плоткин, А.А. Голынкин, Ю.В. Мясников // Теплофизика и теплотехника. – 1973. – Вып. 25. – С. 125-129.
-

61. Контроль и управление термонапряженным состоянием стопорного клапана при пуске турбины ПТ-135/165-130 / В.Л. Похорилер, В.И. Левченко, В. М. Пашнин, Л.Д. Забежинский // Энергомашиностроение. – 1982. №9. – С. 33-36.

62. Переверзев Д.А. Температурное поле клапана паровой турбины при резком сбросе номинальной нагрузки / Д.А. Переверзев, Н.Б. Чиркин // Энергомашиностроение. – 1969. – №2. – С. 15-19.

63. Похорилер В.Л. Управление тепловым состоянием стопорного клапана при автоматизированном пуске турбины К-800-240-5 / В.Л. Похорилер, Н.Ю. Попкова // Энергетическое машиностроение: респ. науч. техн. сб.; Харьков: Высшая школа. – 1986. – вып. 42. – С. 64-71.

64. Шевченко Т.Г. Контроль и управление термонапряженного состояния стопорного клапана при пуске турбины Т-110/120-130 // Межвузовский сборник научных трудов. Екатеринбург. – 1993. – С. 51-61.

65. Исследование режимов пуска головного образца турбины К-500-240-2 / В.Л. Похорилер, В.А. Палей, В.Ю. Иоффе [и др.] // Теплоэнергетика. – 1980. – №9. – С. 22-27.

66. Волков Б.И. Исследование термического состояния стопорного клапана турбины ПВК-150 ХТГЗ / Б.И. Волков, Г.И. Павловский, А.А. Шевелев // В кн.: Энергетическое машиностроение. – 1970. – вып.10. – С. 37-41.

67. Похорилер В.Л. Прогрев паровпускных органов турбины К-200-130 при пуске блока с прямоточным котлом // Электрические станции. – 1968. – №1. – С. 22-27.

68. Голошумова В.Н., Бродов Ю.М. Анализ надежности конструкции стопорного клапана паровой турбины. – Надежность и безопасность энергетики. – 2019. – Т.12. – №3. – С. 206-212.

69. Похорилер В.Л. Температурное состояние стопорных клапанов турбины К-500-240 при пусках и остановах / В.Л. Похорилер, А.Ш. Шакиров, В.Ю. Иоффе // Электрические станции. – 1976. – №2. – С. 27-31.

70. Лейзерович А.Ш. Методика расчета температурных напряжений в стенке корпуса стопорного клапана / А.Ш. Лейзерович, Е.Р. Плоткин // В кн.: Доклады на III конференции НТОЭиЭП при ВТИ. М. : ВТИ. – 1969. –

С. 193-206.

71. Плоткин Е.Р. Температурные напряжения в паровых коробках регулирующих клапанов турбины К-200-130 / Е.Р. Плоткин, Г.Х. Лисвинский, А.Ш. Лейзерович, В.П. Складчиков // Электрические станции. – 1971. – №9. – С. 38-41.

72. Розенберг С.Ш. Исследование мощных паровых турбин на электростанциях / С.Ш. Розенберг, Л.П. Сафонов, Л.А. Хоменок. М. : Энергоатомиздат. – 1994. – 272 с.

73. Похорилер В.Л. Корректировка режимов пуска турбины К-500-240-2 с учетом термонапряженного состояния стопорного клапана / В.Л. Похорилер, Ю.В. Тюрин // Теплоэнергетика. – 1980. – №4. – С. 28-31.

74. Выбор показателей прогрева стопорных клапанов паровых турбин К-500-240-2 / В.Л. Похорилер, В.А. Палей, Е.Э. Вульф, А.И. Шкляр // Теплоэнергетика. – 1982. – №7. – С. 51-53.

75. Сафонов Л.П. Тепловое состояние высокоманевренных паровых турбин / Л.П. Сафонов, К.П. Селезнев, А.Н. Коваленко. Л. : Машиностроение, Ленинградское отделение. – 1983. – 295 с.

76. Межлумов М.М. Исследование маневренных характеристик мощных паротурбинных агрегатов на моделях их теплового состояния / М.М. Межлумов, Д.А. Переверзев, В.А. Палей // Теплоэнергетика. – 1981. – №2. – С. 67-69.

77. Похорилер В.Л. Особенности прогрева ротора турбины Р-100-130 при пусках / В.Л. Похорилер, Э.Э. Фискинд // Теплоэнергетика. – 1975. – №11. – С. 62-64.

78. Контроль за прогревом роторов мощных паровых турбин ТЭС с помощью аналоговой модели / А.Ш. Лейзерович, В.Н. Козлов, В.Д. Миронов [и др.] // Теплоэнергетика. – 1977. – № 8. – С. 10-13.

79. Переверзев Д.А. Совершенствование маневренных характеристик модернизируемых паровых турбин типа К-300-240 методами управления их тепловым состоянием / Д.А. Переверзев, А.Г. Лебедев, Н.А. Борисов / Тез. докл. XII Международной научно-технической конференции. – Харьков. – 2006. – Секц. I, докл. 2.

80. Лейзерович А.Ш. Управление пуском турбины типа К-800-240 по

термонапряженному состоянию роторов // Теплоэнергетика. – 1975. – №8. – С. 24-29.

81. Термонапряженное состояние роторов турбины К-800-240-3 / Г.Д. Авруцкий, Д.Х. Краковский, В.И. Нахимов [и др.] // Теплоэнергетика. – 1982. – №4. – С.17-20.

82. Третьяков П.Г. Расчет температурных полей и напряжений роторов паровых турбин на ЭВМ / П.Г. Третьяков, Д.Х. Краковский, А.Н. Коваленко // Теплоэнергетика. – 1978. – №5. – С. 20-24.

83. Плоткин Е.Р. К расчету нестационарного температурного поля ротора паровой турбины / Е.Р. Плоткин, А.А. Голынкин, И.В. Муратова // Теплоэнергетика. – 1978. – №5. – С. 24-28.

84. Радин Ю.А. Реконструкция переднего концевое уплотнения цилиндра среднего давления турбины К-300-240 на Конаковской ГРЭС с использованием математического моделирования / Ю.А. Радин, Т.С. Конторович, А.В. Давыдов // Электрические станции. – 2004. – №4. – С. 8-14.

85. Плоткин Е.Р. Расчет температурных напряжений в системе тепловых канавок на поверхности роторов паровых турбин // Теплоэнергетика. – 1983. – №6. – С. 18-23.

86. Плоткин Е.Р. Термонапряженное состояние цельнокованого дискового ротора / Е.Р. Плоткин, М.Н. Зингер // Теплоэнергетика. – 1984. – №4. – С. 52-54.

87. Левит И.Г. Исследование теплового состояния ротора среднего давления турбины К-200-130 ПОТ ЛМЗ в пусковых режимах / И.Г. Левит, Р.М. Фурман, Г.Д. Авруцкий // Теплоэнергетика. – 1984. – №2. – С. 20-24.

88. Кочетов А.А. Оптимизация переходных режимов паровой турбины на основе имитационного моделирования // Теплоэнергетика. – 2005. – №6. – С. 29-33.

89. Левченко Б.Л. Температурные испытания ротора высокого давления турбины К-300-240 / Б.Л. Левченко, В.С. Шаргородский, В.А. Пахомов // Энергомашиностроение. – 1978. – №4. – С. 10-14.

90. Зингер М.Н. Концентрация температурных напряжений на поверхности роторов в зоне диафрагменных уплотнений / Зингер М.Н.,

Плоткин Е.Р. // Теплоэнергетика. – 1987. – №3. – С. 61-63.

91. Турбине тепловые и атомные электрических станций: учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний; под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. М. : Издательство МЭИ. – 2001. – 488 с.

92. Берлянд В.И. К оценке циклической прочности наружного корпуса ЦВД турбины К-160-130 / В.И. Берлянд, В.Ф. Гуторов, А.В. Пожидаев // Теплоэнергетика. – 1979. – №6. – С. 39-42.

93. Исследование упругих напряжений в корпусе турбины при переходных режимах / В.И. Берлянд, А.В. Пожидаев, В.П. Складчиков [и др.] // Теплоэнергетика. – 1981. – №11. – С. 20-23.

94. Расчетная оценка напряженного состояния и циклической прочности корпусов ЦВД и ЦСД турбины К-300-240 ХТГЗ / В.И. Берлянд, А.В. Пожидаев, В.А. Палей [и др.] // Теплоэнергетика. – 1983. – №2. – С. 38-42.

95. Берлянд В.И. Приближенный расчет напряжений в стенках корпусов паровых турбин, вызванных влиянием фланцев горизонтального разъема при неравномерном нагреве // В кн.: Энергетическое машиностроение. – 1970. – вып. 10. – С. 82-91.

96. Берлянд В.И. К расчету напряженного состояния корпусов турбин с учетом влияния фланцев горизонтального разъема // Динамика и прочность машин. – 1972. – Вып. 15. – С. 11-19.

97. Берлянд В.И. Расчет составных оболочечных конструкций с меридиональными ребрами / В.И. Берлянд, С.С. Соколовская // Динамика и прочность машин. – 1986. – Вып. 44. – С. 29-40.

98. Циклическая прочность корпуса ЦВД при различных способах ночного резервирования блоков с турбинами К-210-130-3 ЛМЗ / В.И. Берлянд, А.А. Глядя, А.В. Пожидаев, А.Д. Трухний [и др.] // Теплоэнергетика. – 1987. – №8. – С. 26-31.

99. Лейзерович А. Ш. Технологические основы автоматизации пусков паровых турбин. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 176 с.

100. Лейзерович А.Ш. Автоматизация управления пуском паровых турбин по термонапряженному состоянию роторов // Энергохозяйство за рубежом. – 1973. – № 6. – С. 12-17.

101. Лейзерович А.Ш., Рускол В.С. Автоматизация управления пуском паровых турбин на электростанциях Японии // Теплоэнергетика. – 1974. – № 5. – С. 83-85.

102. Лейзерович А.Ш., Кириллов В.Б. Автоматизация управления паровыми турбинами АЭС // Энергохозяйство за рубежом. – 1977. – № 5. – С. 14-17.

103. Лейзерович А.Ш. Работа паротурбинных энергоблоков при переменном графике нагрузок // Энергохозяйство за рубежом. – 1981. – № 6. – С. 7-12.

104. Лейзерович А.Ш., Меламед А.Д. Тенденция развития систем автоматического управления пуском паровых турбин // Теплоэнергетика. – 1974. – № 2. – С. 83-85.

105. Сергиевская Е.Н. О функционально-групповом методе автоматизации на зарубежных тепловых электростанциях // Теплоэнергетика. – 1969. – № 3. – С. 89-91.

106. Кваша Н.В., Журавлев А.М., Куриленко Б.Г. Децентрализованная система управления энергоблоком с применением малых ЭВМ // Теплоэнергетика. – 1978. – № 7. – С. 4-8.

107. Миронов В.Д., Наумов А.В., Сафронников С.А. О дальнейшем развитии систем управления мощными энергоблоками // Теплоэнергетика. – 1978. – № 7. – С. 2-4.

108. Якуб Б.М., Блиндеров А.В. Автоматизация пуска неблочных конденсационных турбин // Электрические станции. – 1974. – № 2. – С. 38-40.

109. Блиндеров А.В., Сосинович В.А., Бутенко В.П. [и др.]. Внедрение автомата пуска конденсационных турбин К-100-90 с функциями управления моторным режимом // Энергетик. – 1976. – № 11. – С. 17-18.

110. Кляйнрок И.Ю., Голошумова В.Н., Бродов Ю.М. Автоматизация непрерывного управления пусковыми режимами паровых турбин. – Турбины и дизели. – 2011. – №6. – С. 44-46.

111. Кляйнрок И.Ю., Голошумова В.Н., Бродов Ю.М. Определение “критических” элементов конструкции паровой турбины, ограничивающих маневренность парогазового энергоблока. – Тяжелое машиностроение. – 2012. – №4. – С. 15-17.

112. Кляйнрок И.Ю., Голошумова В.Н., Бродов Ю.М. Получение приближенных зависимостей для контроля за термонапряженным состоянием корпуса паровой турбины. – Энергосбережение и водоподготовка. – 2012. – №2. – С. 53-56.

113. Кляйнрок И.Ю., Голошумова В.Н., Бродов Ю.М. Разработка современных средств оперативного контроля за термонапряженным состоянием корпуса паровой турбины. – Надежность и безопасность энергетики. – 2012. – №16. – С. 59-62.

114. Смирнов А.А., Голошумова В.Н., Бродов Ю.М. Моделирование температурного поля ротора паровой турбины в реальном времени. – Надежность и безопасность энергетики 2012. – №17. – 2012. – С. 36-39.

115. Роик Е.М. Структура алгоритма пуска блока для систем с УВМ // Автоматизация энергетики. – 1967. – Вып. 3. – С. 9-34.

116. Лейзерович А.Ш., Меламед А.Д., Боброва Л.Ф. [и др.] Автомат пуска турбины К-220-44 // Электрические станции. – 1974. – № 2. – С. 41-45.

117. Похорилер В.Л., Култышев А.Ю., Голошумова В.Н. Отработка технологии пуска паровой турбины К-300-240 в составе дубль-блока. – Проблемы высших учебных заведений. – Проблемы энергетики. – 2007. – № 11-12. – С. 150-152.

118. Ивановский А.А., Похорилер В.Л., Голошумова В.Н. Исследование термонапряженного состояния роторов высокого и среднего давления турбины Т-250/300-240 в зоне лабиринтовых уплотнений. – Электрические станции. – 2008. – №1. – С. 17-20.

119. Култышев А.Ю., Похорилер В.Л., Голошумова В.Н. Температурное и термонапряженное состояние ротора среднего давления турбины К-300-240-2 в составе дубль-блока при прогреве в процессе пуска по новой технологии. – Надежность и безопасность энергетики. – 2008. – №1. – С. 47-50.

120. Ивановский А.А., Похорилер В.Л., Голошумова В.Н. Исследование

термонапряженного состояния ротора паровой турбины Т-110/120-130. – Энергетические машины и установки. – 2008. – №3. – С. 20-25.

121. Иордан Г.Г., Курносое Н.М., Певзнер В.В. Новый комплекс технических средств управления Ремиконт Р-130 // Приборы и системы управления. 1990. – № 11. – С. 5-9.

122. Малев В.В., Фрагин М.С., Мельников В.С. [и др.]. Развитие электрогидравлических систем регулирования паровых турбин ЛМЗ на основе применения микропроцессорной техники // Теплоэнергетика. – 1985. – № 7. – С. 12-16.

123. Фрагин М.С., Помелов С.А., Мельников В.В. [и др.] Опыт освоения электрогидравлической системы регулирования турбины К-800-240-5 // Теплоэнергетика. – 1986. – № 8.

124. Глазер Ф.Ю., Друзь А.Г., Лищук В.В. [и др.]. Настройка и испытание автоматической системы регулирования турбины К-1000-60/3000 ЛМЗ // Теплоэнергетика. – 1990. – № 11. – С. 43-48.

125. Фрагин М.С. Регулирование и маслоснабжение паровых турбин. Вопросы проектирования, настройки и эксплуатации. – СПб.: ООО «Издательско-полиграфическая компания «Коста», 2011. – 400 с.

126. Осипенко В.Д., Рожанский В.Е., Рохленко В.Ю. Система ХТЗ регулирования большой мощности для АЭС // Теплоэнергетика. – 1985. – № 7. – С. 17-20.

127. Косяк Ю.Ф. Вирченко М.А., Рожанский В.Е. Электрогидравлическая система регулирования турбин АЭС // Теплоэнергетика. – 1985. – № 2. – С. 13-16.

128. Валамин А.Е., Сахнин Ю.А., Новоселов В.Б., Ивановский А.А. Модернизация паровых теплофикационных турбин Т-100/110-12,8 // Теплоэнергетика. – 2009. – № 9. – С. 15-24.

129. Прокопов А.А., Татаринцев Н.И., Цирлин Л.А. Применение программируемых контроллеров для управления технологическим оборудованием: Учеб. пособие. – СПб.: ГЭТУ, 2001. – 75 с.

130. Новоселов В.Б., Шехтер М.В. Современная система противоразгонной защиты паровых турбин ЗАО «УТЗ» // Теплоэнергетика. – 2011. – № 1. – С. 21-24.

131. Баринберг Г. Д., Валамин А. Е., Гольдберг А. А. [и др.]. Теплофикационная паровая турбина Т-53/67-8,0 для ПГУ-230 Минской ТЭЦ-3. // Теплоэнергетика. – 2008. – № 8. – С. 13-24.
132. Баринберг Г.Д., Валамин А.Е., Гольдберг А.А. [и др.]. Теплофикационная паровая турбина Т-113/145-12,4 для ПГУ-410 Краснодарской ТЭЦ // Теплоэнергетика. – 2009. – № 9. – С. 15-23.
133. Алешина А.С. Газификация твердого топлива / А.С. Алешина, В.В. Сергеев : учеб. пособие. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2010. – 202 с.
134. Алешина А.С. Газификация растительной биомассы в газогенераторах кипящего слоя : диссертация ... кандидата технических наук : 05.14.04 / А.С. Алешина. – Санкт-Петербург. – 2013. – 165 с.
135. Гинзбург Д.М. Газификация топлива и генераторные установки. – М. – 1938. – 386 с.
136. Канторович Б.В. Введение в теорию горения и газификация твердого топлива. – М. : Metallurgizdat. – 1961. – 355 с.
137. Каупельсон Б.Д. Слоевые методы энергохимического использования топлива М.-Л. – 1962. – 188 с.
138. Култышев А.Ю. Научное обоснование и разработка модульного принципа создания паротурбинной установки / А.Ю. Култышев // Турбины и дизели. – 2023. – № 1 (106). – С. 42-49.
139. Кириллов И.И. Паровые турбины и паротурбинные установки / И.И. Кириллов, В.А. Иванов, А.И. Кириллов // Л. : Машиностроение. – 1978. – 276 с.
140. Култышев А.Ю. Анализ и совершенствование конструкции основного и вспомогательного оборудования паротурбинных установок / А.Ю. Култышев // Турбины и дизели. – 2023. – № 2 (107). – С. 46-52.
141. Култышев А.Ю. Научное обоснование, разработка и реализация модульного принципа создания паровых турбин : дис. ... доктора технических наук: 2.4.5 и 2.4.7 / А.Ю. Култышев. – Екатеринбург, Санкт-Петербург. – 2023. – 435 с.

Серия научно-технических изданий «Формула турбин»

Алешина Алена Сергеевна
Голошумова Вера Николаевна
Ивановский Александр Александрович
Кляйнрок Иван Юрьевич
Култышев Алексей Юрьевич
Степанов Михаил Юрьевич
Шевченко Олег Викторович

СПЕЦИАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ И РЕЖИМЫ РАБОТЫ ЭНЕРГООБЛОКОВ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

Учебное пособие



Подписано в печать 26.03.2025. Формат 70×100/16. Печать цифровая.

Усл. печ. л. 14,75. Тираж 521. Заказ 1234.

Отпечатано с готового оригинал-макета, предоставленного авторами,
в Издательско-полиграфическом центре Политехнического университета.
195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
Тел.: (812) 552-77-17; 550-40-14.