

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
«ХАРЬКОВСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ»

ТЕПЛОВЫЕ И АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

КУРС ЛЕКЦИЙ

для студентов технических специальностей,
в том числе для иностранных студентов

Утверждено
редакционно-издательским
советом НТУ «ХПИ»
протокол № 3 от 22.12.16.

Харьков
«Типография Мадрид»
2017

УДК 621.311.2
ББК 3 47-082.02
ТЗ4

Рецензенты:

Н.Н. Филипенко, доктор технических наук; старший научный сотрудник; начальник лаборатории ННЦ ХФТИ НАН Украины;

А.Л. Шубенко, член-корреспондент НАН Украины, д-р техн. наук, профессор, заведующий отделом Института Проблем Машиностроения им. А.Н. Подгорного

Авторы:

В.И. Касилов, О.В. Касилов, Л.И. Тютюник, Л.А. Иванова

ТЗ4

Тепловые электрические станции и атомные электрические станции: текст лекций / В.И. Касилов, О.В. Касилов, Л.И. Тютюник, Л.А. Иванова. — Харьков : «Типография Мадрид», 2017. — 104 с.

ISBN 978-617-7470-42-6

В этом курсе лекций приведен материал, необходимый студентам технических специальностей при изучении курсов котло- и реакторо-строения, теплотехники, энергоснабжения, подготовки индивидуальных заданий, прохождении технологической и преддипломной практики, выполнении курсового и дипломного проектирования. Освещены теоретические и практические вопросы производства тепловой и электрической энергии.

УДК 621.311.2
ББК 3 47-082.02

ISBN 978-617-7470-42-6

© Касилов В.И., Касилов О.В.,
Тютюник Л.И., Иванова Л.А., 2016
© НТУ «ХПИ», 2016

ПРЕДИСЛОВИЕ

Представление об энергетике у многих связано с крупными теплоэлектроцентралями (ТЭЦ), гидроэлектростанциями (ГЭС), атомными электростанциями (АЭС), станциями теплоснабжения (АСТ), с тепловыми сетями большой протяженности, высоковольтными линиями электропередач, мощными трансформаторными станциями и подстанциями, огромными градирнями и высокими дымовыми трубами больших диаметров и т. д. В курсе лекций рассмотрено тепловое хозяйство ТЭС, кроме основных агрегатов и их вспомогательного оборудования, которое включает ряд дополнительных производственных установок и устройств, объединенных с основным оборудованием единым технологическим процессом.

Представлена классификация тепловых электростанций:

- по виду используемого топлива;
- по расположению относительно топливной базы.

Показана тепловая экономичность электрической станции, характеризуемая её коэффициентом полезного действия (КПД), расходом пара, теплоты и топлива.

Проведено сравнение тепловой экономичности ТЭЦ и отдельной установки.

Отмечена роль начальных и конечных параметры пара КЭС и их влияние на экономичность.

Подробно рассмотрен одноступенчатый и многоступенчатый регенеративный подогрев питательной воды, потери пара, конденсата и их восполнение.

Описано содержание и значение принципиальной тепловой схемы (ПТС) и развернутой тепловой схем энергоблоков

Показана компоновка тепловых электростанций, выбор площадок и генеральный план станции, компоновка главного корпуса электростанции.

Рассмотрены вопросы технического водоснабжения и топливного хозяйства электростанций.

ВВЕДЕНИЕ

В энергетическом балансе Украины тепловые электрические станции (ТЭС) и атомные электрические станции (АЭС), являются источником тепловой и электрической энергии. По видам энергии ТЭС подразделяются на конденсационные электростанции (КЭС), что вырабатывают энергию только одного вида — электрическую, и теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), которые отпускают потребителям тепловую и электрическую энергии в виде пара и горячей воды.

Централизованное теплоснабжение потребителей осуществляется с использованием тепла пара, частично отработанного в проточной части турбины, обеспечивает значительную экономию топлива, улучшает качество теплоснабжения, уменьшает загрязнение окружающей среды. Установочная мощность теплофикационных турбин составляет 39% суммарной мощности тепловых электростанций.

Тепловые электростанции и их оборудование неизменно развиваются, становятся все более мощными и сложными. Увеличение мощности ТЭС осуществляется на базе новых научно-технических решений с использованием систем автоматизированного управления производственными процессами.

Повышение энергетического потенциала рабочего тела (пара) за счет увеличения начальных параметров пара перед турбиной до значений 12,75 МПа (130 ата) и 23 МПа (240 ата), а также введения промежуточного перегрева пара подняли экономичность агрегатов на 10–15%. При блочном исполнении (котел-турбина-генератор-трансформатор) стоимость ТЭЦ понижается на 15–20% в сравнении с другими компоновками. Все большие ТЭС имеют блочное исполнение.

Увеличение одиночной мощности котлов, турбин и генераторов ощутимо снижает их стоимость и металлоемкость. Так, при переходе от мощности 60 МВт до 200 МВт удельная стоимость турбины и генератора уменьшается на 25%. При удвоении мощности ТЭЦ с 540 до 1140 МВт удельная стоимость снижается на 20%.

Большую экономию средств дает установка на ТЭЦ пиковых водогрейных котлов для покрытия максимумов тепловых нагрузок.

Ядерные реакторы АЭС различаются по параметрам, конструкционному исполнению, назначению и ряду других отличительных

признаков, основные из которых следующие: энергия нейтронов, при взаимодействии с которыми происходит деление тяжелых ядер; материал замедлителя в реакторах на тепловых нейтронах; вид и параметры теплоносителя; назначение и конструкционное исполнение.

Главные составные элементы энергоблока АЭС — ядерная паропроизводящая установка (ЯППУ), паротурбинная установка (ПТУ) и электрический генератор. В состав блока входит также ряд систем, не участвующих в работе при нормальных режимах эксплуатации, но обеспечивающих его безопасность при аварийных режимах. Структура ядерной паропроизводящей установки зависит от типа реактора и принятой тепловой схемы блока.

В энергоблоках АЭС на один реактор подключают от одной до трех турбоустановок. Энергоблоки ВВЭР-1000 выполняются по моноблочному принципу: на один реактор — одна турбоустановка. Аналогичный принцип заложен в проекте энергоблока БН-800. Энергоблоки ВВЭР-440, РБМК-1000, РБМК-1500 и БН-1600 (проект) основаны на дубли-блочном принципе: на один реактор — две турбоустановки. В блоке БН-600 с одним реактором работают три турбоустановки.

При выборе площадки для строительства АЭС должны быть учтены три категории факторов: технические, охраны окружающей среды и радиационные. К техническим относятся общие для всех ТЭС и АЭС факторы: мощность и коэффициент ее использования, определяющиеся типом системы и количеством тепла, выделяющимся в окружающую среду; расстояние от станции к потребителю; потребность в линиях передач; потребность в охлаждающей воде; наличие транспорта как на стадии строительства, так и в процессе эксплуатации; обеспеченность рабочей силой связанной с необходимостью создания условий для работников — создание социально-бытовой среды; пути удаления отходов. Для уменьшения влияния на окружающую среду площадка должна быть оценена по географическим, геологическим, метеорологическим факторам, чтобы в первую очередь обеспечить безопасность населения и безопасность станции. Радиационные факторы вызывают наиболее сильную реакцию общества. Главная причина — возможность утечки радиоактивных материалов даже при нормальной работе реактора, не говоря уже об аварийной ситуации.

1. ЭНЕРГЕТИКА И ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

1.1. Энергетика Украины, проблемы и перспективы ее развития в современных условиях

Представление об энергетике у многих связано с крупными теплоэлектростанциями (ТЭС), гидроэлектростанциями (ГЭС), атомными электростанциями (АЭС), станциями теплоснабжения (АСТ), с тепловыми сетями большой протяженности, высоковольтными линиями электропередач, мощными трансформаторными станциями и подстанциями, огромными градирнями и высокими дымовыми трубами больших диаметров и т. д.

И это справедливо. Но только отчасти.

Кроме перечисленных ТЭС, ТЭС, ГЭС, АЭС, ГРЭС, АСТ и других мощных источников тепло- и электроэнергии, в большинстве своем относящихся к системе Минэнерго, существует значительное число локальных систем теплоэлектрогенерирования, которые рассредоточены по населенным пунктам и различным отраслям промышленности.

Это — районные отопительные и отопительно-производственные котельные, заводские ТЭС, ТЭС и котельные, промышленные печи, бытовые энергоустановки, предназначенные для обслуживания нескольких зданий и сооружений и индивидуальных построек, коттеджей, частных домов и т. д.

Все эти энергогенерирующие источники имеют признаки отдельной (единой) отрасли со всей продукцией в виде тепло- и электроэнергии и со своими потребностями в топливе, оборудовании, материалах, инвестициях т. д. По сути это — своеобразный топливно-энергетический комплекс, который принято называть Малой энергетикой.

Более того, перечисленный выше круг объектов, который условно можно отнести к понятию малой энергетики, существенно расширен за счет так называемых нетрадиционных и возобновляемых источников энергии. К таким объектам относятся установки и сооружения, использующие солнечную энергию, энергию ветра, геотермальную энергию, энергию мирового океана, биомассы и др.

Малая энергетика является наиболее топливоеккой отраслью топливно-энергетического комплекса (ТЭК) Украины. Этой отраслью производится ежегодно 324 ПДж тепловой энергии и расходуется около

80 млн. т у.т из 300 млн. т у.т., ежегодно потребляемого в стране. Вообще же объектами малой энергетики, с учетом металлургического комплекса, расходуется более 60% годового топливного фонда страны.

Нынешнее положение малой энергетики характеризуется:

- значительным потреблением дефицитных для Украины видов топлива: газа и мазута (порядка 60% от общего количества топлива (включая твердое), потребляемого ТЭК Украины);

- низким техническим уровнем и высокой степенью износа оборудования;

- значительная часть оборудования Малой энергетики имеет степень износа оборудования 80% и более. КПД морально устаревшего оборудования, в особенности в малых котельных, часто не превышает 70%, что вызывает перерасход дефицитного органического топлива;

- существенной экологической нагрузкой. В Донбассе, например, из более чем 8350 стационарных объектов, являющихся источником загрязнения окружающей среды, 1834 — объекты малой энергетики: 785 промышленных котельных с 2355 котлами и 1049 коммунально-бытовых котельных с 3736 котлами. Только 930 из них, то есть чуть более 15% от общего количества котлоагрегатов, оборудовано пылеулавливающими устройствами, а степень улавливания газообразных выбросов составляет менее 40%;

- ведомственной разобщенностью объектов и систем, что препятствует проведению единой технической политики.

Функционирование объектов Малой энергетики, крайне затрудненное из-за перечисленных причин, осложняется еще и рядом других факторов:

- В Украине не организована система, которая бы создавала условия для нормального функционирования и обеспечивала бы простое расширенное воспроизводство основных фондов в Малой энергетике. Это вызвано тем, что заводы Украины могут обеспечить лишь 20% от потребности в оборудовании для этой отрасли. При этом Украина не располагает предприятиями, которые производили бы котлы большой единичной мощности, а также современным котельно-вспомогательным оборудованием и арматурой на уровне мировых стандартов. Имеется лишь один завод, который только осваивает производство

типоряда паровых котлов ДКВР (Е и МЕ) – Монастырищенское открытое акционерное общество (ТЕКОМ).

– Отсутствует хорошо отлаженная система учета потребления теплоэнергии, в особенности это касается индивидуальных потребителей.

– Отсутствует система учета потребления электрической энергии на предприятиях по многотарифным тарифам.

– Существующие тепловые сети в большинстве своем проложены в бетонных каналах, теплоизоляция в которых уже давно пришла в негодность, что вызывает существенные потери тепла и, следовательно, перерасход топлива. Из-за коррозии значительная часть трубопроводов тепловых сетей требует замены.

– Принятые для централизованного теплоснабжения с большой протяженностью тепловых сетей высокотемпературные графики теплоносителей (150–70 °С и 130–70 °С и даже 115–70 °С и 95–70 °С) с учетом недостаточной и некачественной изоляции также способствуют большим тепловым потерям по трассе тепловых сетей, что, соответственно, приводит к перерасходу топлива.

– Отсутствует производство высококачественного пылегазоочистного оборудования для продуктов сгорания различных видов топлива котельных агрегатов и промышленных печей.

В то же время Украина располагает и достижениями в области Малой энергетики. Заводами Украины освоено производство водогрейных котлов мощностью от 0,25 до 3,15 МВт, коэффициент полезного действия которых соответствует мировому уровню, разработано и освоено производство эффективного теплоутилизационного оборудования, греющего воду и воздух за счет глубокого охлаждения продуктов сгорания газообразного топлива с использованием теплоты конденсации содержащихся в уходящих газах водяных паров. Разработано и освоено использование нетрадиционных и возобновляемых источников энергии, таких как геотермальные воды, солнечная энергия, энергия ветра и др. Малая энергетика в Украине, как и во всех странах СНГ, формировалась в условиях представления о централизованном теплоснабжении как единственно верном в энергетике, в настоящее время нуждается в коренных преобразованиях. Эти

преобразования должны быть направлены на создание надежной и комфортной системы теплоэлектроснабжения с минимальным расходом органического топлива и других ресурсов; максимальным использованием возможностей нетрадиционных и возобновляемых источников энергии с существенным снижением при этом тепловой и загрязняющей нагрузки на окружающую среду в соответствии с международными нормами, стандартами и достижениями. Решение этой проблемы требует создания специальной, подкрепленной серьезной материальной базой, государственной программы, которая должна быть ориентирована на разработку технических решений:

– обеспечивающих повышение эффективности, надежности и соответствие экологическим нормам, оборудования, находящегося в настоящее время в эксплуатации;

– переход на преимущественное сжигание угля (в регионах его добычи), мазута (в зонах, близких к размещению нефтеперерабатывающих заводов), с использованием комплекса эффективных пылегазоочистных сооружений;

– снижение энергопотребления в промышленном производстве с установкой приборов учета расхода топлива;

– смещение акцентов на оптимальную децентрализацию теплоснабжения;

– сжигание низкосортных дешевых топлив, мусора, соломы, древесных отходов, эффективное сжигание, в том числе в топках с кипящим слоем, и пылегазоочистку;

– производство котлов с пылеугольным сжиганием в циркулирующем кипящем слое мощностью 50 Гкал/ч и выше с размещением пылеприготовительного хозяйства;

– использование в отопительных котельных мощностью до 25 МВт природного газа как наиболее экологически чистого вида топлива;

– разработка децентрализованных систем теплоэлектроснабжения, в том числе с использованием принципов комбинированной выработки тепла и электроэнергии (мини ТЭЦ);

– максимальное использование теплоты уходящих газов газопотребляющих котлов с использованием теплоты конденсации водяных паров (конденсационные котлы и конденсационные приставки);

– максимальное использование нетрадиционных источников энергии, таких как геотермальная энергетика, энергия солнца, ветра, биомассы, малых рек и др.;

– разработку и применение комбинированных ТЭЦ;

– использование низкотемпературного отопления в новых застройках с утепленными ограждающими конструкциями;

– строительство полностью автоматизированных котлов теплопроизводительностью 4,5–10 МВт;

– широкое внедрение современных методов контроля и автоматизации тепловых процессов;

– развитие водородной энергетики;

– создание директивно-экономической системы стимулирования экономии топливно-энергетических ресурсов.

Все эти мероприятия позволят снизить потребление в энергетике столь дефицитного для Украины органического топлива.

1.2. Принципиальная технологическая схема электростанции

Система парового котла, турбинная установка с теплообменниками и насосами и соединяющие их трубопроводы образуют **пароводяной тракт ТЭС**.

Устройства для подачи и подготовки топлива, топочная камера и газоходы котла, золоуловители, тягодутьевая установка, воздухопроводы и внешние газоходы, дымовые трубы совместно образуют **топливно-газовоздушный тракт ТЭС**.

Тепловое хозяйство ТЭС, кроме основных агрегатов и их вспомогательного оборудования, включает ряд дополнительных производственных установок и устройств, объединенных с основным оборудованием единым технологическим процессом (рис. 1.1).

С турбинной установкой связаны системы технического водоснабжения, обеспечивающего подачу охлаждающей воды для конденсации отработавшего пара турбин, устройства для отпуска пара и горячей воды внешним потребителям, систем для подготовки добавочной воды.

ТЭС и ее оборудование должны удовлетворять ряду технико-экономических требований:

– надежное и бесперебойное теплоснабжение потребителей в соответствии с графиками,

особенно важно для снабжения электроэнергией;

– показатели качества энергии (частота, напряжение электротока, давление и температура пара и воды) должны удовлетворять установленным нормам; -должны обеспечиваться требования безопасности, нормальных условий труда персонала, а также охраны окружающей среды;

– источник водоснабжения (водный бассейн) защищают от попадания в него загрязнений сточных вод. Сточные воды очищаются и обезвреживаются перед отводом из бассейна;

– должны осуществляться преимущественно бессточные (безотходные) технологические схемы водоподготовки, золоудаления и т. п.

Экономические требования заключаются в снижении первоначальных затрат (капиталовложений) и эксплуатационных расходов (издержек производства). Такое снижение должно выполняться в результате рационального конструирования оборудования и проектирования ТЭС в целом, индустриализации строительства и монтажа.

Одно из важнейших требований экономичности – снижение затрат на топливо (органическое и ядерное).

1.3 Классификация тепловых электростанций

Для привода электрических генераторов на ТЭС применяют, как правило, турбины мощностью до 1200 МВт и (ограниченно) газовые турбины мощностью до 100–150 МВт.

Паротурбинные электростанции, вырабатывающие один вид энергии – электрическую, оснащают турбинами конденсационного типа и называются конденсационными электростанциями (КЭС). Эти станции называются сокращенно ГРЭС (государственные районные электрические станции). **Атомные конденсационные электрические станции** называют АЭС. На них устанавливают паровые турбины мощностью до 1000 МВт.

На электрических станциях вырабатывающих и отпускающих два вида энергии – электрическую и тепловую, устанавливают паровые турбины с конденсацией и регулируемые отборами пара, частично турбины с противодавлением. Называют такие электрические станции теплоэлектроцентралями,

Ранее применяли дубль-блок, но он не оправдал себя экономически и по условиям эксплуатации (рис. 1.3).

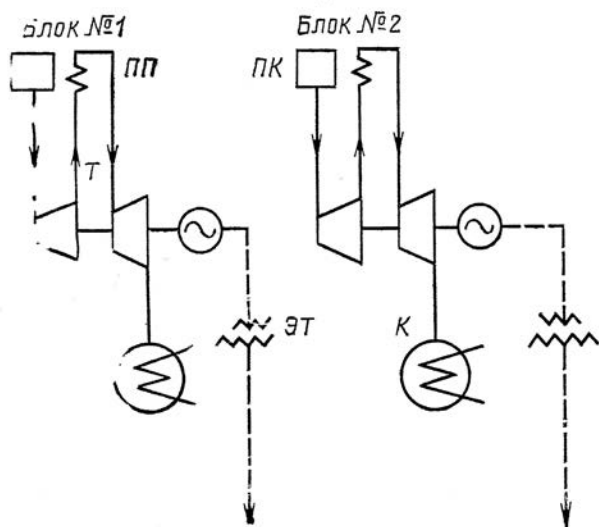


Рисунок 1.3 – Дубль-блок

Переход к блочной структуре ТЭС обусловлен в основном применением промежуточного перегрева пара и необходимостью упрощения схем главных паропроводов и трубопроводов питательной воды, а также требованиями обеспечения четкой системы автоматизации и регулирования основных агрегатов и их вспомогательного оборудования. Главные трубопроводы не имеют соединений между собой. Общими являются лишь вспомогательные линии, служащие для пусковых операций, подвода добавочной воды и других целей.

Все промежуточные КЭС и ТЭЦ с промежуточным перегревом пара, а также АЭС и АТЭЦ – блочного типа, а ТЭЦ без промежуточного перегрева пара выполняют блочными или неблочного типа с объединением главных трубопроводов в одну общую систему (см. рис. 1.4 и рис. 1.5)

Энергоблоки АЭС имеют по два (первоначально даже три) турбоагрегата на один ядерный реактор, в настоящее время их выполняют в виде моноблока (один турбоагрегат на реактор).

На АЭС применяют ядерные реакторы на тепловых нейтронах типов ВВЭР и РБМК на насыщенном водяном паре с начальным давлением 6,0–6,5 МПа, а также реакторы на быстрых нейтронах.

На ТЭЦ работают преимущественно турбины 100, 135 и 175 МВт на паре с параметрами 13 МПа, 555 °С без промежуточного

перегрева пара, а в наиболее крупных городах – по 250 МВт, на со сверхкритическими параметрами и промежуточном перегревом пара с параметрами 24 МПа, 540/540 °С.

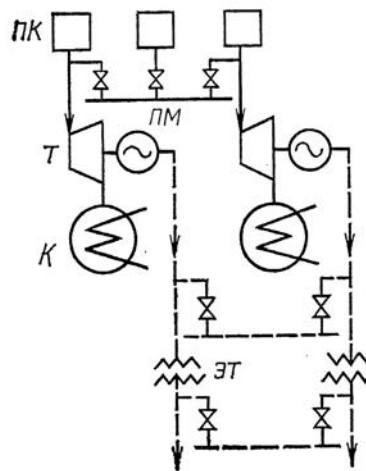


Рисунок 1.4 – Секционная пар

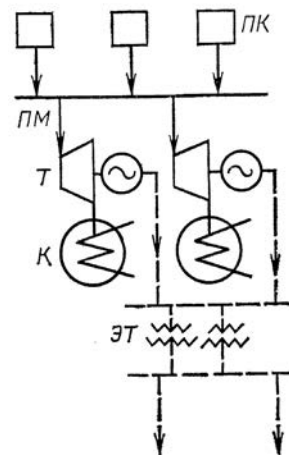


Рисунок 1.5 – Централизованная электрическая энергия

По использованию мощности и участию в покрытии графика электрической нагрузки можно разделить электрические станции на следующие типы:

Типы электростанций	Годовое число часов использования установленной мощности
Базовые	Более 5000
Полупиковые	3000–4000
Пиковые	Менее 1500

К базовым относятся: АЭС, наиболее современные и мощные КЭС, в значительной

мере ТЭЦ, а также ГЭС без регулирования стока воды.

Для покрытия максимума (пика) нагрузки целесообразно использовать газотурбинные установки достаточной единичной мощности.

В полупиковой области электрической нагрузки могут работать энергоблоки до 300 МВт. Работа АЭС в этой области встречает значительные трудности.

Для работ в полупиковой области нагрузок создают полупиковые энергоблоки, в частности мощностью до 500 МВт с параметрами пара 13 МПа, 510/510 °С. Ведутся работы по использованию КЭС с энергоблоками 500 и 800 МВт в таком режиме. Для

повышения эффективности действующих электростанций конденсационные турбины мощностью 100 МВт и менее, а также 150 и 200 МВт переводят в работу с ухудшенным вакуумом для работы в качестве теплофикационных.

Современное мощное и экономичное оборудование используют первоначально в базовом режиме. С течением времени оно вытесняется из области базовой нагрузки более новым и совершенным оборудованием последовательно в полупиковую и даже пиковую области нагрузок. Наиболее изношенное неэкономичное оборудование подлежит демонтажу.

2. ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

2.1. Классификация тепловых электростанций

Электрическая станция — энергетическая установка, служащая для преобразования природной энергии в электрическую.

Электрическая станция представляет собой комплекс взаимосвязанного оборудования, объединенного общим технологическим процессом. Современная электрическая станция представляет собой крупное промышленное предприятие, продукция которого — электроэнергия — по сравнению с продукцией других отраслей промышленности обладает той отличительной особенностью, что потребляется мгновенно, почти одновременно с ее производством.

Электрическая станция, снабжающая энергией своих потребителей и не связанная линиями электропередачи с другими электрическими станциями, называется изолированной.

Электрические станции, связанные между собой линиями электропередачи и работающие параллельно на общих потребителей, совместно с линиями электропередачи и подстанциями образуют энергетическую систему.

Энергосистемы, соединенные линиями электропередачи, называют объединенной энергосистемой.

Итак, мы определили, что такое электрическая станция, но определим как же они классифицируются:

1. По виду используемого топлива:

а) ТЭС, использующие твердое топливо обычно в виде пыли;

б) ТЭС, использующие природный газ или мазут, получают в настоящее время широкое распространение;

в) ТЭС, использующие смешанное топливо, например, угольную пыль с газом (природным, доменным, коксовым) или мазутом, или природный газ совместно с мазутом (газомазутные ТЭС).

2. По расположению относительно топливной базы различают ТЭС на местном и привозном топливе.

ТЭС на топливе (торф, бурый уголь) сооружают на небольшом расстоянии от места его добычи. Топливо с высокой теплотой сгорания и небольшим содержанием балласта (каменный уголь, тощий уголь, АШ) можно транспортировать на большое расстояние (до 1000 км и более).

3. По стоимости топлива — дорогим, дешевым. При оценке стоимости топлива необходимо учитывать дополнительные установки и сооружения (сушильные и пылевые заводы, высокие дымовые трубы) и транспорт топлива.

4. По виду теплового двигателя:

а) ТЭС с паровыми турбинами (можно использовать новый вид топлива, сжигаемого в топочных устройствах);

б) ТЭС с паровыми и газовыми турбинами (парогазовые ТЭС), обладают высоким расчетным к.п.д. Требуют применения природного газа, что ограничивает их применение. Возможно применение турбин на парогазовой смеси.

5. По энергетическому назначению (по видам отпускаемой энергии):

а) ТЭС, отпускающие один вид энергии — электрическую. Паровые турбины таких ТЭС оборудуют конденсаторами, почему они и называются конденсационными электрическими станциями (КЭС);

б) ТЭС, отпускающие, кроме электрической энергии, тепловую с отработавшим в двигателе паром и газом — теплоэлектроцентрали (ТЭЦ).

Отработавшее тепло с паром или горячей водой используется для технологических процессов, отопления, вентиляции промышленных предприятий, называются промышленными. ТЭЦ, используемые для отопления и горячего водоснабжения жилых и общественных зданий городов, называются коммунальными (отопительными). Встречаются промышленно-отопительные.

6. По источнику и системе водоснабжения различают ТЭС, использующие для конденсации отработавшего пара пресную воду реки или морскую воду. При недостатке воды в реке устраивают плотину и создают пруд охладитель или сооружают искусственные охладители (градирни, брызгальные установки). Газотурбинные установки требуют значительно меньше воды.

7. По величине мощности:

а) ТЭС небольшой мощности — до 100 т. квт;

б) ТЭС средней мощности — от 100 т. до 1 млн. квт;

в) большой мощности — свыше 1 млн. квт.

Мощность станции может ограничиваться недостатком водоснабжения, запасом топлива, санитарно-гигиеническими требованиями.

8. По начальным параметрам пара: с докритическим давлением 16,0–17,0 МПа; 160–170 атм; и сверхкритическим — больше 22 МПа; $P > 225$ атм.

Современные крупные КЭС в СНГ и за рубежом сооружаются со сверхкритическим давлением. ТЭЦ в СНГ — преимущественно с докритическими давлениями (13 МПа); 135 атм.

Промежуточный перегрев на КЭС в СНГ применяется с $N = 150$ МВт и выше за рубежом (50–100 МВт).

9. По типу котельных агрегатов-парогенераторов.

На электрических станциях с докритическим давлением устанавливают барабанные парогенераторы с естественной циркуляцией (тип Е) или прямоточные (тип П). Применение прямоточных парогенераторов необходимо при критическом и сверхкритическом давлении пара.

10. По технологической структуре — блочные и неблочные. Современные КЭС в основном блочные.

11. По типу компоновки оборудования и зданий различают ТЭС закрытого, открытого и полукрытого типа. При средних и суровых климатических условиях основное оборудование ТЭС (котельная и турбинные агрегаты) размещаются внутри общего главного корпуса, то есть закрытая компоновка. При благоприятных условиях — котельные агрегаты на открытом воздухе, турбинные агрегаты — в обычном здании (полукрытая компоновка) или без здания, лишь в кожухах облегченного типа (открытая компоновка).

Во всех случаях конденсационные помещения выполняют закрытого типа.

12. По характеру нагрузки электрические станции разделяются:

- на базовые с годовым использованием максимальной мощности $T_{\max} = 6000–7500$ ч.,
- полубазовые с $T_{\max} = 4000–6000$ ч.,
- полупиковые с $T_{\max} = 2000–4000$ ч.,
- пиковые с T_{\max} до 2000 ч (рис. 2.1).

Базовые электрические станции характеризуются равномерно высокой загрузкой и высоким коэффициентом использования оборудования в течение года.

Пиковые электрические станции имеют неравномерную загрузку в течение суток и года и пониженное использование

оборудования. Обычно пиковыми являются гидростанции в период вне паводка, а также ранее сооруженные, менее экономичные КЭС.

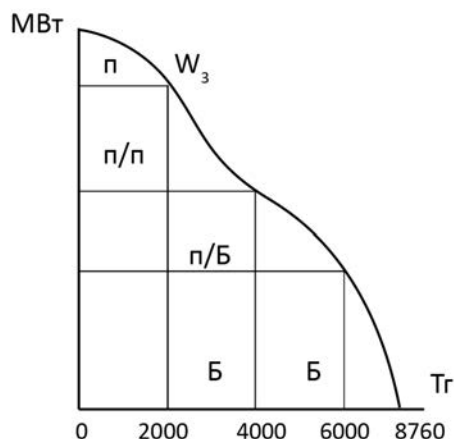


Рисунок 2.1 — Классификация электрических станций по использованию мощности:

Б — базовые, П/Б — полубазовые, П/П — полупиковые, П — пиковые

2.2. Распределение и потребление электрической энергии

Потребление электрической и тепловой энергии изменяется во времени: в течение суток, недели, года. Электрическая нагрузка ТЭС включает, кроме основной величины — отпуска энергии потребителями, потери электрической энергии при транспортировке, а также собственный расход (собственные нужды) электрической станции.

Основными потребителями электрической энергии являются промышленные, осветительные и коммунально-бытовые установки. Форма суточного графика электрической нагрузки зависит в основном от времени года (рис. 2.2), соотношения электрического потребления промышленными и осветительно-бытовыми установками (рис. 2.3), от числа смен работы промышленных предприятий.

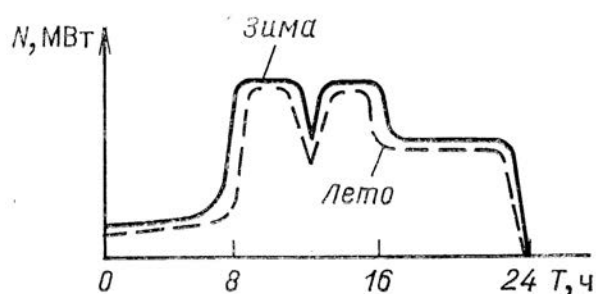


Рисунок 2.2 — Суточный график электрической нагрузки промышленной

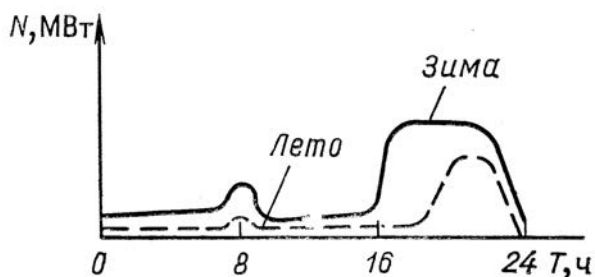


Рисунок 2.3 — Суточный график осветительно-бытовой нагрузки

График промышленной нагрузки характеризуется максимумом в дневное время, когда работают все предприятия с одной, двумя и тремя сменами в сутки. Характерным является: быстрый подъем нагрузки в утренние часы, максимум нагрузки в дневные часы с временным снижением ее (провал) около 12 часов дня в связи с обеденным перерывом, значительное понижение нагрузки в ночное время.

Промышленная летняя нагрузка несколько ниже зимней, главным образом из-за вывода части оборудования предприятий в ремонт.

Зимний суточный график осветительно-бытовой нагрузки имеет небольшой максимум утром, в часы перед работой, и основной максимум при наступлении темноты, около 16 часов, в декабрь-январь.

Наложением графиков промышленной и осветительно-бытовой нагрузок, получаем суточный график суммарной нагрузки (рис. 2.4).

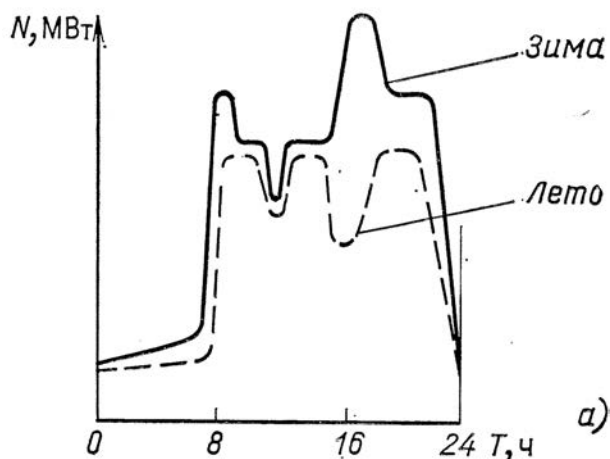


Рисунок 2.4 — Суточный график суммарной нагрузки

Наиболее существенным для суточного зимнего графика суммарной электрической нагрузки является наложение максимумов

промышленной и осветительной нагрузки — около 16 часов, если освещение включается до окончания работы односменных предприятий.

Совмещение промышленной и осветительной нагрузок около 16 часов в зимний день определяет абсолютный максимум электрической нагрузки зимы и года.

Прохождение максимума нагрузки в декабре-январе — наиболее ответственный период работы энергосистемы и электростанций. Оборудование электрических станций в этот период должно быть подготовлено к работе с полной мощностью. ТЭС должны быть обеспечены запасами топлива.

В настоящее время по мере возможности предприятия переходят от трехсменной к двух- и односменной работе. В связи с этим неравномерность суточных графиков электрического потребления, характеризуемая отношением вечернего максимума к ночному минимуму нагрузки, а также скорость утреннего подъема нагрузки возрастает. Особенно это проявляется в энергосистемах Центра и Северо-Запада европейской территории СНГ.

К электростанциям, энергоблокам и агрегатам предъявляют поэтому требования большой гибкости в эксплуатации (маневренность), способности быстрого набора и снятия нагрузки, быстрого пуска и остановки.

Нанося последовательно максимальную, среднюю и минимальную нагрузки каждого месяца, получим три хронологические графика этих нагрузок.

График годовой продолжительности нагрузок можно построить приблизительно, используя зимний и летний суточные графики (рис. 2.5).

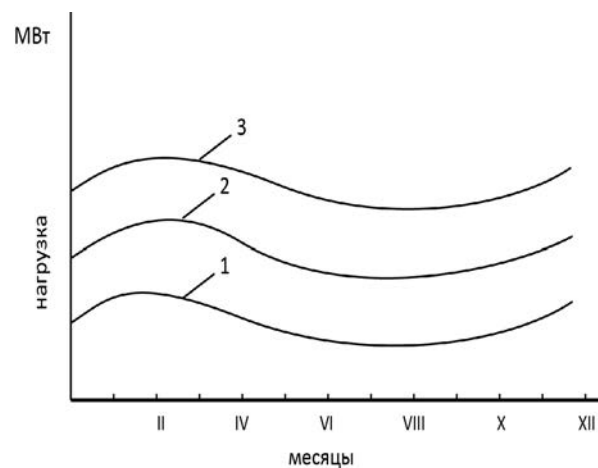


Рисунок 2.5 — График годовой нагрузки
3 — максимальная, 2 — средняя, 1 — минимальная нагрузки

Площадь под суточным графиком нагрузки определяет суточное производство электроэнергии:

$$\mathcal{E}_c = \int_0^{24} W dT,$$

где W — текущее значение нагрузки, кВт, T — время, ч.

Аналогично площадь под годовым графиком нагрузок определяет годовое производство электроэнергии:

$$\mathcal{E}_r = \int_0^{8760} W dT,$$

где 8760 — общее число часов в году.

2.3. Тепловая нагрузка

Тепловая энергия отпускается ТЭЦ двум основным видам потребителей — промышленным и коммунальным. В промышленности тепловая энергия используется преимущественно для технологических процессов. Тепло для этой цели отпускают обычно с перегретым паром давлением 0,5–1,5 МПа.

- 1 — на технологические нужды;
- 2 — отопление и вентиляцию;
- 3 — бытовые нужды.

Централизованное теплоснабжение потребителей с использованием тепла отработавшего пара турбин электростанций, то есть теплофикация городов и поселков (на базе комбинированного производства и отпуска двух видов энергии — электрической и тепловой) приносит значительную экономию топлива.

Теплоснабжение может быть:

- 1) комбинированным (от ТЭЦ);
- 2) раздельным (тепло из паровых и водогрейных котлов низких параметров).

Тепловая нагрузка ТЭЦ, как и электрическая, изменяется во времени. Суточный график промышленной тепловой нагрузки аналогичен графику электрической промышленной нагрузки (рис. 2.6).

Форма графика определяется в основном сменностью предприятий и соотношением количества потребляемого ими тепла. Летнее потребление тепла меньше зимнего в связи

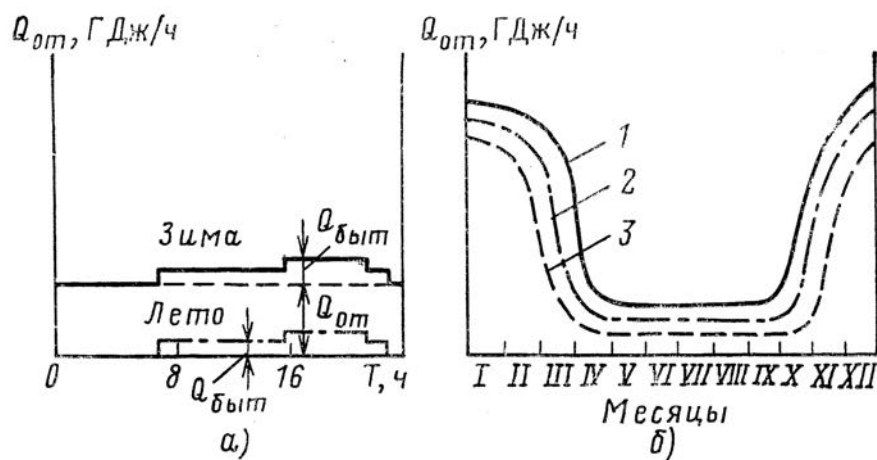


Рисунок 2.6 — График отопительно-вентиляционной и бытовой нагрузок
а) суточный, б) годовой, 1, 2, 3 — максимальная, средняя, минимальная нагрузки

Коммунальное потребление включает расход тепла на отопление и вентиляцию жилых и общественных зданий и на бытовые нужды. Эти виды потребления удовлетворяют горячей водой с максимальной температурой в городских тепловых сетях до 150 °С.

Бытовые нужды включают потребление тепла коммунальными предприятиями (бани, душевые, прачечные, фабрики кухни), а также непосредственно населением (души и ванны, мытье посуды и др.).

Таким образом тепло используется:

с ремонтом оборудования и снижения потерь тепла в окружающую среду.

Промышленное тепловое потребление характеризуется неравномерностью в течение суток и относительной равномерностью в течение года.

Отопительно-вентиляционное потребление характеризуется суточной равномерностью и годовой неравномерностью, поскольку является сезонным. Бытовая тепловая нагрузка (горячее водоснабжение) городов и поселков возрастает с увеличением охвата

населения централизованным теплоснабжением.

Суточный график бытового потребления тепла неравномерен, имея незначительный максимум утром и основной максимум в вечерние часы, в особенности в конце рабочей недели. За годовой период бытовую тепловую нагрузку принимают приблизительно постоянной. Наличие круглогодичной тепловой нагрузки улучшает энергетические и технико-экономические показатели ТЭЦ, так как увеличивают выработку электрической энергии на тепловом потреблении.

2.4. Показатели режимов электрического и теплового потребления

1. Степень неравномерности суточной нагрузки

$$f_{\min} = \frac{W_{\min}}{W_{\max}}$$

— это отношение минимальной ночной к максимальной дневной нагрузке, если ТЭС (блок, агрегат) работает не полные сутки $T_{\text{раб}} < 24$, то коэффициент рабочего времени

$$l_{\text{сут}} = \frac{T_{\text{раб}}}{24}.$$

Средняя нагрузка (за рабочее время)

$$W_{\text{ср}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{с}}}{T_{\text{раб}}} = \frac{\int_0^{T_{\text{раб}}} W dt}{24 l_{\text{сут}}}.$$

Коэффициент средней нагрузки за рабочее время соответственно

$$f_{\text{ср}} = \frac{W_{\text{ср}}}{W_{\max}}.$$

Большое значение имеет коэффициент использования максимальной нагрузки $q_{\text{м}}$, равный отношению производимой энергии $\mathcal{E}_{\text{с}}$ к максимально возможному ее количеству, отвечающему работе в течение суток с постоянной максимальной нагрузкой $W_{\text{м}}$, то есть $\mathcal{E}_{\text{с}}^{\text{м}} = W_{\text{м}} \cdot 24$. Таким образом

$$q_{\text{м}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{с}}}{\mathcal{E}_{\text{с}}^{\text{м}}} = \frac{W_{\text{ср}} \cdot 24 \cdot l_{\text{сут}}}{W_{\text{м}} \cdot 24} = f_{\text{ср}} \cdot l_{\text{сут}}.$$

Очевидно, при работе оборудования круглые сутки $T_{\text{раб}} = 24$ и $l_{\text{сут}} = 1$, $q_{\text{м}} = f_{\text{ср}}$.

Установленная мощность электростанций $N_{\text{уст}}$ должна быть больше максимума нагрузки на величину резервной мощности $N_{\text{рез}}$.

$$N_{\text{уст}} = N_{\text{max}} + N_{\text{рез}} = \rho \cdot N_{\text{max}}$$

$$\rho = \frac{N_{\text{уст}}}{N_{\text{max}}} = \left(\frac{N_{\text{рез}}}{N_{\text{max}}} + 1 \right),$$

где ρ — коэффициент резерва.

Аналогичные показатели для тепловых нагрузок.

2.5. Тепловой цикл паротурбинной электростанции

Процесс производства электроэнергии осуществляется на основе сложных тепловых циклов (регенеративный подогрев воды, промежуточный перегрев пара, использование отработавшего тепла). Но в основе тепловых циклов заложены исходные простые циклы Карно (рис. 2.7) и Ренкина.

Цикл Карно

Газ, заключенный в цилиндре с поршнем, может совершить работу в любом процессе расширения за счет подведенной извне теплоты или за счет внутренней энергии.

При этом в случае изотермического процесса для подведения теплота в процессе расширения может быть превращена в работу.

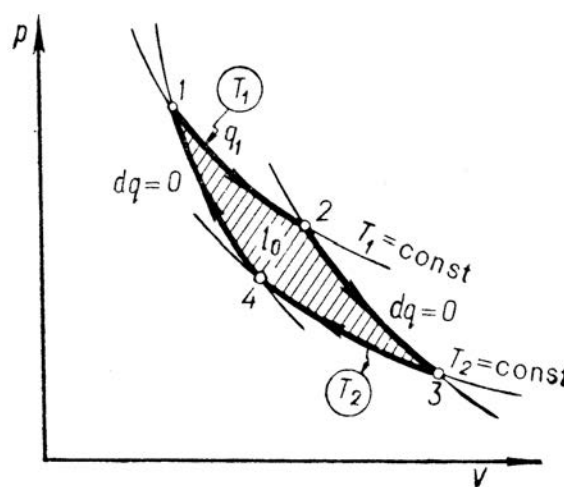


Рисунок 2.7 – Цикл Карно в P-V координатах

Однако эти процессы связаны с непрерывным движением поршня в одном направлении, то есть величина работы в реальных процессах ограничена размерами цилиндров и других элементов машины.

Для получения работы в тепловых машинах в практически необходимых количествах требуется периодическое повторение процесса расширения, то есть возвращение газа в начальное состояние. Это может быть

осуществлено при помощи процесса сжатия $(2-n-1)$ с затратой работы. Если работа расширения (l_1) больше работы сжатия (l_2) получим полезную работу $(1-m-2-n-1)$. Этот процесс-цикл называется круговым. Круговые процессы могут состоять из самых различных процессов, для осуществления которых необходимо иметь минимальное количество верхних и нижних источников.

Согласно второму закону термодинамики, минимальным количеством источников теплоты могут быть два: верхний, имеющий постоянную температуру T_1 и нижний, имеющий постоянную температуру T_2 (где $T_2 < T_1$). Отвод и подвод тепла может осуществляться по изотермам T_1 и T_2 , но так как цикл должен быть замкнут, а других источников теплоты нет, обратимый переход между T_1 и T_2 возможен только по адиабатам.

Исходя из этого изобразим цикл Карно в TS -диаграмме (рис. 2.8).

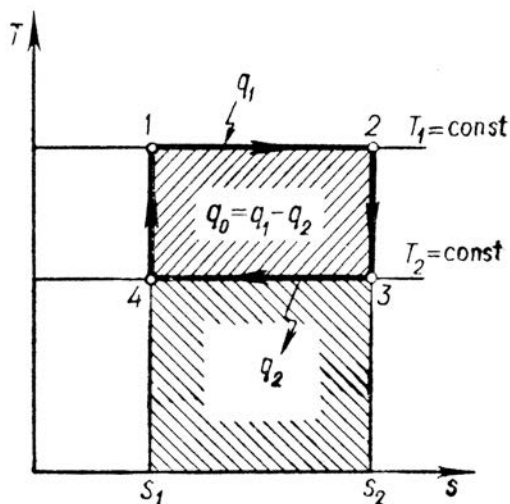


Рисунок 2.8 – Цикл Карно в T - S координатах

Простейший обратимый цикл должен состоять из 2-х изотерм 1–2 и 3–4 и двух адиабат 2–3 и 4–1. Такой цикл называется циклом Карно. В этом цикле

- 1–2 – подвод тепла по изотерме;
- 2–3 – расширение на адиабате;
- 3–4 – отвод тепла в холодном источнике;
- 4–1 – адиабатное сжатие тепла в компрессоре.

Из диаграммы T - S следует, что количество подведенной теплоты в цикле будет

$$q_1 = \text{пл } 12S_2S_1 = T_1 (S_2 - S_1),$$

отведенной

$$q_2 = \text{пл } 34S_2S_1 = T_2 (S_2 - S_1).$$

Тогда термический к. п. д. цикла Карно

$$\eta_{tk} = \frac{q_0}{q_1} = \frac{T_1(S_2 - S_1) - T_2(S_2 - S_1)}{T_1(S_2 - S_1)} = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Таким образом, термический цикл Карно зависит от абсолютных температур горячего и холодного источников и не зависит от свойств рабочего тела, то есть не зависит от того, будет ли рабочим тепло и идеальный или реальный газ.

По циклу Карно ЭС работать не может, так как цикл Карно подразумевает газообразное рабочее тело, а вода как рабочее тело имеет свои особенности (вода имеет пограничную кривую) (рис. 2.9).

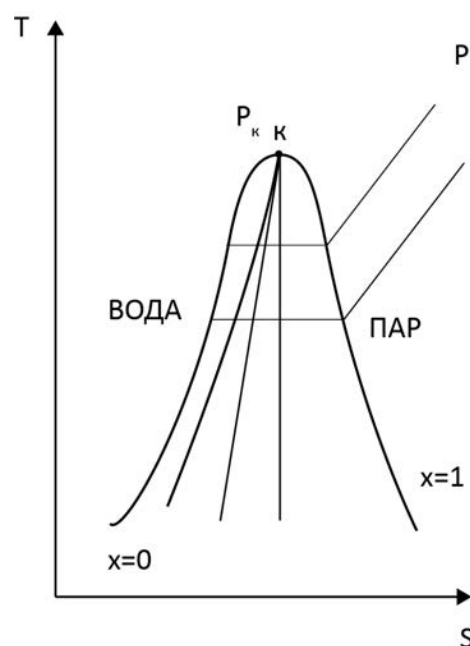


Рисунок 2.9 – Термодинамический цикл Карно

$P_k = 23$ МПа, $P_k = 225$ атм., $t_k = 374$ °С (выше $P = 23$ МПа не существует различия между водой и паром)

2.6. Принципиальная схема ЭС.

Цикл Ренкина

Преобразование энергии органического или ядерного топлива в механическую при помощи водяного пара осуществляется в паровых силовых установках (п. с. у.), которые являются базой современной крупной энергетики.

Основой технологического процесса выработки энергии паровым турбоагрегатом является термодинамический цикл водяного пара, состоящий из изобар подвода и отвода тепла и адиабат (изоэнтроп) работы пара в турбине и работы питательного насоса, то есть цикл Ренкина.

Рассмотрим принципиальную схему ЭС и цикл Ренкина, который изобразим в TS координатах (рис. 2.10).

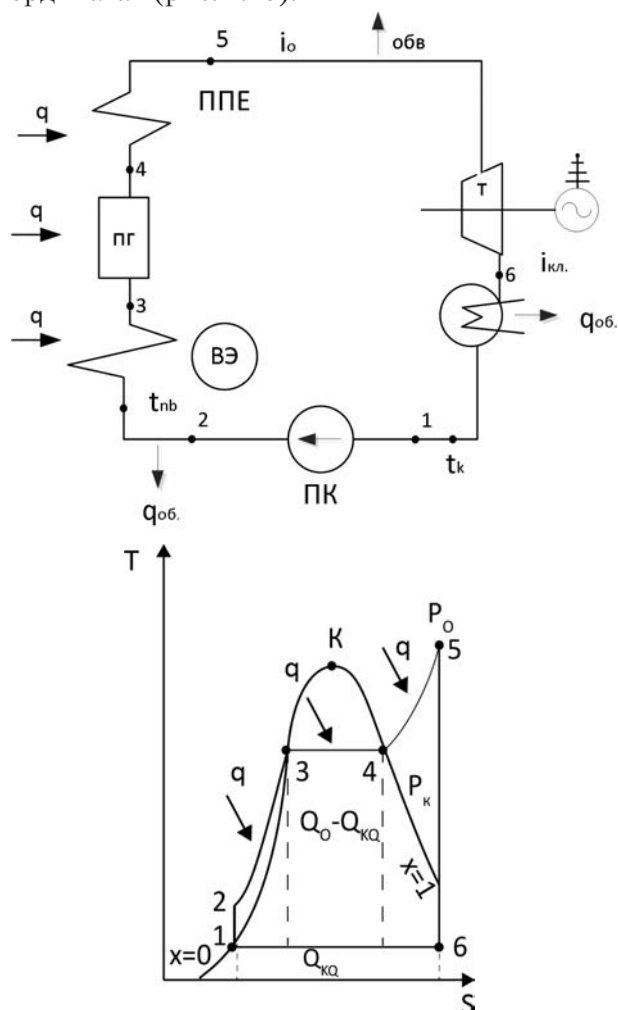


Рисунок 2.10 — Цикл Ренкина в TS координатах

За начальное состояние принята температура питательной воды, которая сжимается насосом и подается в подогреватель (водяной экономайзер ВЭ). Подогретая вода из экономайзера поступает в парогенератор (ПГ), где при $P = \text{const}$ происходит нагрев воды до кипения и идет процесс парообразования на цикле (3–4). Полученный сухой пар в пароперегревателе ППЕ перегревается до температуры (4–5). Перегретый пар по трубопроводу поступает в турбину Т, где происходит адиабатное расширение. Вследствие несовершенства проточной части турбины процесс идет не по адиабате, а по политропе с возрастанием энтропии.

Рассмотрим процесс термодинамического цикла Ренкина в TS координатах:

- 1–2 — сжатие воды в насосе;
- 2–3 — подогрев воды в ВЭ (водяной экономайзер);

3–4 — испарение воды в парогенераторе (ПГ);

4–5 — перегрев пара;

5–6 — адиабатическое расширение в турбине;

6–1 — отдача тепла в конденсаторе.

Тогда термодинамический к.п.д. цикла Ренкина будет:

$$\eta = \frac{Q_0 - Q_{ка}}{Q_0} = \frac{(i_0 - i_{нс}) - (i_{ка} - i_k)}{i_0 - i_{нс}}$$

где $Q_0 = i_0 - i_{нс}$ — расход тепла из горячего источника, кДж/кг;

$Q_{ка} = i_{ка} - i_k$ — потеря тепла в холодном источнике, кДж/кг;

$i_{ка}$ — энтальпия отработавшего в турбине пара;

i_k — энтальпия конденсата при насыщении.

Обозначим $i_0 - i_{ка} = H_a$ — располагаемый тепловой перепад,

$i_{нс} - i_k = h_n$ — затрата энергии в питательном насосе на сжатие воды, эта энергия переходит в тепло и передается питательной воде.

Перегруппируем, считая $i_{нс} \cong i_m$

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{Q_0 - Q_{ка}}{Q_0} = \frac{(i_0 - i_{нс}) - (i_{ка} - i_k)}{i_0 - i_{нс}} = \\ &= \frac{(i_0 - i_{ка}) - (i_{нс} - i_k)}{i_0 - i_{нс}} = \frac{H_a - h_n}{Q_0} \end{aligned}$$

Считая $i_{нс} = i_k$ и считая $i_{нс} \cong i_m$

В общем случае цикл Ренкина состоит из двух изобар и двух адиабат: — изобары подвода тепла к воде и водяному пару при его начальном давлении и изобары отвода тепла отработанного пара и его полной конденсации, адиабаты сжатия воды в насосе и адиабаты расширения пара в турбине.

Числитель в выражении представляет собой полезную работу, равную разности работ турбины и питательного насоса в идеальных изоэнтропийных процессах.

Для паровых установок наиболее выгодным мог бы быть также цикл Карно. Цикл Карно относительно проще осуществить в области влажного пара (это объясняется тем, что в области влажного пара изотермные процессы совпадают с изобарными и могут быть реально осуществлены в котле и конденсаторе). В этом цикле конденсация пара идет не полностью, вследствие чего в следующем адиабатном процессе сжатия будет сжиматься не вода, а влажный пар, имеющий большой

3. КЭС И ИХ ТЕПЛОВАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ. РАСХОДЫ ПАРА, ТЕПЛА И ТОПЛИВА

3.1. Основные составляющие абсолютного КПД электрической станции. КПД КЭС и его составляющие

Тепловая экономичность электрической станции характеризуется ее коэффициентом полезного действия (КПД), равным отношению полученной энергии к затраченному теплу топлива.

Запишем уравнение баланса тепла КЭС, когда тепло выражается в кДж, то

$$B \cdot Q_p^H \cdot \eta_c = \mathcal{E}_c. \quad (3.1)$$

В этом уравнении будет

\mathcal{E}_c — полученная электроэнергия, кВт × ч;

B — расход топлива на производство электроэнергии, кг;

Q_p^H — теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Если $\mathcal{E} = \mathcal{E}_c$ обозначает количество выработанной энергии, без учета собственного расхода на вспомогательные механизмы электрической станции, то КПД станции называется КПД-брутто.

$$\eta_{\text{станции}}^{\text{брутто}} = \frac{\mathcal{E}_c}{B \cdot Q_p^H} \quad (3.2)$$

$$\eta_{\text{ст}}^{\text{бр}} = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_z \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_{nz}.$$

Если \mathcal{E}_o означает полезный отпуск электроэнергии за вычетом из произведенной электроэнергии собственного расхода (потребления на собственные нужды) $\mathcal{E}_{\text{сн}}$, то есть $\mathcal{E}_o = \mathcal{E}_c - \mathcal{E}_{\text{сн}}$, то КПД электрической станции называют КПД-нетто и обозначают

$$\eta_c^H = \frac{\mathcal{E}(1 - \bar{\mathcal{E}}_{\text{сн}})}{Q_c}$$

$$\eta_c^H = \frac{\mathcal{E}_c - \mathcal{E}_{\text{сн}}}{B \cdot Q_p^H} = \frac{\mathcal{E}_o}{B \cdot Q_p^H} = \frac{\mathcal{E}_o}{Q_c};$$

Доля расхода электрической энергии на собственные нужды

$$\bar{\mathcal{E}}_{\text{сн}} = \bar{\mathcal{E}}_{\text{сн}} / \mathcal{E}$$

Относительный собственный расход электроэнергии (на собственные нужды) электрической станции

$$\bar{\mathcal{E}}_{\text{сн}} = \frac{\bar{\mathcal{E}}_{\text{сн}}}{\mathcal{E}_c}$$

и составляет в зависимости от вида топлива, начального давления пара и других факторов 4–6% выработанной электроэнергии.

На современных тепловых электрических станциях с высокими начальными параметрами пара основным является расход энергии на питательные насосы, который может составить 3–4% произведенной электроэнергии. Питательные насосы могут иметь паровой привод от вспомогательной турбины. В этом случае собственный расход электрической энергии снижается, полезная выработка возрастает, но увеличивается расход топлива. Если расход топлива возрастает в меньшей степени, чем полезный отпуск электрической энергии, то применение паротурбинного привода питательного насоса энергетически выгодно. На некоторых крупных электростанциях, в частности с 2-х вальными турбоагрегатами, встречается привод питательного насоса главной турбиной, то есть размещают этот насос на продолжении вала турбоагрегата. Привод остальных вспомогательных механизмов электрической станции производится электрическими двигателями.

Для часового периода времени при установленном режиме работы выражение для КПД электростанции имеет вид:

$$\eta_c^{\text{бр}} = \frac{N_c}{B \cdot Q_p^H}$$

$$\eta_c^H = \frac{3600N_z(1 - \bar{\mathcal{E}}_{\text{сн}})}{Q_c}$$

$$\eta_c^H = \frac{(N_c - N_{\text{сн}})}{B \cdot Q_p^H} = \frac{N_o}{B \cdot Q_p^H}$$

N_c — мощность электрической станции, кВт × ч;

$N_{\text{сн}}$ — мощность на собственные нужды электрической станции, кВт;

N_o — мощность, отдаваемая станцией внешним потребителям, кВт;

B — часовой расход топлива, кг/ч;

Q_p^H — теплота сгорания топлива, кДж/кг;

N_z — электрическая мощность, кВт;

Q_c — теплота сожженного топлива, кДж/кг.

При планировании и при отчетности используют КПД нетто, а в общем анализе энергетической эффективности электрической станции — КПД брутто, который характеризует энергетическую эффективность электрической станции в первом приближении

$$\eta_c^{\text{бр}} = \frac{3600N_z}{Q_c} \quad \eta_c^{\text{бр}} = \frac{\mathcal{E}}{Q_c}$$

$$\eta_c'' = \eta_c^o (1 - \mathcal{E}_{c.n}) -$$

КПД нетто и брутто связаны между собой.

Уровень тепловой экономичности электрической станции зависит от КПД термодинамического цикла, положенного в основу ее работы, и от КПД установок, в которых осуществляется использование тепла и преобразование энергии топлива в электрическую.

Паротурбинная электрическая станция состоит из 2-х основных установок — турбинной и котельной, связанной между собой трубопроводами для транспорта рабочего тела — теплоносителя (водяного пара и воды) (рис. 3.1).

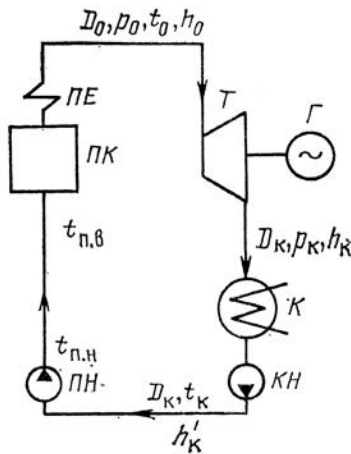


Рисунок 3.1 — Тепловая схема простейшей конденсационной электростанции:

ПК — паровой котел; ПЕ — пароперегреватель; Т — турбина; Г — электрический генератор; К — конденсатор; КН — конденсатный насос; ПН — питательный насос

Производство механической и электрической энергии турбоустановкой электрической станции неизбежно связано с отдачей значительной части тепла холодному источнику (охлаждающей воде конденсаторов турбин), с потерями энергии пара внутри турбины, механическими потерями турбины, потерями в электрическом генераторе.

Работа котельной (парогенераторной) установки протекает с потерей тепла, главным образом с уходящими газами, а также от химического и механического недожога, рассеяния тепла в окружающую среду. Некоторая часть тепла теряется в соединительных трубопроводах турбинной и котельной установок, то есть

$$\eta_c^{бр} = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_{ч} \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{пт}.$$

Рассмотрим КПД

$$\eta_t = \frac{Q_o - Q_k}{Q_o} = \frac{(i_o - i_{пн}) - (i_{ко} - i_{к'})}{i_o - i_{пн}} \quad (3.4)$$

η_t — термический КПД цикла Ренкина рассмотрели.

i_o и $i_{ка}$ — энтальпия пара перед турбиной и после нее при адиабатном расширении;

$i_{к'} - i_{пн}$ — энтальпия конденсата пара после конденсатора и питательной воды после питательного насоса; принято $\eta_{пв} = i_{пн}$.

$$\eta_t = \frac{(i_o - i_{ка}) - (i_{пн} - i_{к'})}{(i_o - i_{к'}) - (i_{пн} - i_{к'})} = \frac{H_a - H_{н.а.}}{Q'_{oo} - \tau_{на}}; \quad (3.5)$$

H_a — располагаемый теплоперепад в адиабатном процессе расширения пара в турбине;

$H_{н.а.}$ — работа повышения давления воды в питательном насосе, эквивалентная подогреву воды в адиабатном процессе;

$\tau_{н.а.} = H_{н.а.}$; $Q'_o = i_o - i_{к'}$ — расход теплоты на турбину без учета подогрева воды в питательном насосе, кДж/кг.

Формулы (3.4) и (3.5) определяют КПД нетто с учетом работы питательного насоса.

$$H_{н.а.} = v (p_n - p_b),$$

v — усредненный удельный объем воды на входе и выходе, м³/т;

p_n и p_b — давление воды на входе и выходе в насос, МПа.

КПД брутто цикла Ренкина без учета подогрева воды в питательном насосе:

$$\eta_t' = \frac{H_a (i_o - i_{ка})}{Q_o (i_o - i_{к'})}$$

Рассмотрим внутренний относительный КПД турбины, так как он имеет наибольшее значение для определения уровня тепловой экономичности электрической станции.

Пример:

$$v = 1,1 \text{ м}^3/\text{т}$$

$$\text{и } p_n - p_b = 30 \text{ МПа}$$

$$\tau_{н.а.} = H_{н.а.} = 33 \text{ кДж/кг}$$

Наиболее наглядно тепловой процесс в паротурбинной установке изображать в i - S -диаграмме.

КПД электрической станции по производству электрической энергии зависит от КПД основных элементов — турбоустановки и парового котла, а также соединяющих их трубопроводов пара и воды. Абсолютный электрический КПД турбоустановки:

$$\eta_{ту}^{аб} = 3600 N_a / Q_{ту},$$

$Q_{ту}$ — расход теплоты на турбоустановку, кДж/ч.

КПД парового котла:

$$\eta_{пк} = Q_{пк} / Q_c, \quad (3.6)$$

$Q_{\text{пк}}$ — тепловая нагрузка парового котла, кДж/ч.

КПД транспорта теплоты (трубопроводов):

$$\eta_{\text{тр}} = Q_{\text{ту}}/Q_{\text{пк}}, \quad (3.7)$$

Теплота сожженного топлива находится из выражений (3.7) и (3.8):

$$Q_c = Q_{\text{ту}}/(\eta_{\text{тр}}\eta_{\text{пк}}).$$

Подставляем Q_c в η_c^6 для часового промежуточного времени

$$\eta_c^6 = \eta_{\text{ту}}^a \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{пк}}, \quad \text{или}$$

$$\eta_c^6 = 3600N_3/Q_{\text{ту}}(\eta_{\text{тр}}\eta_{\text{пк}}) \quad (3.8)$$

Общий баланс теплоты конденсационной электрической станции (энергоблока) выражается следующим образом.

Расход теплоты пара на турбоустановку

$$Q_{\text{ту}} = 3600(N_3 + N_r + N_m) + Q_k = 3600N_i + Q_k,$$

N_r и N_m — потери мощности в электрическом генераторе и механические потери турбины;

N_i и N_3 — внутренняя и электрическая мощности турбоагрегата;

Q_k — потери теплоты с охлаждающей водой конденсатора турбины.

Тепловая нагрузка парового котла

$$Q_{\text{пк}} = Q_{\text{ту}} + Q_{\text{тр}},$$

$Q_{\text{тр}}$ — потери теплоты в окружающую среду при транспорте пара и воды трубопроводами между котлом и турбиной.

Теплота топлива Q_c расходуется в паровом котле на теплоту получаемого пара $Q_{\text{пк}}$ и покрытие потерь теплоты в котле: $Q_c = Q_{\text{пк}} + Q_{\text{пк}}^{\text{пот}}$.

Таким образом, КПД электрической станции (энергоблока) η_c^6 зависит непосредственно от КПД турбоустановки, парового котла и трубопроводов. КПД турбоустановки оказывает наибольшее влияние на КПД станции. Он учитывает основную потерю теплоты в цикле производства электрической энергии и потерю в холодном источнике Q_k , достигающую 45–50% затрачиваемой теплоты. Остальные потери на станции значительно меньше ($Q_{\text{пк}}^{\text{пот}} = 6 \div 12\%$, $Q_{\text{тр}} = 1 \div 2\%$). КПД электростанции определяется в основном $\eta_{\text{ту}}^a$ и $\eta_{\text{пк}}$. Электрическая мощность турбоагрегата N_3 получается как результат преобразования энергии пара в ряде последовательных этапов в соответствующих элементах оборудования. Эти этапы характеризуются своей мощностью и своими КПД. Электрическая мощность N_3 связана с механической

эффективной мощностью на муфте между турбиной и генератором. N_e выражается соотношением $N_3 = N_e \cdot \eta_r = N_e - N_r$. Электрический КПД генератора η_r учитывает потери мощности генератора N_r . Эффективная мощность турбины связана с ее внутренней мощностью N_i :

$$N_e = N_i \cdot \eta_m = N_i - N_m,$$

η_m — механический КПД турбины.

η_m — учитывает потери трения в опорных и упорных подшипниках, расход энергии в системах регулирования и смазки турбины N_m .

Внутренняя мощность турбины N_i связан с распадаемой мощностью свежего пара, подводимого к турбине, N_a :

$$N_i = N_a \eta_{oi},$$

η_{oi} — внутренний относительный КПД турбины.

Для 1 кг пара N_i имеет вид:

$$H_a \cdot \eta_{oi} = H_i,$$

H_i — действительный перепад пара в турбине. см. рис. 3.2

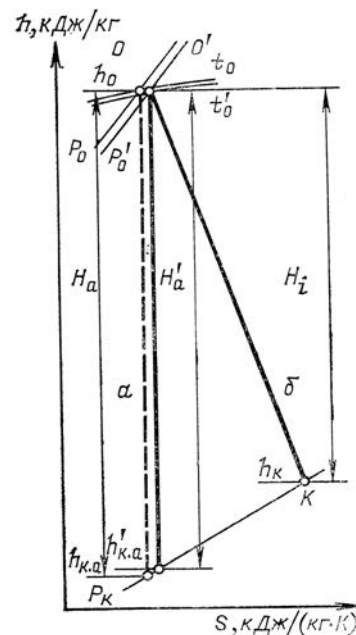


Рисунок 3.2 — Процесс работы пара в конденсационной турбине в h, S — диаграмме; а — идеальный; б — действительный

Внутренний относительный КПД турбины:

$$\eta_{oi} = \eta_{др} \cdot \eta'_{oi},$$

$\eta_{др} = H'_a/H_a$ — коэффициент дросселирования пара в стопорных и регулирующих клапанах турбины; при номинальной нагрузке турбины теплоперепад пара после дросселирования H'_a и $\eta_{др}$ определяется из условия $p'_0 \approx 0,95p_0$, p_0 и p'_0 — давление пара перед клапанами и после них; $\eta'_{oi} = H_i/H'_a$ — внутренний

относительный КПД проточной части турбины с учетом потерь с выходной скоростью пара после последней ступени.

$$N_3 = N_a \eta_{oi} \eta_m \eta_r.$$

Коэффициент полезного действия $\eta_{oe} = N_e / N_a = \eta_{oi} \eta_m$ называется относительным эффективным КПД турбины.

Относительный электрический КПД турбоагрегата:

$$\eta_{оэ} = N_3 / N_a = \eta_{oi} \eta_m \eta_r.$$

Абсолютный электрический КПД турбоустановки:

$$\eta_{ту}^a = \frac{3600 N_3}{Q_{ту}} = \frac{3600 N_3}{Q_{ту}} \eta_{oi} \eta_m \eta_r$$

$$\text{или } \eta_{ту}^a = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r \quad (3.9)$$

$\eta_{ту}^b = H_a / Q_o \approx 3600 N_a / Q_{ту}$ — термический КПД брутто турбоустановки или (КПД идеального цикла водяного пара).

Значение КПД $\eta_{ту}^a$ определяется в основном (рис. 3.2) значением термического КПД исходного термического цикла. Значения η_t удается повысить, применяя высокие начальные параметры пара и регенеративный подогрев конденсата турбины.

КПД $\eta_{ту}^a$ и η_t — абсолютные, они характеризуют использование теплоты при преобразовании ее в работу в цикле и учитывают потерю теплоты в холодном источнике (в конденсаторе турбины); КПД η_{oi} , η_{oe} , $\eta_{оэ}$, η_m и η_r , как и $\eta_{пк}$ и $\eta_{тр}$ — относительные; они характеризуют степень технического совершенства соответствующего элемента оборудования электростанции.

Используя формулы (3.8) и (3.9) получаем развернутое КПД электрической станции по производству электрической энергии в зависимости от термического КПД цикла и относительного КПД элементов оборудования:

$$\eta_c = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{пк}.$$

Это выражение позволяет оценить влияние основных факторов на величину η_c .

Принимая для номинальной нагрузки: $\eta_t = 0,55$; $\eta_{oi} = 0,85$; $\eta_m = 0,99$; $\eta_r = 0,985$; $\eta_{тр} = 0,99$; $\eta_{пк} = 0,90$, получаем $\eta_c = 0,406$.

При неполной нагрузке значения КПД уменьшаются. При осуществлении технологического процесса преобразования энергии внутри электрической станции (подготовка топлива, подача котельного воздуха, отвод дымовых газов котлов, подача питательной воды, конденсата и охлаждающей воды конденсаторов и др.), расходуется часть выработанной электрической энергии $\Theta_{сн}$ в размере 4–6% ($\Theta_{сн}$ — доля

собственного расхода электрической энергии, или около 1,5–2,5% затрачиваемой теплоты топлива). Если принять $\Theta_{сн} = 0,05$, то

$$\eta_{сн} = \eta_c (1 - \Theta_{сн}) = 0,406 (1 - 0,05) = 0,386.$$

$$\eta_t = 0,6 - 0,65; \eta_{oi} = 0,85 - 0,9; \eta_m = 0,99;$$

$$\eta_r = 0,99; \eta_{тр} = 0,99 - 0,97; \eta_{пк} = 0,88 - 0,94.$$

Оценивая все эти КПД, определяем КПД КЭС, который при

$$\eta_t = 0,6; \eta_{oi} = 0,85; \eta_m = 0,99; \eta_r = 0,99;$$

$$\eta_{тр} = 0,98; \eta_{пк} = 0,9$$

получим КПД брутто электростанции

$$\eta_c^{бр} = 44 \%,$$

а с учетом собственного расхода в размере 6%

$$\eta_c^H = 41,4 \%.$$

3.2. Расход пара, теплоты и топлива

Расход пара D_o на конденсационной турбине мощностью N_3

$$D_o = \frac{3600 N_3}{H_a \eta_{oi} \eta_m \eta_r}, \text{ кг/ч,}$$

H_a — адиабатный (изотропный) теплоперепад в турбине, кДж/кг;

η_{oi} , η_m — внутренний относительный и механический КПД турбины;

η_r — КПД электрического генератора;

$$\text{или } D_o = \frac{3600 N_3}{H_i \eta_m \eta_r}, H_i = H_a \times \eta_{oi}.$$

Паротурбинные энергоблоки мощностью 150 Мвт и выше выполняют с промежуточным газовым перегревом, температуры свежего пара и промежуточного перегрева равны, то есть $t_o = t_{п.п}$. Промежуточный перегрев пара применяется на паротурбинных электростанциях с целью повышения их КПД, а также для ограничения влажности пара в турбине при высоком его начальном давлении, когда повышение начальной температуры ограничено по технологическим или экономическим причинам. рис. 3.4 и рис. 3.5.

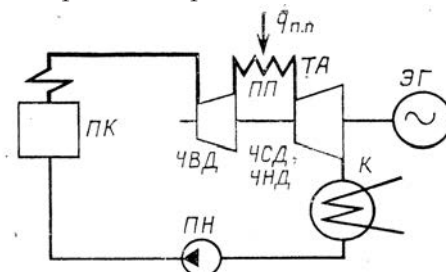


Рисунок 3.4 — Принципиальная тепловая схема простейшей конденсационной электростанции с промежуточным перегревом пара ПП — промежуточный перегреватель пара; $q_{п.п.}$ — теплота промежуточного перегрева

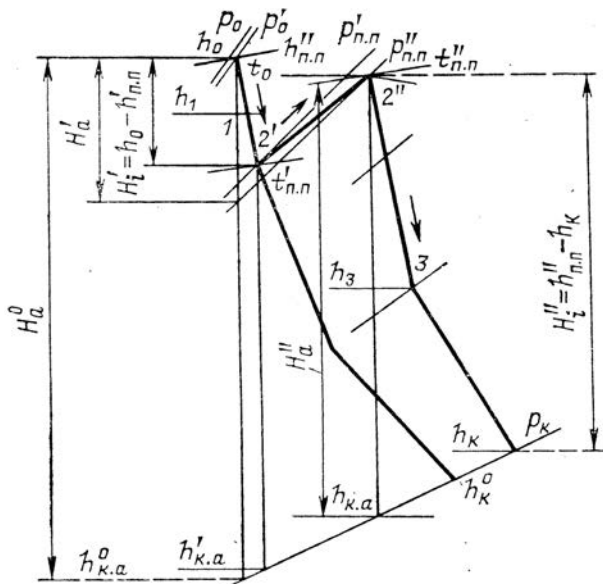


Рисунок 3.5 — Процессы работы пара в конденсационной турбине с промежуточным перегревом пара и без него в h, S -диаграмме

В этом случае общий теплоперепад пара в турбине составляется из теплоперепада части высокого давления до промежуточного перегрева $H_i^{вд} = H'$ и части низкого давления турбины $H_i^{нд} = H''$ после промежуточного перегрева.

Потеря в системе промежуточного перегрева (промежуточный перегреватель и паропроводы) составляет $\Delta p_{п.п.}$

$$\Delta p_{п.п.} = (0,10 \div 0,15)p'_{п.п.} \quad \text{и} \quad p''_{п.п.} = p_{п.п.} - \Delta p_{п.п.},$$

где $p'_{п.п.}$ и $p''_{п.п.}$ — давление пара до и после промежуточного перегрева.

$$D_o = \frac{3600N_3}{H_a^{вд} \cdot \eta_{oi}^{вд} + H_a^{нд} \cdot \eta_{oi}^{нд} \eta_m \eta_r}, \quad \text{кг/ч},$$

$$\text{или} \quad D_o = \frac{3600N_3}{(H_i^{вд} + H_i^{нд}) \eta_m \eta_r}.$$

Удельный расход пара на турбину

$$d_o = \frac{D_o}{N_3} = \frac{3600}{\sum H_a \eta_{oi} \eta_m \eta_r}, \quad \text{кг/(кВт} \times \text{ч)}.$$

Это показатель эффективности работы пара в турбине и технического ее совершенства.

Σ обозначает суммирование теплоперепадов в частях (цилиндрах) турбины. Для современных турбоагрегатов с давлением 24 МПа, 540 °С

$d_o \approx 3$ кг/(кВт \times ч) (3,1–3,2), что позволяет приблизительно оценить расход пара на турбину по значению ее мощности N_3 . Для энергоблока 300 Мвт получим соответственно $D_o = 930$ – 960 т/ч, для энергоблока 800 Мвт $D_o = 2500$ – 2600 т/ч. d_o зависит от общего теплоперепада пара в турбине, а также от значений η_{oi} , η_m , η_r .

Для современных турбоагрегатов:

$\eta_{oi}^{вд}$	$\eta_{oi}^{нд}$	$\eta_{oi}^{нд}$	η_m	η_r	H_i , кДж/кг	d_o , $\frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$
0,82	0,9	0,84	0,99	0,985	1300	3,2
0,84	0,92	0,86	0,992	0,99	1350	3,1

Общий энергетический баланс конденсационной турбоустановки без учета внешних потерь теплоты характеризуется выражением

$$Q_{\text{ты}} = 3600 N_i + Q_{\text{к}},$$

$Q_{\text{ты}}$ и $Q_{\text{к}}$ — относится к часовому периоду. Часовой расход теплоты на одну турбоустановку с промежуточным перегревом пара

$$Q_{\text{ты}} = D_o(i_o - i_{пв}) + D_{пн}(i''_{пн} - i'_{пн}),$$

$D_{пн}$ — пропуск пара через промежуточный перегреватель; $i''_{пн}$ и $i'_{пн}$ — энтальпии пара после и до промежуточного перегрева, кДж/кг.

Для турбин небольшой мощности (100 Мвт и меньше без промежуточного перегрева пара)

$$Q_{\text{ты}} = D_o(i_o - i_{пв}).$$

Удельный расход теплоты, кДж/(кВт \times ч)

$$q_{\text{ты}} = \frac{Q_{\text{ты}}}{N_3} = \frac{D_o}{N_3}(i_o - i_{пв} + q_{пн})$$

или $q_{\text{ты}} = d_o(i_o - i_{пв} + q_{пн})$ — удельный расход теплоты.

$q_{пн} = i''_{пн} - i'_{пн}$ — теплота, сообщаемая пару при промперегреве ($D_{пн} = D_o$).

При паротурбинном приводе питательных рабочих насосов (энергоблоки 300 Мвт и больше) удельный расход теплоты брутто определяется с учетом эффективной мощности приводной турбины $N_e^{т.п.}$ из выражения

$$q_{\text{ты}} = Q_{\text{ты}} / (N_3 + N_e^{т.п.}).$$

Эффективная мощность приводной турбины

$$N_e^{т.п.} = D_{пн} H_i^{т.п.} \eta_m^{т.п.} / 3600.$$

Здесь расход пара, кг/ч, на приводную турбину

$$D_{т.п.} H_i^{т.п.} \eta_m^{т.п.} = D_{пн} H_{на} / \eta_n,$$

$H_i^{т.п.}$ — действительный перепад пара в приводной турбине;

$H_{на}$ — действительный перепад в питательном насосе;

$\eta_m^{т.п.}$ — ее механический КПД;

$D_{пн}$ — расход питательной воды через питательный насос;

η_n — КПД насоса, $\eta_n = \eta_{нв} \times \eta_{мн}$;

$\eta_{нв}$ — внутренний (гидравлический) КПД насоса;

$\eta_{н.м}$ — механический КПД насоса.

Подогрев воды в насосе

$$\tau_{пп} = H_{на}/\eta_{ни} = \tau_{на}/\eta_{ни}$$

$$\eta_{н} \approx 0,85; \eta_{ни} \approx 0,9; \eta_{н.м} \approx 0,95.$$

При значениях $\nu = 1,1 \text{ м}^3/\text{кг}$; $(p_{н} - p_{в}) = 30 \text{ МПа}$;

$$H_{н.а.} = 33 \text{ кДж/кг} \text{ и } \tau_{пп} = 33/0,9 = 37 \text{ кДж/кг.}$$

ν — средний удельный объем питательной воды.

Следовательно, необратимость сжатия в насосе повышает энтальпию воды в питательном насосе для реального цикла по сравнению с идеальным циклом тех же параметров.

Удельный расход теплоты на турбоустановку

$$q_{ты} = \frac{Q_{ты}}{N_3} = 3600 \frac{Q_{ты}}{3600 N_3} = \frac{3600}{\eta_{ты}^a}.$$

$$\eta_{ты}^a = \frac{3600}{q_{ты}}.$$

Если $\eta_{ты}^a = 0,48$, то $q_{ты} = 7500 \text{ кДж}/(\text{кВт} \times \text{ч})$.

В качестве гарантии тепловой экономичности турбоустановки заводы-изготовители турбин обычно указывают $q_{ты}$. Если Q_y измерять в тех же единицах, что и N_3 , то показатели $q_{ты}$ и $\eta_{ты}$ — величины обратимые:

$$\tilde{q}_{ты} = 1/\eta_{ты}^a \approx 2,1.$$

Удельный расход теплоты на станции (в топливе) с учетом КПД транспорта теплоты и парового котла:

$$q_c = Q_c/N_3 = q_{ты}/(\eta_{тр} \eta_{пк}) = 3600/\eta_c$$

$$\eta_{пк} = Q_{пк}/Q_c = 1 - 0,01 \sum_{i=2}^{i=6} q_i,$$

где $Q_{пк} = D_{пк}(i_{пе} - i_{пв} + q_{пп}^{пк})$, $Q_c = B \cdot Q_n^p$,

здесь $D_{пк} = D_o$, $i_{пе}$ — энтальпия пара на выходе из котла.

$q_{пп}^{пк} = i_{пп}^{пк} - i_{пп}^{о\text{пк}}$ — теплота промежуточного перегрева при параметрах этого пара на котле;

B — расход топлива.

Q_n^p — теплота сгорания топлива;

$i_{пп}^{о\text{пк}}$ и $i_{пп}^{пк}$ — определяется значениями температуры и давления пара до и после промежуточного перегрева пара в паровом котле; при этом

$$t_{пп}^{о\text{пк}} < t_{пп}; t_{пп}^{пк} > t_{пп}''; P_{пп}^{о\text{пк}} < P_{пп}';$$

$$P_{пп}^{пк} > P_{пп}''.$$

q_i — потери теплоты в котле, %;

$q_2 = 4-6\%$ — потеря с физической теплотой уходящих газов;

$q_3 + q_4 = 1-3\%$ (химическая и механическая неполнота сгорания топлива);

$q_5 = 0,12-0,5\%$ — потеря тепла рассеянием в окружающую среду;

$q_6 = 0,5\%$ — потеря с физической теплотой жидких шлаков (при жидком шлакоудалении).

Сумма потерь:

$$\sum_{i=2}^6 q_i = 6-10\%,$$

чему соответствует $\eta_{пк} = 94-90\%$.

Для крупных энергоблоков

$$\eta_{тр} = \frac{Q_{ты}}{Q_{пк}} = \frac{D_o(i_o - i_{пв} + q_{пп})}{D_{пк}(i_{пе} - i_{пв} + q_{пп}^{пк})} \text{ или}$$

$$\eta_{тр} \approx \frac{h_o - h_{пв} + q_{пп}}{h_{пе} - h_{пв} + q_{пп}^{пк}}$$

— без учета потерь свежего пара и воды при их транспортировке.

Определяется различием параметров пара и воды у турбины и у котла.

Давление пара у парового котла на 1-1,5 МПа выше, чем у турбины, а температура пара ~ на 5° выше у парового котла на выходе, чем перед турбиной, температура и энтальпия питательной воды на входе в паровой котел и на выходе из турбоустановки ~ одинаковы $h_{п.в}^{пк} = h_{п.в}$.

4. ТЭЦ И ИХ ТЕПЛОВАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ

4.1. Общие положения

Процесс производства электроэнергии на теплоэлектроцентралях характеризуется повышенной тепловой экономичностью и более высокими энергетическими показателями по сравнению с конденсационными электростанциями. Что же такое ТЭЦ? Это тип электрической станции, отпускающей как электрическую, так и тепловую энергию с паром и горячей водой.

В качестве основных агрегатов на ТЭЦ в настоящее время используются высокоэкономичные теплофикационные турбины Т-100–130 без промежуточного перегрева пара и блочные теплофикационные установки Т-250/300–240 с промежуточным перегревом пара. Созданы теплофикационные турбоустановки Т-175/210–130, установки с двумя регулируемыми отборами ПТ-80/100–130/13 и ПТ-135/165–130/15 и с противодавлением Р-100–130.

Т — конденсационные с теплофикационным отбором, регулируемым отбором пара;

ПТ — конденсационная с двумя регулируемыми отборами пара производственным и теплофикационным.

Энергетические показатели теплофикационных турбоустановок с противодавлением необходимо рассматривать, как правило, в сочетании с турбоустановками с конденсацией пара. Это обусловливается преобладанием потребления электрической энергии, что требует применения турбин с конденсацией пара. Чисто теплофикационными турбинами являются турбины с противодавлением (или с противодавлением и отборами пара), с полным использованием отработавшего тепла.

ТЭЦ с турбиной с регулируемым отбором и конденсацией пара типа Т (КО).

$$Q_c = Q_c^o + Q_c^T,$$

$$Q_{\text{ты}} = Q_{\text{ты}}^o + Q_{\text{ты}}^T.$$

Два вида КПД ТЭЦ:

1) по производству (и отпуску) электрической энергии

$$\eta_c^o = 3600N_e / Q_c^o,$$

$$\eta_{\text{ты}}^o = 3600N_e / Q_{\text{ты}}^o;$$

2) по производству и отпуску теплоты

$$\eta_c^T = Q_c^o / Q_c^T,$$

$$\eta_{\text{ты}}^T = \eta_T = Q_c^o / Q_T^T;$$

$Q_{\text{ты}}^T = Q_T^T$ — затрата теплоты на внешнего потребителя;

Q_c^o — отпуск теплоты потребителю;

$$\eta_T = 0,98-0,99$$

η_T — КПД отпуску теплоты (потери в сетевом подогреве паропровода)

$$Q_{\text{ты}} = 3600N_e + Q_T + Q_K$$

$$\eta_c^o = \eta_{\text{ты}}^o \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{пк}}$$

$$\eta_c^T = \eta_T \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{пк}}$$

4.2. Расходы пара и тепла на теплофикационные турбоустановки с противодавлением

Рассмотрим схему тепловой станции ТЭЦ с турбиной с противодавлением (рис. 4.1):

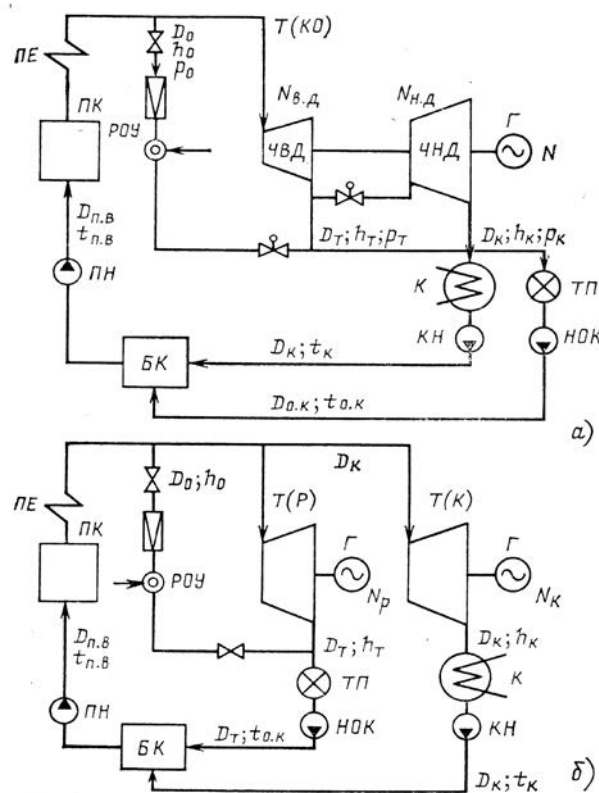


Рисунок 4.1 — Тепловые схемы простейших теплоэлектроцентралей

а — ТЭЦ с турбиной с регулируемым отбором и конденсацией пара типа Т (КО); б — ТЭЦ с турбиной с противодавлением типа Т (Р) и параллельно работающей конденсационной турбиной типа Т (К); ТП — тепловой потребитель; НОК — насос обратного конденсата от теплового потребителя; РОУ — редуционно-охладительная установка; БК — смеситель; Г — электрогенератор; ПК — паровой котел; ПЕ — пароперегреватель; К — конденсатор; КН — конденсационный насос; ПН — питательный насос

Пропуск пара через турбину с противодавлением определяется размером теплового

потребления. **Отпуск тепла** внешнему потребителю равен, кВт (кДж/ч),

$$Q_T^o = Q_T \cdot \eta_T = D_T (i_T - i_{ок}^B) \eta_T \quad (4.1)$$

где $Q_T = D_T (i_T - i_{ок}^B)$ — затраты тепла на внешнего потребителя, кВт (кДж/ч) (без учета потерь);

D_T — расход пара на внешнего потребителя, кг/с (кг/ч);

i_T — энтальпия отработавшего пара, используемого для внешнего потребителя, кДж/кг;

$i_{ок}^B$ — энтальпия «обратного» конденсата, возвращаемого внешним потребителям на ТЭЦ, кДж/кг;

η_T — КПД установки.

Выражение (1) составлено в предположении полного возврата конденсата потребителем на ТЭЦ, то есть $D_{ок} = D_T$, где $D_{ок}$ — количество обратного конденсата, кг/с (кг/ч); η_T — КПД установки для отпуска тепла (теплообменники, трубопроводы с арматурой) и численно равный 0,98–0,99.

Электрическая мощность турбоагрегата с противодавлением определяется пропуском пара через него D_T , связанного с расходом тепла Q_T зависимостью (4.1).

Запишем уравнение энергетического баланса турбоагрегата с противодавлением

$$N_э = D_T (i_o - i_{та}) \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_T, \quad (4.2)$$

где $N_э$ — электрическая мощность, кВт;

i_o — энтальпия перед турбиной, кДж/кг;

$i_{та}$ — энтальпия пара после турбины в адиабатном расширении, кДж/кг.

Из уравнения (4.2) определим возможный расход (пропуск) пара через турбину с противодавлением, кг/с

$$D_T = \frac{N_э}{(i_o - i_{та}) \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_T}.$$

Заменим в формуле (2) расход пара D_T расходом тепла на внешнего потребителя Q_T^o , тогда получим

Расход пара на внешнего потребителя D_T из уравнения (1) будет

$$D_T = \frac{Q_T^o}{(i_T - i_{ок}^B) \eta_T},$$

тогда получим

$$N_э = \frac{i_o - i_{та} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_T}{(i_T - i_{ок}^B)} \cdot Q_T^o \quad (3)$$

или

$$N_э = \frac{H_a}{q_T} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_T \cdot Q_T^o,$$

где H_a — адиабатное теплопадение пара в турбине, кДж/кг;

$q_T = i_T - i_{ок}^B$ — расход тепла на внешнего потребителя на единицу массы (1 кг) отработавшего пара, кДж/кг.

Так как ТЭЦ вырабатывает тепло и электроэнергию, то для оценки энергетического совершенства процесса выработки электроэнергии на ТЭЦ большое значение имеет относительная (удельная) выработка электрической мощности (электроэнергии) на тепловом потреблении $\bar{\mathcal{E}}$, с учетом уравнения (4.3)

$$\bar{\mathcal{E}} = \frac{N_э}{Q_T} = \frac{(i_o - i_{та}) \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_T \cdot Q_T}{(i_T - i_{ок}^B) \cdot Q_T} = \frac{H_a}{q_T} \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_T$$

$$\eta_{оэ} = \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_T.$$

Для часового промежутка времени

$$N_э = \frac{H_a \cdot \eta_{оэ} \cdot Q_T \cdot 10^6}{3600 q_T},$$

$$D_T = \frac{3600 N_э}{H_a \cdot \eta_{оэ}};$$

где Q_T — в ГДж/ч; D_T — кг/ч и $N_э$ — в кВт.

Удельная выработка электрической энергии на тепловом потреблении, кВт × ч/ГДж составит

$$\bar{\mathcal{E}} = \frac{N_э}{Q_T} = \frac{10^3 \cdot H_a}{3,6 \cdot q_T} \cdot \eta_{оэ}.$$

Численное значение $\bar{\mathcal{E}}$ находится в пределах 50–180 кВт × ч/ГДж, возрастая с повышением начальных параметров и энтальпии i_o и со снижением конечного давления пара в турбине энтальпии $i_{та}$.

Полный расход тепла на турбоустановку с противодавлением, кВт, если отпускаемый пар и его конденсат у потребителя не теряются

$$Q_{ТУ} = D_T (i_o - i_{ок}^B) \quad (\text{без учета потерь}).$$

Это тепло расходуется на выработку внутренней мощности турбины

$$N_i = D_T (i_o - i_T) = D_T (i_o - i_{та}) \cdot \eta_{oi}$$

и на внешнего потребителя в размере

$$Q_T = D_T (i_T - i_{ок}^B),$$

а именно

$$Q_{ТУ} = D_T (i_o - i_{та}) + D_T (i_T - i_{ок}^B) = N_i + Q_T.$$

Обычно тепловая нагрузка более устойчива, чем электрическая, поэтому П-турбины (противодавленческие) должны устанавливаться на станции параллельно с К-турбинами. В этом случае схема станции значительно усложняется.

4.3. Турбины конденсационные и регулируемым отбором пара (Т (КО)-турбины)

Турбины с конденсацией и регулируемым отбором являются универсальными и гибкими в эксплуатации. Они Т (КО-турбины), КО — конденсационная турбина с регулируемым отбором пара позволяют изменять электрическую мощность при неизменной тепловой и наоборот (рис. 4.3). При выключенном отборе развивают полную электрическую мощность.

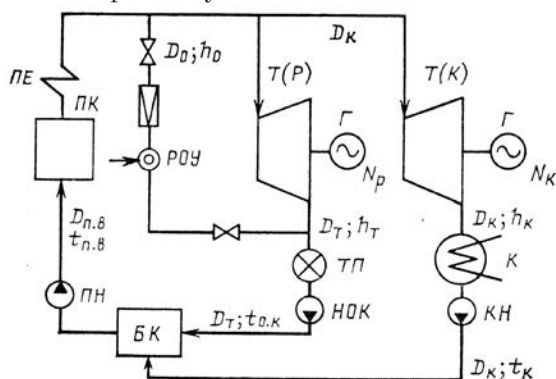


Рисунок 4.3 — Схема станции с Т (КО)-турбиной

РОУ — редукционно-охлаждающая установка; ТП — тепловой потребитель; НОК — насос обратного конденсата от потребителя; БК — бак конденсата

Рабочий процесс турбины характеризуется тем, что дросселирование происходит не только при впуске пара, но и в регулирующем устройстве (поворотной диафрагме, клапанах) отбора. При полном открытии этих устройств дросселирование составляет около 5–10%.

Расход пара на теплофикационную турбину Т (КО-турбина).

Расход определяют путем сравнения с расходом пара на конденсационную турбину с такими же параметрами.

$$D_{o(k)} = 3600N_{\text{э}} / (H_{ki} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\Gamma}).$$

При отборе из турбины в количестве Δ_t внутренняя мощность ее снижается на величину $D_t(i_t - i_k)$, где i_t и i_k — энтальпии пара в отборе и на входе в конденсатор турбины.

Для восстановления мощности турбины до первоначальной заданной $N_{\text{э}}$ необходимо увеличить расход свежего пара на турбину в количестве ΔD_o :

$$\Delta D_o(i_o - i_k) = \Delta N_{\text{э}} = D_t(i_t - i_k),$$

откуда
$$\Delta D_o = \frac{i_t - i_k}{i_o - i_k} D_t.$$

Следовательно, расход пара на турбину с отбором D_t и конденсацией пара равен

$$D_o = \frac{3600N_{\text{э}}}{H_{ki} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\Gamma}} + \frac{i_t - i_k}{i_o - i_k} D_t.$$

Вводя коэффициент недовыработки мощности паром отбора

$$y_t = (i_t - i_k) / (i_o - i_k)$$

расход пара на КО-турбину

$$D_o = D_{o(k)} + y_t D_t,$$

где y_t — характеризует долю недоработанного теплоперепада пара, идущего в отбор, он имеет и другой смысл:

$$y_t = (D_o - D_{o(k)}) / D_t,$$

то есть y_t определяет относительное увеличение расхода пара на турбину на единицу количества отбираемого пара.

$0 \leq y_t \leq 1$ при $i_t = i_k$ $y_t = 0$, то есть при отводе полностью отработавшего в турбине пара перед ее конденсатором, $y_t = 1$ при $i_t = i_o$, то есть при отводе свежего пара не работавшего в турбине.

Обычно $y_t = 0,3-0,7$, в среднем $y_t = 0,5$.

Если $D_t = 0$, то $D_o = D_{o(k)}$.

Вследствие выработки электрической энергии паром отбора пропуск пара в конденсатор турбины Δ_k по сравнению с расходом пара $\Delta_{o(k)}$ при конденсационном режиме с той же электрической мощностью уменьшается.

$$D_k = D_{o(k)} - (1 - y_t) D_t \quad \text{и} \quad \Delta D_k = D_{o(k)} - D_k = (1 - y_t) D_t.$$

Баланс мощностей в турбине с конденсацией пара и отбором выражается уравнениями двух видов:

$$N_{\text{э}} = N_{\text{вд}} + N_{\text{нд}} \quad N_{\text{э}} = N_t + N_k$$

$$N_{\text{вд}} = D_o(i_o - i_t)\eta_m \cdot \eta_{\Gamma} / 3600$$

$$N_{\text{нд}} = D_k(i_t - i_k)\eta_m \cdot \eta_{\Gamma} / 3600$$

$$N_k = D_k(i_o - i_k)\eta_m \cdot \eta_{\Gamma} / 3600$$

$$N_t = D_t(i_o - i_t)\eta_m \cdot \eta_{\Gamma} / 3600$$

$$(D_{\text{вд}} = D_o) \quad (D_{\text{нд}} = D_k)$$

Тепловой баланс теплофикационной турбины (без потерь в конденсаторе $Q_k = 0$) имеет вид: $Q_{\text{ты}} = 3600N_{\text{э}} + Q_t$

$$N_{\text{э}} = D_o(i_o - i_t)\eta_m \cdot \eta_{\Gamma} / 3600, \text{ так как } D_o \leq D_t.$$

Это свойство турбоагрегатов ограничивает их применение на ТЭЦ. Возможное уменьшение потребления пара D_t не позволяет

обеспечивать выработку необходимой электрической мощности, усложняет и удорожает установку.

$$q_T = 50-100 \text{ кВтч/ГДж}$$

$$Q_T = D_T(i_T - i_{ок})$$

$$N_э = \frac{Q_T(i_o - i_T)\eta_M \cdot \eta_r}{3600(i_T - i_{ок})} \cdot 10^6, \text{ ГДж/ч}$$

$i_{ок}$ — энтальпия обратного конденсата от потребителя.

Удельная выработка электрической энергии на теплового потребителя:

$$q_T = \frac{N_э}{Q_T} = \frac{i_o - i_T}{i_T - i_{ок}} \eta_M \cdot \eta_r$$

— отношение теплоперепада пара в турбине к теплоте отдаваемого отработанного пара внешнему потребителю.

4.4. Расход тепла на КО-турбине

Полный расход тепла на турбоустановку (без промперегрева) с конденсацией и отбором пара на внешнего потребителя

$$Q_{ту} = D_o(i_o - i_{пв}), \text{ кВт (кДж/ч)}$$

Расход питательной воды состоит из 2-х потоков: поток конденсата турбины D_k и обратного конденсата от внешнего потребителя $D_{ок}$, причем принято $D_{ок} = D_k$. Таким образом, энтальпия питательной воды определяется по уравнению смешения:

$$D_o \cdot i_{пв} = D_k \cdot i_k^B + D_T \cdot i_{ок}^B,$$

имея в виду, что $D_o = D_T + D_k$ получим:

$$Q_{ту} = N_i + Q_k + Q_T,$$

$$Q_{ту} = [D_o(i_o - i_T) + D_k(i_T - i_k)] + D_k(i_k - i_k^B) + D(i_T - i_{ок}^B)$$

N_i — внутренняя мощность, выработанная турбиной.

Это уравнение можно записать

$N_i = D_o(i_o - i_T) + D_k(i_T - i_k)$ — внутренняя мощность

потеря тепла в конденсаторе — Q_k

$$Q_k = D_k(i_k - i_k^B) = D_k \cdot q_k,$$

расход тепла на внешнего потребителя

$$Q_T = D_T(i_T - i_{ок}^B), \text{ где } q_T = i_T - i_{ок}^B,$$

q_T — удельный расход тепла на теплового потребителя.

Расход тепла на производство электрической энергии будет

$$Q_{ту}^э = Q_{ту} - Q_T = N_i + Q_k.$$

Для турбоустановки с противодавлением $Q_k = 0$ и, как частный случай $Q_{ту}^э = N_i$. При чисто конденсационном режиме, без отбора пара, при той же мощности и том же рабочем процессе расход тепла

$$Q_{ту}^о = N_i + Q_k^о,$$

где $Q_k^о$ — потеря тепла в конденсаторе при работе без отбора

$$Q_k^о = D_{ко}(i_k - i_k^B) = D_{ко} \cdot q_k,$$

где $q_k = i_k - i_k^B$.

Итак, расход тепла на теплофикационную турбоустановку составляется из внутренней мощности турбины, потери тепла в конденсаторе и затраты тепла на внешнего потребителя.

4.5. КПД ТЭЦ

В соответствии с распределением тепла ТЭЦ между электрической и тепловой энергией различают 2 вида КПД по производству электрической энергии и тепла.

КПД ТЭЦ по производству электрической энергии за единицу времени (сек)

$$\eta_{ту}^э = \frac{N_э}{Q_{ту}^э} = \frac{N_э}{Q_{ту} - Q_T},$$

где $Q_{ту}$ и Q_T — расход тепла турбоустановкой полный и на внешнего потребителя, кВт.

КПД по отпуску тепловой энергии равен КПД установки для отпуски тепла:

$$\eta_{ту}^T = \eta_T = \frac{Q_T^о}{Q_T},$$

где $Q_T^о$ и Q_T — отпуск тепла внешнему потребителю и затрата тепла на него турбоустановкой.

КПД парогенератора $\eta_{пр}$ и трубопроводов $\eta_{тр}$ не различаются для тепловой и электрической энергий.

С учетом этих КПД для процесса производства электрической энергии определим тепловую нагрузку ПГ

$$Q_{пр}^э = \frac{Q_{ту}^э}{\eta_{тр}}$$

расход тепла топлива на станции

$$Q_c^э = \frac{Q_{пр}^э}{\eta_{пр}}$$

КПД ТЭЦ по производству электрической энергии

$$\eta_c^э = \frac{N_э}{Q_c^э}$$

Преобразуя это выражение получим

$$\eta_c^a = \frac{N_a}{Q_{ty}^a} \cdot \frac{Q_{ty}^a}{Q_{пр}^a} \cdot \frac{Q_{пр}^a}{Q_c^a} = \eta_{ty}^a \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{пр}.$$

Для процесса производства тепловой энергии получаем:

Тепловая нагрузка парогенераторов, кВт

$$Q_{пр}^r = \frac{Q_{ty}^r}{\eta_{тр}}.$$

Расход тепла топлива на производство тепловой энергии будет определяться

$$Q_c^r = \frac{Q_{пр}^r}{\eta_{пр}}.$$

Соответственно КПД ТЭЦ по производству тепловой энергии

$$\eta_c^r = \frac{Q_{tr}^o}{Q_c^r}.$$

Преобразуя это выражение получим:

$$\eta_c^r = \frac{Q_{ок}^r}{Q_{ty}^r} \cdot \frac{Q_{ty}^r}{Q_{пр}^r} \cdot \frac{Q_{пр}^r}{Q_c^r} = \eta_r \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{пр},$$

η_r — КПД установки по отпуску тепла.

Для общей оценки работы ТЭЦ, а также для контроля правильности расчета баланса тепла иногда общий КПД ТЭЦ определяется так:

$$\eta_c = \frac{N_a + Q_k^o}{Q_c}$$

4.6. Удельный расход топлива на ТЭЦ

Общий расход топлива на ТЭЦ B , кг/с, определяется между электрической и тепловой энергией

$$B = B_a + B_r,$$

где B_a — расход топлива на производство электрической энергии, кг/с;

B_r — расход топлива на тепло, отпускаемое внешнему потребителю, кг/с.

Каждая из этих величин связана с соответствующим КПД, следующим из уравнения энергетического баланса.

Общий расход топлива B с полным КПД $\eta_c^{эТ}$

$$B \cdot Q_p^p \cdot \eta_c^{эТ} = N_a + Q_r^o.$$

Расход топлива на производство электрической энергии

$$B_a \cdot Q_p^h \cdot \eta_c^a = N_a.$$

Расход топлива на тепло

$$B_r \cdot Q_p^h \cdot \eta_c^r = Q_r^o.$$

Из уравнения часового энергетического баланса можно определить удельный расход условного топлива с теплотой сгорания 29,31 кДж/г на единицу производимой электрической энергии, г/кВт×ч.

$$b_a = \frac{B_a}{N_a} = \frac{3600}{Q_p^h \cdot \eta_c^a} = \frac{3600}{29,31 \cdot \eta_c^a} = \frac{123}{\eta_c^a}$$

для ТЭЦ $b_a = 145-300$ Г/кВт×ч.

Удельный расход условного топлива на единицу тепла для внешнего потребителя

$$b_r = \frac{B_r}{Q_r^o} = \frac{1}{Q_p^h \cdot \eta_c^r} \approx \frac{1}{29,31 \cdot \eta_c^r} = \frac{34,1}{\eta_c^r}$$

4.7. Сравнение тепловой экономичности ТЭЦ и раздельной установки

Сравнение двух энергетических установок разных типов должно проводиться при равном отпуске каждой из них электрической и тепловой энергии. Тепловую экономичность сравнивают по значению расхода топлива или тепла.

Тепловую экономичность ТЭЦ и раздельной установки можно сопоставить сравнением расхода пара на эти установки при отпуске тепла внешнему потребителю рис. 4.3 Изобразим схемы.

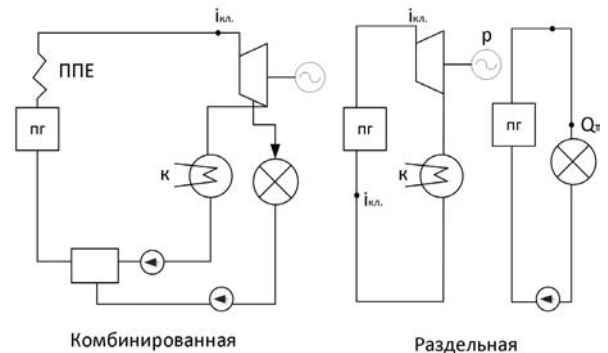


Рисунок 4.3 — Сравнение тепловой экономичности ТЭЦ и раздельной установок при отпуске электрической и тепловой энергии

При одинаковой N_a и отпуске тепла Q_r каждой установкой получим следующие расходы пара

$$D_o = D_{ко} + y_r D_r,$$

$$D_{py} = D_{ко} + D_r.$$

Следовательно, превышение расхода пара на раздельной установке по сравнению с ТЭЦ равно

$$\Delta D = D_{py} - D_o = (1 - y_r) D_r.$$

Таким образом, уменьшение общего расхода пара на ТЭЦ по сравнению с раздельной установкой равно уменьшению пропуска пара

в конденсатор теплофикационной турбины по сравнению с конденсационной.

Полный расход тепла, кВт, на теплофикационную установку в зависимости от N_3 и отпуса тепла Q_T можно определить

Полагая $D_{\text{ко}}(i_o - i_{\text{пв}}) = Q_{\text{ко}}$, выражая D_T через Q_T

$$D_T = \frac{Q_T}{i_T - i_{\text{ок}}^{\text{B}}},$$

где Q_T — расход тепла, кВт, на внешнего потребителя, запишем

$$Q_{\text{ту}} = Q_{\text{ко}} + y_T \frac{i_o - i_{\text{пв}}}{i_T - i_{\text{ок}}^{\text{B}}} Q_T$$

или
$$Q_{\text{ту}} = Q_{\text{ко}} + \zeta_T \cdot Q_T$$

$$\zeta_T = y_T \frac{i_o - i_{\text{пв}}}{i_T - i_{\text{ок}}^{\text{B}}}$$

где ζ_T называется коэффициентом ценности тепла пара отбора $0 < \zeta_T < 1$.

Так как $i_o - i_{\text{пв}} \approx i_T - i_{\text{ок}}^{\text{B}}$, то по численному значению $\zeta_T = y_T$ и для свежего пара $\zeta_T = 1$, а для отработавшего пара после турбины перед конденсатором $\zeta_T = 0$.

$$\zeta_T = \frac{Q_{\text{ту}} - Q_{\text{ко}}}{Q_T}$$

Из уравнения $Q_{\text{ту}} = Q_{\text{ко}} + \zeta_T Q_T$ следует что, то есть коэффициент ценности тепла пара отбора характеризует также относительное увеличение полного расхода тепла на теплофикационную турбоустановку

$$Q_{\text{ту}} = D_o(i_o - i_{\text{пв}}) = D_{\text{ко}}(i_o - i_{\text{пв}}) + y_T D_T(i_T - i_{\text{пк}}^{\text{B}}).$$

по сравнению с конденсационной на единицу тепла, отпускаемого внешнему потребителю.

$$Q_{\text{пу}} = Q_{\text{ко}} + Q_T.$$

Для отдельной установки расход тепла

Следовательно, перерасход тепла на отдельной установке, кВт, по сравнению с ТЭЦ составляет:

$$\Delta Q_{\text{пу}} = Q_{\text{пу}} - Q_{\text{ту}} = (1 - \zeta) Q_T,$$

то есть $Q_{\text{ку}} < Q_{\text{пу}}$.

Таким образом, экономия тепла обуславливается уменьшением потери тепла в конденсаторе турбины благодаря комбинированному производству обоих видов энергии.

Комбинированное производство электрической энергии и тепловой дает экономию в СНГ до 25 млн. т условного топлива в год.

5. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОНДЕНСАЦИОННОЙ АТОМНОЙ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СТАНЦИИ

5.1. Общие сведения

Атомные электростанции

Атомная энергетика родилась сравнительно недавно - в июне 1954 года в бывшем СССР начала действовать первая в мире атомная электростанция (АЭС) электрической мощностью 5 МВт. В 1956 году была пущена первая АЭС в Англии, а в 1957 году - первая АЭС в США.

Вещество, выделяющее энергию деления ядра атома, называют условно ядерным горючим (топливом). В настоящее время имеются два класса тепловых электростанций на органической и ядерном топливе. Ядерным горючим служит, большей частью, природный уран U-238, обогащенный ураном U-235, содержание которого в природе составляет 1%. Ядра урана U-235 обладают способностью самопроизвольного деления, сопровождающегося выделением «быстрых» нейтронов (скорость движения 10^4 км/с) и большого количества тепла. На АЭС применяют обычно замкнутый топливный цикл (в то время как на ТЭС - разомкнутый): - добыча и переработка урановой руды; - сложный и дорогой технологический процесс разделения изотопов U-238 и U-235 и изготовление тепловыделяющих элементов (ТВЭЛ) и топливных сборок на АЭС для использования в реакторах - возвращение отработавших сборок в специальных контейнерах на завод для переработки.

Устройством, в котором энергия деления ядра атома используется в виде тепловой энергии, называют ядерным реактором. В настоящее время на АЭС используют преимущественно реакторы на тепловых нейтронах. В этих реакторах первоначальную скорость нейтронов снижают, применяя замедлитель - обычная вода и тяжёлая вода D₂O, углерод C в виде графита и др.

Недостатком реакторов на быстрых нейтронах - является недостаточно полное использование (выгорание) ядерного топлива.

Количество тепла, выделяемого ядерным горючим в в реакторе очень велико и составляет $7,96 \cdot 10^{10}$ кДж на 1 кг U-235, т.е. примерно в 2,5 млн. раз выше, чем у органического топлива.

Рабочим телом на АЭС служит водяной пар, работающий в паровой турбине. На АЭС

с реакторами на тепловых нейтронах применяют перегретый пар, пока относительно невысокого давления в пределах до 10 МПа. На АЭС с реакторами на быстрых нейтронах возможно применение современных серийных турбин на перегретом паре с докритическим и сверхкритическим начальным давлением пара, а также возможно применение и газовых турбин, но они распространения не получили.

На атомных электростанциях необходимы массивные ограждения вокруг реакторов для поглощения различных излучений, в частности гамма-лучей (рентгеновское излучение). Такая защита называется биологической. Её выполняют из бетона толщиной 3-4,5 м или металла (стали, чугуна, свинца).

Тепловыделяющие элементы (ТВЭЛ)

Тепловыделяющие элементы (ТВЭЛ) состоят из урановых стержней в оболочках, охлаждаемых водой или газом, поддерживающим температуру стержней не выше допустимой: - у оболочки 300⁰С, в центре ТВЭЛ 2000⁰С. Включение в работу и выключение реактора, изменение его мощности осуществляется специальными регулирующими стержнями из вещества с большим сечением захвата нейтронов, вводимыми в каналы или выводимыми из них.

Водо-водяные реакторы производящие водяной пар, т.е. являющиеся одновременно ПГ, называются реакторами кипящего типа. Помещения с реакторами ограждаются бетоном толщиной до 2 м. Управление работой ведётся дистанционно со щитов управления. Всё оборудование и трубопроводы, через которые проходят реактивные вещества, выполняют строго герметичными.

5.2. Тепловые схемы АЭС

В зависимости от типа реактора и вида теплоносителя различают три типа основной технологической схемы АЭС: - по числу замкнутых контуров теплоносителя и рабочего тела: - одноконтурные; - двухконтурные и - трёхконтурные.

Одноконтурная схема

Одноконтурная схема связана применением кипящего реактора, производящего пар для работы в паровой турбине.

Такая схема наиболее проста и дешева. Недостаток: появляется усложнение работы

ядерного реактора на двухфазной пароводяной среде и работа турбины на радиоактивном паре (рис. 5.1). Тепловая схема простейшей одноконтурной АЭС с турбоустановкой на насыщенном водяном паре (рис. 5.2).

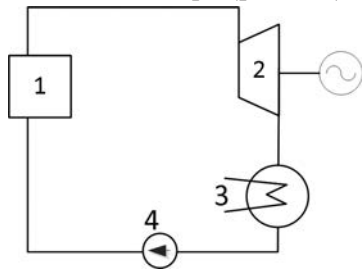


Рисунок 5.1 — Одноконтурная схема
1-ядерный реактор; 2-турбоагрегат; 3-конденсатор; 4-насос

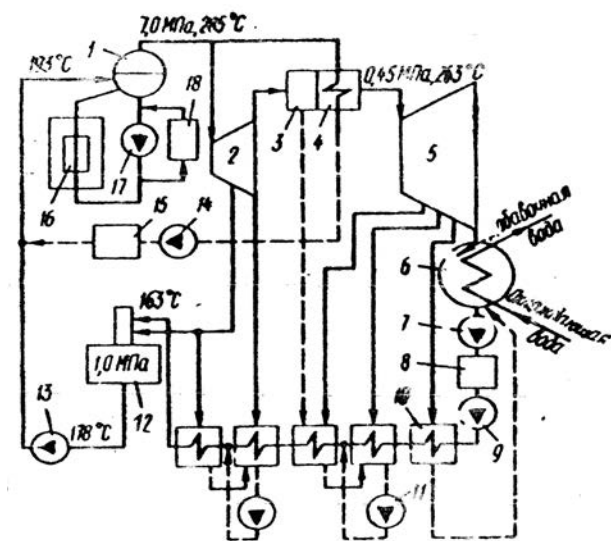


Рисунок 5.2 — Тепловая схема одноконтурной АЭС

1 — барабан сепаратор; 2 — цилиндр высокого давления турбины; 3 — промежуточный сепаратор; 4 — промежуточный пароперегреватель; 5 — цилиндр низкого давления турбины; 6 — конденсатор турбины; 7 — конденсатный насос первого подъема; 8 — конденсатоочистка; 9 — конденсаторный насос второго подъема; 10 — подогреватели низкого давления; 11 — сливные насосы; 12 — деаэрактор; 13 — питательный насос; 14 — насос закачки конденсата греющего пара промежуточного пароперегревателя; 15 — высокотемпературный механический фильтр; 16 — активная зона реактора; 17 — главный циркуляционный насос; 18 — очистная установка на реакторной воде; — — — основные потоки; - - - конденсаты греющих паров и сепарат

Двухконтурная схема

Теплоносителем в первом контуре, включающим ядерный реактор и другое оборудование, служат вода и газ, циркулирующие в этом контуре под давлением, создаваемым насосом. В парогенераторе поверхностного типа

теплоноситель, нагретый в ядерном реакторе, передаёт тепло воде, превращая её в пар, направляемый в турбину. Второй контур включает паровую турбину и конденсатор. В двухконтурной схеме парогенератор является промежуточным звеном, а ядерный реактор большей частью работает на однофазной среде-воде или газе, что повышает надёжность его действия. Турбина работает на чистом, практически нерадиоактивном паре. Эти схемы получили большое распространение (рис. 5.3). Схема простейшей двухконтурной АЭС с турбоустановкой на насыщенном водяном паре (рис. 5.4).

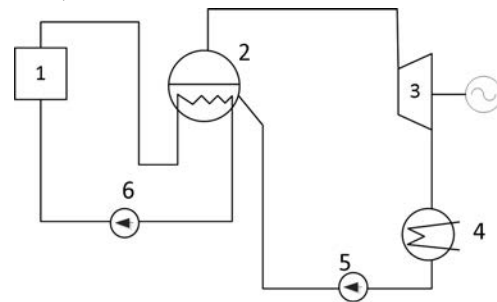


Рисунок 5.3 — Двухконтурная схема
1 — ядерный реактор; 2 — парогенератор; 3 — турбоагрегат; 4 — конденсатор; 5 — насос; 6 — циркуляционный насос первого контура.

Трёхконтурная схема

Эти схемы связаны с применением реакторов на быстрых нейтронах и жидких расплавленных металлов (калия, натрия или их сплава, свинца, висмута) в качестве теплоносителя (рис. 5.5).

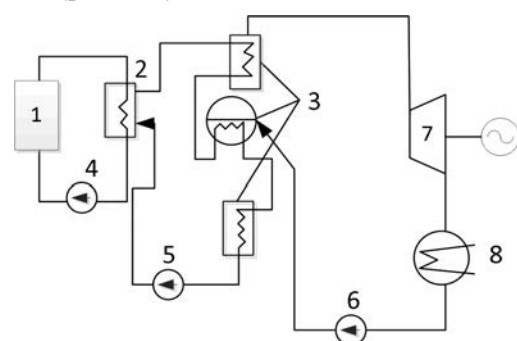


Рисунок 5.5 — Трёхконтурная схема
1 — ядерный реактор; 2 — промежуточный теплообменник; 3 — парогенератор; 4 — циркуляционный насос первого контура; 5 — циркуляционный насос промежуточного контура; 6 — насос; 7 — турбина; 8 — конденсатор.

В этом случае можно получить высокую температуру и давление рабочего тела — водяного пара и применять обычное паротурбинное оборудование большой мощности. Между первым и третьим контурами циркулирует

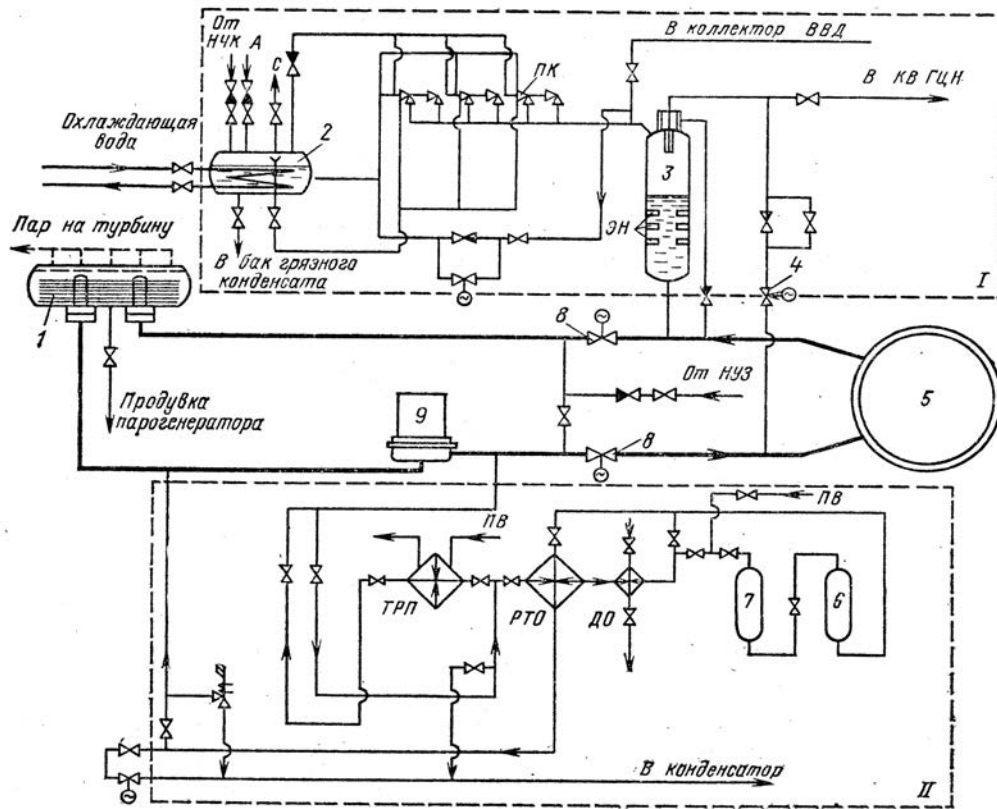


Рисунок 5.4 — Технологическая схема реакторной установки с водо-водяным реактором (применительно к ВВЭР-440).

1 — система поддержания давления в первом контуре; 11 — система непрерывной очистки и расхолаживания; 1 — парогенератор; 2 — барботер; 3 — компенсатор объема; 4 — регулирующий клапан; 5 — реактор; 6 — анионитовый фильтр; 7 — катионитовый фильтр; 8 — главная запорная задвижка; 9 — главный циркуляционный насос (ГЦН); ТРП — теплообменник расхолаживания и разогрева пеллет; ПВ — питательная вода; ИУЗ — насосы уплотнения главной запорной задвижки; КВ ГЦН — коллектор воздушников главного циркуляционного насоса; НЧК — насосы чистого конденсата, ВВД — воздушники высокого давления; РТО — регенеративный теплообменник продувки; ДО — доохладитель продувки; А — азот; С — сдвуха газов; ПК — предохранительные клапаны, ЭН — электронагреватели.

жидкий металл (второй- промежуточный контур), переносящий тепло из первого контура в третий — к водяному пару. Второй контур включается для снижения радиоактивности при передаче тепла водяному пару. В 1881–1985 годах на атомных и гидроэлектростанциях намечалось получать до 70% прироста электроэнергии.

5.3. Расчёт энергетических показателей АЭС

Для одноконтурной КПД брутто станции:

$$\eta_c = 3600 N_{\text{э}} / Q_p$$

Q_p — тепловая мощность реактора, кДж/г;

КПД нетто

$$\eta_c^{\text{н}} = 3600 N_{\text{э}} (1 - \bar{\varepsilon}_{\text{с.н}}) / Q_p =$$

$$= \eta_c \cdot (1 - \bar{\varepsilon}_{\text{с.н}}) \bar{\varepsilon}_{\text{с.н}} = 0,06 \div 0,07.$$

Потери теплоты в реакторной установке, включающей ЯР и обслуживающее его оборудование состоят: из потерь на продувку реактора, на охлаждение систем защиты реактора и на рассеивание теплоты.

КПД реакторной установки:

$$\eta_p = Q_{\text{н.п.}} / Q_p$$

$Q_{\text{н.п.}}$ — тепловая нагрузка реактора по пару.

Абсолютный электрический КПД турбоустановки и КПД транспорта теплоты (трубопроводов) определяется следующим выражением:

$$\eta_{\text{т.п.}}^{\text{а}} = 3600 N_{\text{э}} / Q_{\text{т.п.}} \quad \eta_{\text{т.п.}} = Q_{\text{т.п.}} / Q_{\text{н.п.}}$$

$$\eta_c = \frac{3600 N_{\text{э}}}{Q_p} = \frac{3600 N_{\text{э}}}{Q_{\text{т.п.}}} \cdot \frac{Q_{\text{т.п.}}}{Q_{\text{н.п.}}} \cdot \frac{Q_{\text{н.п.}}}{Q_p},$$

$$\eta_c = \eta_{\text{т.п.}}^{\text{а}} \cdot \eta_{\text{т.п.}} \cdot \eta_p.$$

На АЭС преимущественно используется сухой насыщенный пар средних параметров (6–8 МПа). КПД АЭС в большей мере, чем КЭС, зависит от абсолютного электрического КПД турбоустановки ($\eta_{\text{ты}}^a$) для турбин на насыщенном паре указанных параметров имеем

$$\eta_{\text{ты}}^a = 0,34 \div 0,35.$$

Принимая $\eta_p = 0,99$; $\eta_{\text{тр}} = 0,995$, получим $\eta_c = 0,33 \div 0,34$.

Для двухконтурной АЭС, включающей в качестве дополнительного элемента ПГ насыщенного или слабоперегретого пара, КПД брутто

$$\eta_c = 3600 N_{\text{э}} / Q_p = \eta_{\text{ты}}^a \cdot \eta_{\text{тр}}'' \cdot \eta_{\text{тр}}' \cdot \eta_{\text{пр}} \cdot \eta_p,$$

$$\eta_p = Q_I / Q_p -$$

КПД реакторной установки;

$$\eta_{\text{тр}}' = Q_I' / Q_I -$$

КПД трубопровода I-го контура;

$$\eta_{\text{пр}} = Q_{\text{н.т.}} / Q_I -$$

КПД парогенератора АЭС;

$$\eta_{\text{тр}}'' = Q_{\text{ты}} / Q_{\text{н.п.}} -$$

КПД трубопровода второго контура.

Количество теплоты Q_I передаваемое с водой, нагреваемой в реакторе, и Q_I' , поступающее с водой в ПГ АЭС, определяет потери и транспорт теплоты в контуре I, составляющие 0,5–1 %.

Потери теплоты в ПГ АЭС с продувкой — (1–1,5) %, теплообмен с окружающей средой — (0,1–0,2) %.

$$\text{Приняв } \eta_p = 0,99; \eta_{\text{тр}}' = 0,995; \eta_{\text{пр}} = 0,98;$$

$$\text{получим: } \eta_{\text{тр}}'' = 0,99; \eta_{\text{ты}}^a = 0,34$$

$$\eta_c = (0,34 \times 0,99 \times 0,98) \times 0,955 \times 0,99 = 0,325.$$

Удельный расход теплоты на турбоустановку:

$$q_{\text{ты}} = \frac{Q_{\text{ты}}}{N_{\text{э}}} = \frac{D_0}{N_{\text{э}}} (i_0 - i_{\text{нв}}) = d_0 (i_0 - i_{\text{нв}}) \quad \text{или}$$

$$q_{\text{ты}} = 3600 / \eta_{\text{ты}}^a$$

на АЭС:

$$q_c = Q_p / N_{\text{э}} = 3600 / \eta_c.$$

$$\text{Если } \eta_{\text{ты}}^a = 0,34 \text{ и } \eta_c = 0,325, q_{\text{ты}} = 10600 \text{ кДж/кВт} \times \text{ч},$$

$$q_c = 11100 \text{ кДж/(кВт} \times \text{ч)}.$$

Потребление ядерного топлива в реакторах АЭС имеет свою специфику, которую учитывают при расчете расхода топлива на АЭС.

Можно использовать удельных расход выгоревшего ядерного топлива g /(МВт \times ч)

$$b_{\text{я.т.}} = \frac{3600 \cdot 10^3}{Q_{\text{я.т.}} \eta_c} = \frac{3600 \cdot 10^3}{6,8 \cdot 10^{10} \eta_c} = \frac{0,054}{\eta_c},$$

$Q_{\text{я.т.}}$ — теплота, отделяющаяся при полном делении 1 кг ядерного топлива с учетом образования неделящихся изотопов.

Годовая потребность реактора в обогащенном ядерном топливе, т/год:

$$B_{\text{т}} = \frac{Q_p \cdot T_{\text{уст}}}{24K} = \frac{N_{\text{э}} \cdot T_{\text{уст}}}{24K \eta_c},$$

Q_p — тепловая мощность реактора, МВт;

K — средняя удельная энерговыработка (глубина выгорания) обогащенного ядерного топлива, $\frac{\text{МВт} \cdot \text{сут}}{\text{т}}$.

Для различных типов реакторов можно принимать

$$K = 28 \times 10^3 \text{ (ВВЭР-440);}$$

$$K = 40 \times 10^3 \text{ (ВВЭР-1000);}$$

$K = 100 \times 10^3$ (натриевые реакторы на быстрых нейтронах).

$T_{\text{уст}}$ — число часов использования установленной мощности АЭС ($T_{\text{уст}} = 6 \div 7$ тыс. ч./год).

6. НАЧАЛЬНЫЕ И КОНЕЧНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПАРА КЭС И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ

6.1. Начальные параметры

Под начальными параметрами пара понимают температуру и давление пара перед турбиной и соответствующие им параметры пара на выходе из парогенераторов. Паротурбинные электростанции на органическом топливе используют перегретый пар, состояние которого определяется температурой и давлением.

В свою очередь, давление пара однозначно определяет температуру насыщения. Таким образом, начальные параметры пара сводятся к двум температурам: перегретого и насыщенного пара.

Перегретый пар — пар, температура которого при данном давлении больше, чем температура кипения.

Насыщенный пар — пар, который находится в динамическом равновесии со всей жидкостью. Насыщенный пар бывает сухим и влажным.

Сухой насыщенный пар представляет собой пар не содержащий жидкости и имеющий температуру кипения при данном давлении.

На атомных электрических станциях с паровыми турбинами используется не только перегретый, но и насыщенный пар. В этом случае параметры характеризуются одной величиной — давлением (или температурой) пара.

Повышение начальных параметров, увеличивает располагаемое теплопадение, является одним из основных источников экономии топлива на электрической станции. Так, за прошедшие 50 лет начальное давление возросло с 1,5–2,0 МПа до 23,5–24,5 МПа, то есть в 12–16 раз. Начальная температура с 350 до 550 °С, то есть на 55–50%.

Рассмотрим влияние начальных параметров на тепловую экономичность термодинамических циклов в $T-S$ и $i-S$ диаграммах водяного пара.

Установим влияние начального давления P на величину теплового перепада рассмотрев рабочий процесс в $i-S$ -диаграмме рис. 6.1.

Теплоперепад возрастает с повышением начального давления. H_a — достигает максимума в точке, в которой касательная к пограничной кривой параллельная конечной изотерме (она же изобара), а затем уменьшается. Тогда КПД цикла Ренкина, по которому

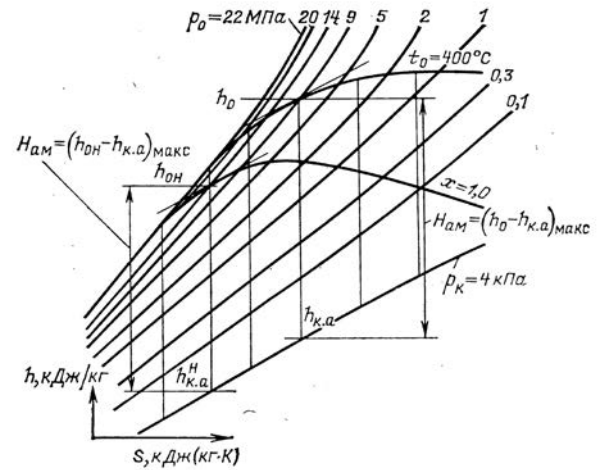


Рисунок 6.1 — Процесс работы пара в турбине при различных начальных параметрах.

H_a — располагаемый тепловой перепад в адекватном процессе, кДж/кг.

работает турбоустановка будет расти, так как H_a — увеличивается.

$$\eta_t = \frac{H_a}{Q_o}$$

Расчеты показывают, что максимум цикла Ренкина при $t = 350$ °С и 17 МПа (это оптимальные параметры для цикла с насыщенным паром).

6.2. Цикл с перегревом пара

Рассматривая цикл с перегретым паром можно отметить, что к обычному циклу добавляется цикл с более высокой температурой подвода тепла.

С повышением температуры пара при данном начальном и конечном давлении КПД цикла возрастает.

При промперегреве увеличивается теплоперепад (каждый килограмм пара срабатывает больший тепловой перепад).

$$H_i = (i_o - i''_{\text{min}}) + (i''_{\text{min}} - i_k) = (i_o - i_k) + (i'_{\text{min}} - i''_{\text{min}}) = q + \Delta q$$

Перепад без перегрева $H_i = i_o - i_k$, со вторичным перегревом то есть увеличивается тепловой период в турбине.

q — затрата тепла в ПГ;

Δq — затрата тепла на перегрев.

Как влияет промперегрев на расход пара: без промежуточного перегрева.

$$D = \frac{N_s}{H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_r};$$

с перегревом $D_{\text{min}} = \frac{N_s}{H_i^{\text{min}} \cdot \eta_m \cdot \eta_r}$

то есть $H_i^{III} > H_i$, то $D_{III} < D$, то есть уменьшается паропроизводительность котла и расход пара через турбину. Последнее важно для крупных турбин.

В диаграмме T-S промперегрев будет выглядеть так (рис. 6.2):

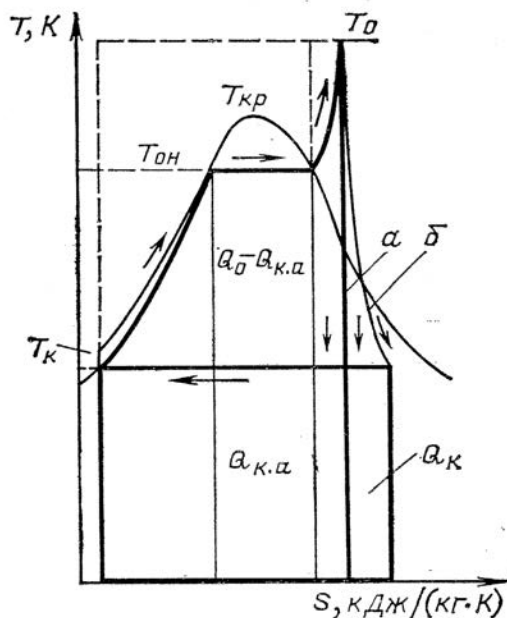


Рисунок 6.2 — Теоретический цикл с одноступенчатым промежуточным перегревом пара в T, S-диаграмме: $Q_{к,а}$ и $Q_{к,б}$ — соответственно потери теплоты в холодном источнике в основном и дополнительных циклах

В результате такого добавления получается сложный цикл с расходом тепла Q_0 , работой N , КПД $\eta_t = \frac{N}{Q_0}$, $\eta_t = \frac{N_0}{Q_0^0}$

состоящий из исходного цикла (с расходом тепла Q_0^0 , работой N_0 и КПД) и дополнительного цикла с расходом тепла Q_Δ , работой N_Δ и КПД η_Δ .

КПД такого сложного цикла перегретого пара будет

$$\eta_t = \frac{N}{Q_0} = \frac{N_0 + N_\Delta}{Q_0^0 + Q_\Delta} = \frac{N_0}{Q_0^0} \cdot \frac{1 + \frac{N_\Delta}{N_0}}{1 + \frac{Q_\Delta}{Q_0^0}}$$

Введем энергетический коэффициент дополнительного цикла $A = \frac{N_\Delta}{N_0}$,

имея ввиду, что $Q_\Delta = \frac{N_\Delta}{\eta_\Delta}$ и $Q_0^0 = \frac{N_0}{\eta_0}$, получим

$$\eta_t = \eta_0 \cdot \frac{1 + A_\Delta}{1 + A_\Delta \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}}$$

Относительное повышение КПД благодаря перегреву пара

$$\eta_t = \frac{\eta_t - \eta_0}{\eta_0} = \frac{1 - \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}}{\frac{1}{A_\Delta} + \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}}$$

Таким образом, изменение КПД цикла благодаря перегреву пара зависит от отношения КПД основного η_0 и дополнительного η_Δ циклов.

Нетрудно установить, что при усложнении цикла перегревом всегда $\eta_\Delta > \eta_0$, и следовательно, КПД цикла возрастает. Используя понятие эквивалентного цикла Карно, имеющего тот же КПД $\eta_{\text{экв}}^k$, что и рассматриваемый цикл, а именно $\eta_0^k = \eta_0$ или $\eta_\Delta^k = \eta_\Delta$,

и одинаковую с рассматриваемым циклом конечную температуру $T_k^k = T_k^0 = T_k^\Delta$. Начальные температуры соответствующих составляющих цикла равны при этом

$$T_0^k = \frac{T_k}{1 - \eta_0} \quad \text{и} \quad T_\Delta^k = \frac{T_k}{1 - \eta_\Delta}$$

Видно, что большему КПД соответствует начальная температура эквивалентного цикла Карно T^k и больше температуре T^k больший КПД η^k .

Таким образом, дополнительный перегрев свежего пара всегда повышает КПД цикла. С повышением температуры пара при данном начальном и конечном давлении КПД цикла возрастает.

Перегретый пар можно получить:

1. $P_0 = \text{const}$, $t - \text{var}$ — изменяется.

При увеличении температуры располагаемый тепловой перепад увеличивается (i -S-диаграмма). Влажность пара на последних ступенях турбины уменьшается.

С увеличением температуры увеличиваются объемы пара, уменьшается плотность, уменьшаются потери трения, увеличивается высота лопаток, уменьшаются относительные потери, из-за перетечек пара через зазоры турбинной ступени, снижается конечная влажность пара. В связи с этим при повышении температуры значение η_{oi} возрастает.

2. $t = \text{const}$, P_0 , изменяется.

С повышением давления тепловой перепад увеличивается, но в меньшей степени, чем при повышении температуры, увеличивается влажность пара в конце расширения.

Наибольшая энергетическая эффективность достигается при одновременном повышении температуры и давления. Начальные параметры влияют на внутренний КПД турбины η_{oi} .

С повышением давления: плотность пара возрастает, уменьшается его удельный объем и высота лопаток, возрастают потери из-за протечек через зазоры в турбинной ступени, увеличивается конечная влажность пара, η_{oi} — уменьшается.

В действительном процессе работы пара в турбине конечная влажность пара не должна превышать 12%, так как влажность вызывает эрозию лопаток. КПД последних ступеней, работающих на влажном паре, оценивается 1% на каждый дополнительный процент влажности пара.

6.3. Сопряженные параметры пара

Парные значения начальной температуры и начального давления, соответствующие заданной конечной влажности пара в турбине, называют сопряженными начальными параметрами (рис. 6.3).

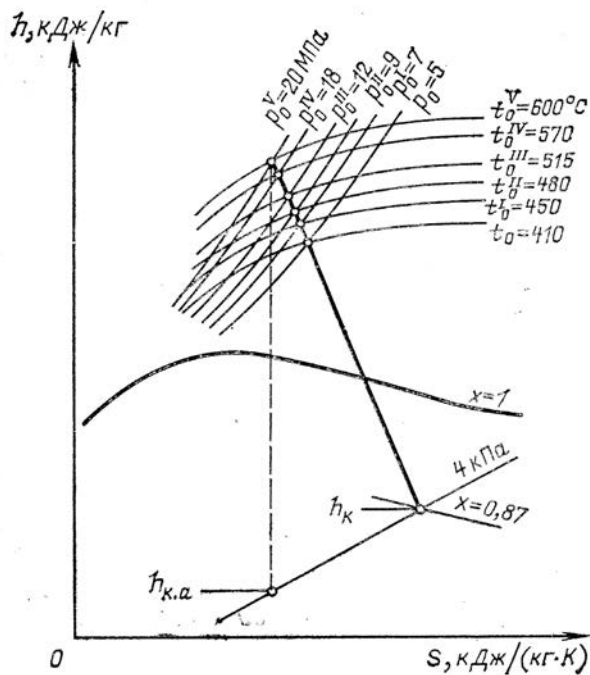


Рисунок 6.3 — Процесс работы в турбине пара с сопряженными начальными параметрами

Таблица сопряженных параметров, отвечающих влажности 13% и $\eta_{oi} = 0,85$

$t_0, ^\circ\text{C}$	$P_0, \text{МПа}$
600	20,0
570	18,0
515	12,0
480	9,0
450	7,0
410	5,0

«Сопряженные» параметры пара располагаются в i - S диаграмме на одной общей линии

рабочего процесса пара в турбине, приводящей к заданной конечной влажности пара.

Итак, из таблицы сопряженных параметров видно, что температуре 550 °C соответствует сопряженное значение начального давления около 15 МПа. В СНГ и за рубежом при $t = 550$ °C широко применяется давление пара около 16,0 и 24,0 МПа без превышения конечной влажности. Это достигается применением промежуточного перегрева пара.

6.4. Параметры промежуточного перегрева пара

На современных электрических станциях на органическом топливе применяют, как правило, газовый промежуточный перегрев пара. При этом можно получить высокую температуру пара, близкую к начальной и выбрать оптимальное, достаточно высокое давление промежуточного перегрева (рис. 6.4). На электрических станциях СНГ промежуточный перегреватель размещают обычно в области температур дымовых газов 600–700 °C. Температура промперегрева выбирается обычно примерно равной начальной температуре свежего пара.

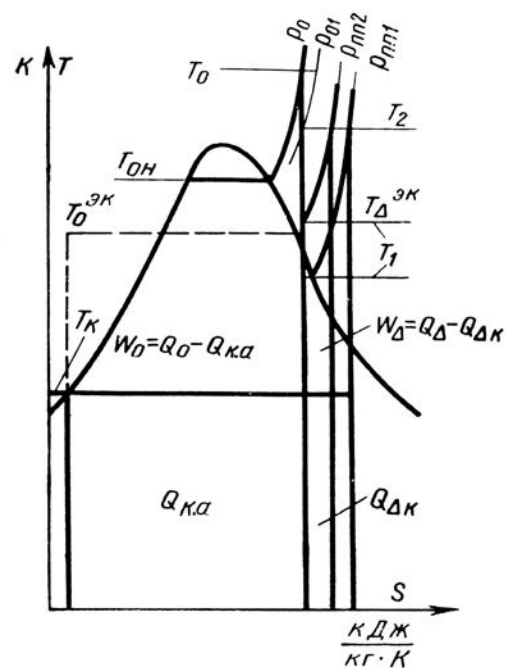


Рисунок 6.4 — Теоретический цикл с одноступенчатым промежуточным перегревом пара в T, S -диаграмме: $Q_{ка}$ и $Q_{Дк}$ — соответственно потери теплоты в холодном источнике в основном и дополнительных циклах

Недостатки: наличие протяженных трубопроводов промперегрева, энергетическая

потеря в них, усложнение парогенераторов. Большая емкость паропроводов промежуточного перегрева и перегревателя вызывает опасность разгона турбоагрегата при сбросе нагрузки и требует применения специальных защитных устройств (применяют защитно-отсечные клапаны, из которых пар из системы промперегрева через РОУ отводится в конденсатор). Газовый перегреватель усложняет схему регулирования ПГ в виду необходимости дополнительно регулировать температуру пара после промперегрева (рис. 6.5).

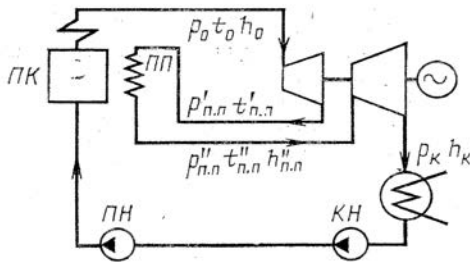


Рисунок 6.5 – Схема простейшей конденсационной электростанции с газовым промежуточным перегревом пара

6.5. Паровой перегрев свежим паром или из отбора

Достоинства: нет трубопроводов большой протяженности. Паровой перегрев можно выполнить, используя для этого некоторую часть свежего пара или пара из отбора турбины. Этот перегрев приводит к повышению КПД турбоустановки на 2–3% в связи с уменьшением конечной влажности.

Недостатки: малая экономия топлива и удорожание оборудования, прежде всего парогенератора. Применяется перегрев свежим паром или из отбора в основном на атомных станциях с турбинами насыщенного пара с целью ограничения влажности в ступенях турбин (рис. 6.6).

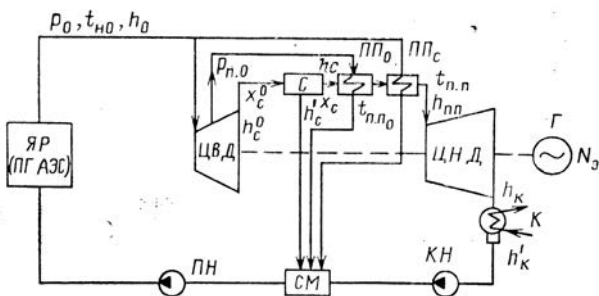


Рисунок 6.6 – Простейшая схема турбоустановки насыщенного водяного пара с сепаратором влаги и промежуточным перегревом отборным и свежим паром

3. Схема с промежуточным теплоносителем (натрий, калий, щелочные металлы).

Эти схемы не удовлетворяют требованиям надежности и безопасности. Необходимы 2-е системы теплообменников, что удорожает установку. Применяют в 1-м и 2-м контурах атомных станций с реакторами на быстрых нейтронах.

6.6. Экономическая эффективность вторичного перегрева пара. Цикл Ренкина с промперегревом

Такой цикл является сложным, состоящим из исходного цикла без промперегрева, с подводом тепла Q_o , совершаемой работой N_o , и КПД η_o и из дополнительного цикла соответствующего промежуточному перегреву пара с подводом тепла Q_Δ , работой N_Δ и КПД η_Δ .

КПД сложного цикла с промперегревом напишем в виде

$$\eta_{\text{итп}} = \frac{N_o + N_\Delta}{Q_o + Q_\Delta}.$$

Введем энергетический коэффициент

$$A_\Delta = \frac{N_\Delta}{N_o}$$

и произведя преобразования получим:

$$\eta_{\text{итп}} = \eta_o \cdot \frac{1 + A_\Delta}{1 + A_o \frac{\eta_o}{\eta_\Delta}}$$

– общий КПД цикла с промперегревом.

Относительное изменение КПД из-за промежуточного перегрева равно:

$$\Delta \eta_{\text{итп}} = \frac{\eta_{\text{итп}} - \eta_o}{\eta_o} = \frac{1 - \frac{\eta_o}{\eta_\Delta}}{\frac{1}{A_\Delta} + \frac{\eta_o}{\eta_\Delta}}$$

Следовательно, КПД цикла с промперегревом может быть выше, равен и ниже КПД исходного цикла без промперегрева, а именно:

$$\eta_{\text{итп}} > \eta_o, \text{ если } \eta_\Delta > \eta_o, T_{\Delta}^{\text{экр}} > T_o^{\text{экр}}$$

$$\eta_{\text{итп}} = \eta_o, \text{ если } \eta_\Delta = \eta_o, P_{\text{итп}} = P_o, Q_\Delta = 0, N_\Delta = 0$$

$$\eta_{\text{итп}} < \eta_o, \text{ если } \eta_\Delta < \eta_o, P_{\text{итп}} = P_k, N_\Delta = 0, Q_\Delta = Q_{\Delta k}$$

Или рассмотрим таким образом:

при $P_{\text{итп}} = P_k, N_\Delta = 0, Q_\Delta = Q_{\Delta k}$
(так как $Q_\Delta = N_\Delta + Q_{\Delta k}$) и $\eta_\Delta = 0$ таким образом

$$\eta_{\text{итп}} = \frac{N_o}{Q_o + Q_\Delta} < \eta_o = \frac{N_o}{Q_o}.$$

При низких давлениях промперегрев пара не повышает, а понижает КПД, если $P_{\text{итп}} = P_o$

или $P_{\text{пт}} = P_{oi}$, то дополнительный цикл и промежуточный перегрев отпадает

$$Q_{\Delta} = 0; N_{\Delta} = 0, \text{ и } \eta_{\text{пт}} = \eta_o.$$

Значения оптимального давления при промперегреве зависят от начальных параметров пара температуры ПП

$$P_{\text{пт}} = (0,15 \div 0,20) P_o.$$

6.7. Влияние конечных параметров на экономичность установки

Факторы, влияющие на определение оптимального вакуума: характеристика ЦНД турбины, конденсатора, системы водоснабжения.

Значение вакуума зависит от климатических и метеорологических факторов: температуры охлаждающей воды, температуры и влажности воздуха в системах с испарительным охлаждением воды, их сезонного изменения (рис. 6.7). Значительно влияет на выбор экономичности вакуума также характеристики нагрузки электростанции, использование ее мощности в течение года.

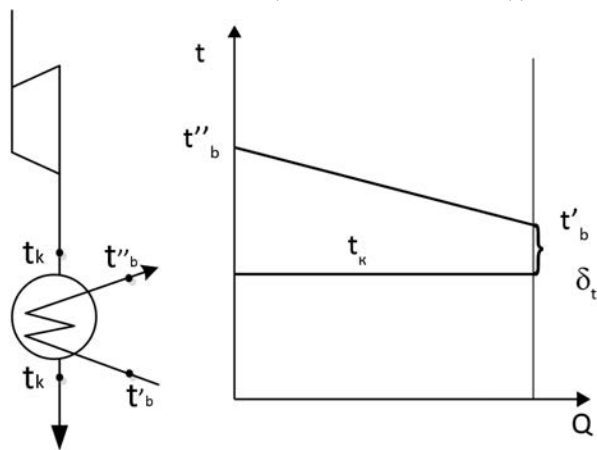


Рисунок 6.7 — Влияние конечных параметров на экономичность установки
 δt — температурный напор

При углублении вакуума увеличивается теплорезерв в турбине и ее мощность, но одновременно растет удельный объем отработавшего пара, выходное сечение турбины (патрубок) и ее стоимость.

Конденсация отработанного пара производится водой из водоема, вода при этом подогревается.

$$\Delta t_b = t''_b - t'_b \text{ — подогрев воды.}$$

Если считать, что $t'_b = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta t_b = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $t''_b = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, а $\delta t = 3 \div 6 \text{ }^\circ\text{C}$, то температура конденсации $t_k = 36 \text{ }^\circ\text{C}$, что способствует $P_k = 0,003 \div 0,005 \text{ МПа}$. Возможности снижения конечной температуры пара практически исчерпаны. Для того, чтобы снизить t_k необходимо снизить температуру t_{py} воды охлаждающей t'_b

(зависит от времени года: надо пропускать больше воды) и δt — температурного напора (надо строить конденсаторы с большой поверхностью нагрева).

6.8. Повышение экономичности паротурбинных установок надстройками высоких параметров

В связи с ростом энергетических нагрузок может оказаться целесообразным увеличить мощность отдельных находящихся здесь электростанций.

Возможности расширения зависят от располагаемого места, условий водо- и топливоснабжения, требований чистоты воздушного бассейна и др. Новые агрегаты отражают технический прогресс и их мощность и начальные параметры обычно больше и выше.

Возможны два вида расширения действующих электрических станций.

1. Установкой новых конденсационных турбин, с более высокими параметрами, то есть в виде так называемой «пристройки» (рис 6.8 а).

2. Установки турбин высоких начальных параметров с противодавлением, несколько превышающим (на величину потери при транспорте пара) начальное давление пара турбин действующих электростанций, то есть в виде так называемой «надстройки» высоких параметров пара (рис. 6.8 б).

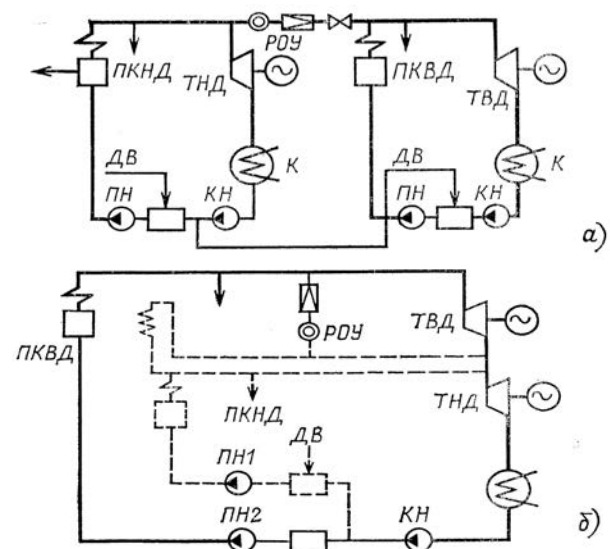


Рисунок 6.8— Схема надстройки действующих электростанций установками высоких параметров пара

Надстройка осуществляется при необходимости одновременного расширения электрической станции и улучшения ее энергетических показателей. Надстройка является полной,

если через новые турбины с противодавлением, так называемые «предвключенные» турбины, проходит весь пар, требуемый прежними конденсационными турбинами и частичной, если через новые турбины проходит лишь часть пара, требуемого прежним турбинам.

При полной надстройке прежние ПГ устаревшей конструкции и технически изношенные демонтируют или часть их оставляют в резерве. При частичной надстройке часть прежних ПГ остается в работе. В обоих случаях полной и частичной надстройки предвключенные турбины снабжаются паром из новых ПГ высоких параметров, с более высоким КПД, чем ранее установленные.

Температура отработавшего пара предвключенных турбин должна быть равна начальной температуре прежних турбин или ниже ее. В первом случае начальные параметры пара предвключенных турбин являются «сопряженными» по отношению с первоначальными, располагаясь на общей линии процесса расширения пара в турбинах, выше первоначальных параметров пара. При этом промперегрев не требуется. Если новые начальные параметры не обеспечивают должной температуры, возможен промежуточный перегрев пара после предвключенных турбин, перед прежними.

Энергетическая особенность надстроек рис. 6.8 б — получение дополнительной работы в предвключенных турбинах без дополнительных потерь тепла в холодном источнике. Действительно «пристройки» рис. 6.8 а — это новые конденсаторы у новых турбин и дополнительные потери в холодном источнике: в случае надстроек потери тепла в холодном источнике не возрастают, ограничиваясь потерями в конденсаторах прежних турбин. Таким образом, надстройки можно рассматривать как «внутреннюю теплофикацию», с выработкой электрической энергии и использованием отработавшего тепла предвключенных турбин для совершения дальнейшей работы в конденсационных турбинах.

6.9. Расход пара и тепла на предвключенную турбину

Так как пар предвключенной турбины используется дальше, можно сделать вывод, что расход тепла Q_n на надстройку теоретически эквивалентен электрической ее мощности N_n , то есть $Q_n = N_n$, следовательно, КПД после надстройки равен:

$$\eta_c^n = \frac{N_o + N_n}{Q_o + N_n} = \frac{N_o}{Q_o} \cdot \frac{1 + \frac{N_n}{N_o}}{1 + \frac{N_n}{Q_o}}$$

при этом расход тепла на прежние турбины Q_o обеспечивается предвключенными турбинами целиком при полной надстройке и частично прежними парогенераторами при частичной надстройке.

Введем энергетический коэффициент и КПД прежней установки

$$A_n = \frac{N_n}{N_o}; \quad \eta_o = \frac{N_o}{Q_o},$$

теоретический КПД надстройки

$$\eta_n = \frac{N_n}{Q_n} = \frac{N_n}{N_n} = 1.$$

Тогда после преобразования КПД электрической станции с надстройкой

$$\eta_c^n = \eta_o \cdot \frac{1 + A_n}{1 + A_n \cdot \eta_o}.$$

Относительное повышение КПД электрической станции благодаря надстройке равно:

$$\Delta \eta_c^n = \frac{\eta_c^n - \eta_o}{\eta_o} = \frac{1 - \eta_o}{\frac{1}{A_n} + \eta_o}.$$

В реальных условиях с учетом потерь

$$\eta_n = \eta_m \times \eta_t \times \eta_{тр} \times \eta_{пр} \approx 0,87 \div 0,9.$$

Расход тепла

$$Q_n = \frac{N_n}{\eta_n} \approx (1,10 \div 1,13) N_n.$$

Надстройки требуют установки новой мощности парогенераторов в среднем в 1,5–2 раза больше, чем в случае перестройки, так как при надстройке (полной) вся мощность должна быть обеспечена новыми парогенераторами.

Надстройка может осуществляться как на конденсационных станциях, так и на ТЭЦ, однако надстройка не увеличивает тепловой нагрузки ТЭЦ.

КПД пристройки

$$\eta_c^n = \frac{N_o + N_n}{Q_o + Q_n} = \frac{N_o}{Q_o} \cdot \frac{1 + \frac{N_n}{N_o}}{1 + \frac{Q_n}{Q_o}}; \quad A_n = \frac{N_n}{N_o}$$

$$\eta_o = \frac{N_o}{Q_o}; \quad \eta_i^n = \frac{N_n}{Q_n}.$$

Преобразовав получим относительное повышение КПД пристройки

$$\Delta \eta_c^n = \frac{\eta_c^n - \eta_o}{\eta_o} = \frac{1 - \eta_o}{\frac{1}{A_n} + \frac{\eta_o}{\eta_i^n}}.$$

Если принять, что КПД станции до пристройки $\eta_o = 0,30$, расширяют станцию пристройкой той же мощности $N_o = N_n$ с $\eta_n = 0,40$, то

$$\Delta\eta_c^n = \frac{1 - 0,3/0,4}{1 + 0,3/0,4} = \frac{0,25}{1,75} \approx 0,143.$$

Для надстройки

$$N_n = 0,5N_o \text{ и } A_n = 0,5 \eta_n = 0,30$$

получим

$$\Delta\eta_c^n = \frac{1 - 0,3}{2 + 0,30} = \frac{0,70}{2,30} \approx 0,30.$$

То есть относительное повышение КПД благодаря надстройке при меньшей дополнительной мощности, чем у пристройки, вдвое выше, чем в случае пристройки. В этом проявляется отсутствие дополнительных потерь в холодном источнике.

7. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

7.1. Общие положения

Регенеративным подогревом питательной воды парогенераторов электрических станций называют подогрев ее паром, проработавшим в турбине. На КЭС для этого используется пар из отборов турбины, специально выполненный для регенеративного подогрева конденсата и питательной воды.

То есть тепло отработавшего пара регенеративных отборов турбины не теряется в конденсаторе турбины с охлаждающей водой, а сохраняется на электрической станции, передаваясь конденсату или питательной воде. Это как бы восстанавливается, регенерируется.

Тепловая экономичность и энергетическая эффективность регенеративного подогрева воды определяется уменьшением потери тепла в конденсаторе турбины (по сравнению с конденсационной электрической станцией без регенеративного подогрева воды) вследствие отбора части пара для указанного подогрева. Следовательно, к. п. д. паротурбинной электрической станции благодаря регенерации возрастает.

Подогревать питательную воду (до наивысшей возможной температуры) можно и свежим паром, отводимым, например, из линии между парогенератором и турбиной. Однако, такой подогрев без совершения работы в турбине греющим паром не уменьшает пропуска пара в конденсатор турбины, не снижает потери тепла в холодном источнике и, следовательно, не является регенеративным, не может повысить к. п. д. процесса производства электрической энергии на станции.

Производство электрической энергии на электростанции с регенеративным подогревом питательной воды происходит в результате усложнения простейшего цикла Ренкина (рис. 7.1), на основе так называемого регенеративного цикла, который в диаграмме TS можно изобразить так:

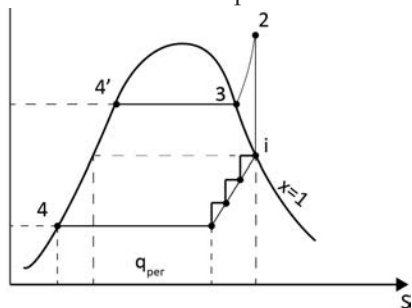


Рисунок 7.1 — Схема цикла Ренкина на основе регенеративного подогрева

Осуществляя ступенчатый подогрев воды за счет ступенчатого отбора тепла пара в процессе его расширения для участка насыщенного пара и увеличивая число отборов пара до бесконечности (предельно регенеративный цикл), мы приходим до пунктирной линии, которая будет эквидистантна линии 44' — нагрева питательной воды, то есть реализуем идею регенеративного цикла Карно.

Изобразим этот предельный регенеративный цикл в TS диаграмме (рис. 7.2).

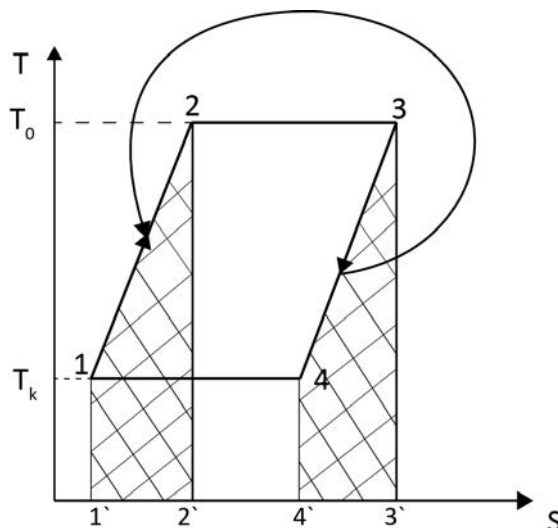


Рисунок 7.2 — TS диаграмма регенеративного цикла

В температурном интервале $T_0 T_k$ наибольшим к. п. д. будет обладать цикл (любой), состоящий из двух изотерм 2–3 и 4–1 и двух других процессов 3–4 и 1–2, линии которых эквидистантны. Для этого необходимо, чтобы во время протекания процесса 3–4 теплота передавалась не нижнему источнику, а при помощи специального теплообменника (регенератора) рабочему телу в процессе его нагрева 1–2. Причем $T_0 = \text{const}; T_k = \text{const}$.

Исходя из этого можно записать, что

$$\eta_{\text{Ренкин}} = \frac{q_0 - q_k}{q_0} = \frac{T_0(S_3 - S_2) - T_k(S_4 - S_1)}{T_0(S_3 - S_2)},$$

но так как кривые эквидистантны, следовательно и $(S_3 - S_2) = (S_4 - S_1)$, тогда

$$\eta_{\text{регенерат}} = \frac{T_0 - T_k}{T_0} = 1 - \frac{T_k}{T_0} = \eta_{\text{Карно}}.$$

При 8–9 подогревателях экономия топлива 14–16%.

Для водяного пара цикл 1234 — называется предельным регенеративным циклом. Такой цикл может быть получен, если

питательная вода будет находиться в контакте с паром, расширяющимся в турбине и забирать у него тепло (рис. 7.3).

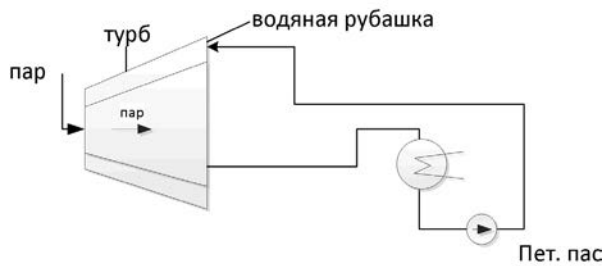


Рисунок 7.3

Это принцип ДВС с водяным охлаждением. Конструктивно это выполнить сложно, турбин таких нет.

Практически регенеративный подогрев осуществляется отбором части пара и подогрева воды в специальных подогревателях.

На электрических станциях применяют преимущественно поверхностные подогреватели, в которых тепло от греющего пара передается нагреваемой воде через металлическую стенку поверхности нагрева подогревателя.

Применяют, кроме того, смешивающие или контактные подогреватели, в которых тепло пара передается нагреваемой воде непосредственным соприкосновением. В смешивающих подогревателях возможен нагрев воды до температуры насыщения.

7.2. Одноступенчатый и многоступенчатый регенеративный подогрев воды

Мы отмечали, что регенеративный подогрев питательной воды повышает к. п. д. турбоустановки. Одноступенчатый подогрев может выполняться подогревом пара из регенеративного отбора высокого давления (близкого к давлению свежего пара или чрезмерно низкого — это дает незначительное повышение к. п. д.). Можно подогревать и свежим паром. В этом случае температура подогрева наивысшая, но работа греющего пара в турбине равна нулю, а следовательно подогрев не является регенеративным.

Одноступенчатый регенеративный подогрев воды дает повышение к. п. д. турбоустановки на 5–7% в зависимости от начальных параметров. Последующие отборы на подогрев дают дополнительное повышение к. п. д., но меньшей величины.

Рассмотрим зависимость относительного повышения к. п. д. турбоустановки $\Delta\eta_r$ температуры регенеративного подогрева воды $t_{пв}$ при разном числе ступеней подогрева (рис. 7.4).

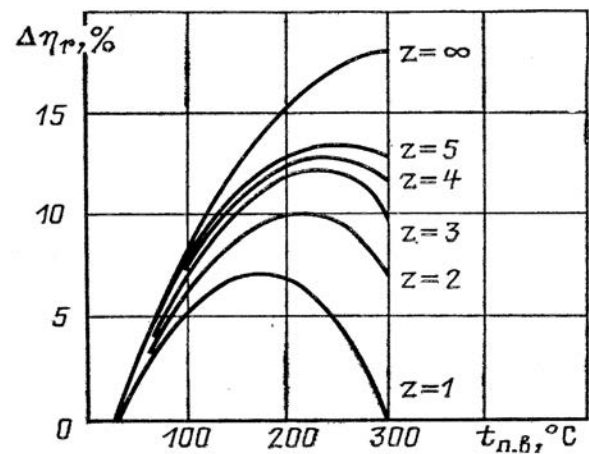


Рисунок 7.4 — Зависимость относительного повышения КПД турбоустановки $\Delta\eta_r$ от подогрева питательной воды и числа отборов турбины: $\Delta\eta_r = (\eta_r - \eta_0)/\eta_0$

Реально экономия тепла достигается

- при 3-х отборах 9%
- при 5-и — « — 12,5%
- при 10 — « — 10–15%

Число отборов зависит от начального давления P_0 и мощности N_0 турбины. При $P = 3,0 \div 4,0$ МПа — 3 отбора.

Число ступеней регенеративного подогрева на крупных конденсационных энергоблоках достигает — 7–9.

Итак: При регенеративном отборе пара его количество в турбине уменьшается. В конденсатор поступает меньшее количество пара, что уменьшает потери тепла в нем. Экономия тепла при регенеративном подогреве зависит:

- от температуры питательной воды;
- от давления в отборах;
- от числа отборов пара.

7.3. Схемы регенеративного подогрева воды

Схема регенеративного подогрева воды включает парогенератор, турбину с конденсатором, регенеративные подогреватели, линии греющего пара, конденсата турбины, питательной воды, конденсата греющего пара: питательные, конденсатные, дренажные насосы.

По типу регенеративных подогревателей различают схемы со смешивающими (контактными), поверхностными подогревателями и с комбинацией подогревателей обоих типов.

Типы схем с поверхностными подогревателями зависят от способа отвода конденсата греющего пара (дренажа). Дренаж из поверхностного подогревателя может отводиться самотеком (каскадно) в подогреватель более низкого давления или дренажным насосом в линию главного конденсата. В комбинированных схемах со смешивающими и поверхностными подогревателями дренаж из последних отводится в смешивающий подогреватель более низкого давления.

7.4. Схема регенеративного подогрева воды в поверхностных и смешивающих подогревателях

Дренажным насосом конденсат откачивается в главную линию конденсата после подогревателя, где сливается с основным потоком. «Укрупненный узел» каждой подогревательной установки состоит из подогревателя и смесителя. Подогрев в этом узле равен сумме подогревов в подогревателе и смесителе. При одинаковом подогреве в этой схеме пропуск пара в конденсатор больше, чем со смешивающими подогревателями, к. п. д. турбоустановки ниже.

Схему с одними смешивающими подогревателями встречаются на некоторых

7.5. Схема отвода дренажа

Дренаж из ПВД отводится каскадно вплоть до смешивающего подогревателя. Из ПНД дренажи сливаются как каскадно, так и посредством дренажных насосов.

Дренажи греющего пара откачиваются дренажным насосом в линию главного конденсата.

Дренажный насос позволяет направить дренаж в линию после деаэрата. Недостаток этих схем — наличие дренажных насосов, которые должны работать на горячей воде.

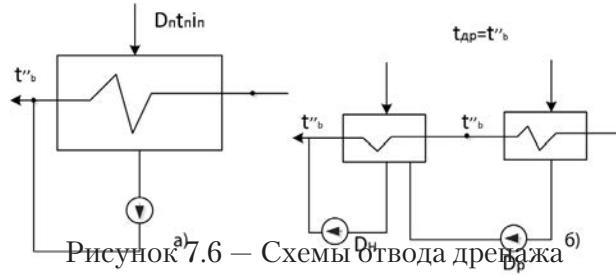


Рисунок 7.6 — Схемы отвода дренажа
а - дренажная; б - каскадная

7.6. Каскадная схема

Конденсатоотводчик служит для забора воды, он открывается только тогда, когда набирается вода до определенного уровня.

В системах с поверхностными подогрева-

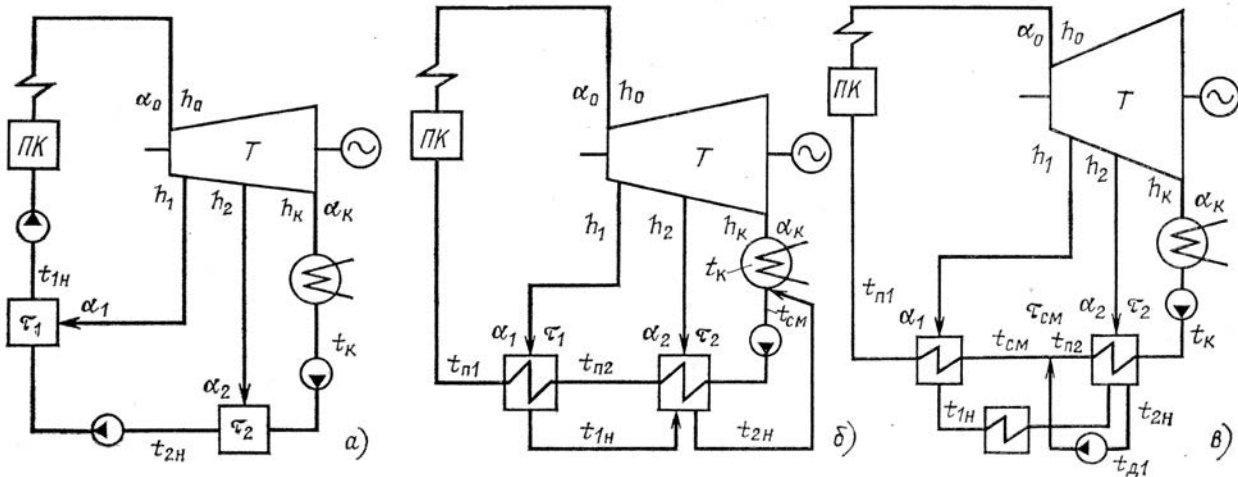


Рисунок 7.5— Схемы включения подогревателей

а — две ступени включения смешивающих подогревателей; б — два смежных поверхностных подогревателя с каскадным дренажем; в — то же с охладителями дренажа и смесителем между подогревателями сливом

электрических станциях (США и др). Их применяют редко из-за большого числа насосов, перекачивающих горячую питательную воду, и необходимости, при отказе от таких насосов, размещать подогреватели на большой высоте для перетока воды без насосов (рис. 7.5).

телями можно обойтись одним насосом, установленным до подогревателей. Но тогда всему оборудованию придется работать при высоком (давлении, развиваемом питательным насосом), поэтому в схемах применяется 2 насоса.

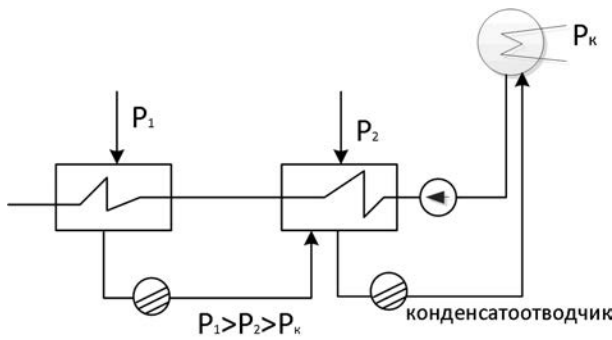


Рисунок 7.7 — Каскадная схема

7.7. Особенности смешивающих подогревателей

1. Возможен подогрев воды до температуры насыщения и энтальпии конденсата греющего пара.

2. Давление греющего пара равно давлению подогреваемой воды.

7.9. Методика расчета схемы регенеративного подогрева

Методику расчета схемы регенеративного подогрева рассмотрим на примере схемы смешанного типа. Целью расчета регенеративной схемы электрической станции является обычно определение количества пара, отбираемого на подогреватели, расхода пара на турбину и пропуска пара в ее конденсатор при заданной электрической мощности.

Отборы пара на подогреватели α_p , выражают в долях расхода свежего пара на турбину.

Поверхностные регенеративные подогреватели, включенные до питательного насоса — называются подогревателями низкого давления, после питательного насоса — подогревателями высокого давления. Подогреватель смешивающего типа называется деаэратором и включается он (деаэратор) между ПВД и ПНД. Из ПВД дренаж отводится каскадно вплоть до смешивающего подогревателя (); из ПНД дренаж сливается как каскадно, так и посредством дренажных насосов.

Обычно в схемах электрических станций 3-ПВД и 4÷5 ПНД.

Расчет регенеративных схем следует начинать с ПВД.

7.10. Экономически выгодная температура питательной воды

В основу выбора наиболее выгодной температуры регенеративного подогрева питательной воды должно быть положено не только получение наибольшей тепловой экономичности,

но и должны приниматься во внимание технико-экономические соображения, учитывающие стоимость оборудования регенеративной системы, стоимость топлива, а также к.п.д. и стоимость котлоагрегата в связи с влиянием $t_{пв}$ на температуру газов, уходящих из котельного агрегата.

С повышением температуры регенеративного подогрева питательной воды в пределах, обеспечивающих уменьшение расхода топлива на электрических станциях, удешевляется также пылеприготовление, топливное и зольное хозяйство, газоочистные устройства, уменьшается расход энергии на вспомогательные механизмы этих установок, удешевляются дымовые трубы.

Экономически наиболее выгодную температуру питательной воды надо выбирать совместно с выбором числа регенеративных отборов турбины.

Выбирать температуру подогрева питательной воды рекомендуется исходя из типоразмеров паровой турбины и температуры насыщения пара t_n при соответствующем давлении в котлоагрегате:

$$t_{пв} = (0,65 \div 0,75) t_n.$$

В большинстве случаев расчета регенеративного подогрева питательной воды принимают метод равномерного подогрева.

Рассмотрим расчет нарисовав схему (рис. 7.9):

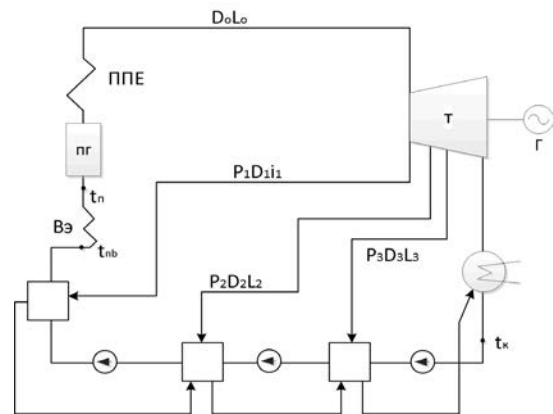


Рисунок 7.8 — Схема для расчета регенеративного подогрева воды

t_n — температура начальная

$$t_n - t_k = (z + 1)\Delta t,$$

Δt — температура подогрева в любом подогревателе

$$\Delta t = \frac{t_n - t_k}{z + 1}.$$

Расчеты показали целесообразность равномерного подогрева воды от t_k до t_n в Z-регенеративных подогревателях + экономайзер. Тогда

$$t_{\text{пв}}^{\text{опт}} = t_n - z \cdot \Delta t = t_k + z \cdot \Delta t.$$

Этот метод позволяет очень просто вычислить основные параметры регенеративного подогрева, в том числе давления в отборах.

Регенерация вносит существенные изменения в производительность и стоимость основного и вспомогательного оборудования.

1) Так как экономится тепло, то уменьшается стоимость топливоподачи, приготовления (топлива) и тягодутьевых устройств.

2) Уменьшается стоимость конденсатора и системы технического водоснабжения.

С другой стороны, усложняется и удорожается турбина. Появляются дополнительные подогреватели и насосы и т.д. Все это приводит к необходимости выполнения наряду с теплоэнергетическими расчетами также технико-экономических.

Экономически наивыгоднейшая температура питательной воды $t_{\text{пв}}^{\text{эк}}$

№№ пп	P_0 , МПа	t_0 , °С	$t_{\text{пв}}^{\text{эк}}$, °С
1	3,5	400–435	150
2	10,0	510	215
3	17,0	550	240
4	25,0	550/550	275

Отборы на регенерацию делают нерегулируемыми (в отличие от теплофикационных). Это приводит к тому, что давление пара в отборах зависит от нагрузки турбины, то есть температура воды по тракту и $t_{\text{пв}}$ зависит от нагрузки блока.

7.11. Типы регенеративных подогревателей и схемы их включения

1. поверхностные
2. смешивающие

На электрических станциях применяются преимущественно поверхностные подогреватели (рис. 7.9).

Количество отбираемого на регенерацию из турбины пара определяется из уравнений теплового баланса регенеративных подогревателей и зависит от расхода воды через регенеративный подогреватель и параметров пара и воды до и после подогревателя.

Уравнение теплового баланса поверхностного подогревателя составляется

по принципу: тепло, кВт, передаваемое греющим паром, равно теплу, получаемому нагреваемой водой. В простейшем случае, когда греющей средой служит пар регенеративного отбора и тепло других источников не подводится и не учитывается потеря от рассеяния тепла.

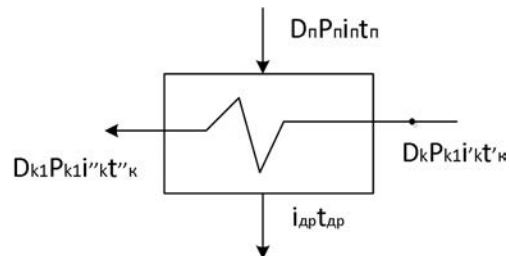


Рисунок 7.9 – Регенеративный подогрев в поверхностных подогревателях.

$$D_n \cdot i_n + D_k \cdot i'_k = (D_n + D_k) \cdot i'_k \eta_n, \text{ кВт.}$$

Особенности:

1. Из-за термического сопротивления стенки подогрев воды в поверхностном подогревателе не возможен до температуры насыщения, то есть $t'_k < t_{\text{др}}$.

2. При одинаковом подогреве воды в сравнении со смешивающим подогревателем

$$\eta_{\text{поверх. под.}} < \eta_{\text{смешив.}}$$

3. Давление подогреваемой среды P_k должно быть выше P_n греющей среды. $P_k > P_n$ из условия нескипания воды.

Так как в поверхностных подогревателях пропуск пара в конденсатор больше, чем в смешивающих, из-за температурного напора (недогрева), это обуславливает необходимость повышения давления пара в отборах для получения одинакового подогрева воды. По конструкции — поверхностные подогреватели более просты, но они требуют применения насосов.

7.12. Уравнение теплового баланса смешивающего подогревателя

Уравнение теплового баланса смешивающего подогревателя составляется по принципу: сумма потоков тепла, подводимых к подогревателю, равна теплу потоков (большей частью — одного общего потока), отводимых из подогревателя (рис. 7.10).

$$D_n \cdot i_n + D_k \cdot i'_k = (D_n + D_k) \cdot i''_k \eta_n, \text{ кВт.}$$

Обычно искомой величиной является.

Особенности смешивающих подогревателей:

1. Возможен подогрев до температуры насыщения и энтальпии греющего пара $t_n = t'_k$.

2. Давление греющего пара равно давлению подогреваемой воды $P_k = P_{II}$.

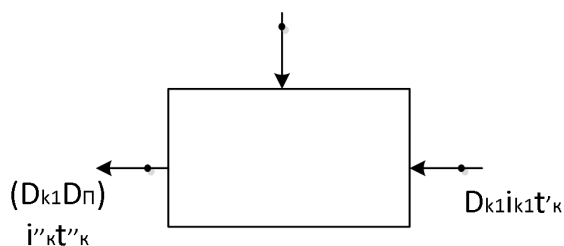


Рисунок 7.10 — Схема к расчёту теплового подогревателя смешивающего типа

7.12. КПД турбоустановки

с регенеративным подогревом воды

Абсолютный внутренний к. п. д. η_i турбоустановки с регенеративным подогревом воды можно представить так:

$$\eta_i = \frac{Q_0 - Q_k}{Q_0} = 1 - \frac{Q_k}{Q_0}. \quad (1)$$

Это уравнение определяет к. п. д. турбоустановки с учетом работы турбины и питательного насоса (возврат тепла в нем).

При регенеративном подогреве воды, без промежуточного перегрева пара, на 1 кг свежего пара и питательной воды расход тепла на турбоустановку, кДж/кг

$$Q_0 = i_0 - i_{пв}, \quad (2)$$

где i_0 и $i_{пв}$ — энтальпии свежего пара и питательной воды, кДж/кг;

Потерю в конденсаторе при наличии регенеративных отборов пара из турбины, кДж/кг, можно представить в виде

$$Q_k = \alpha_k (i_k - i'_k) = \alpha_k q_k, \quad (3)$$

где $\alpha_k = 1 - \sum \alpha_r$ — доля пропуска пара в конденсатор;

$\sum \alpha_r$ — суммарная доля регенеративных отборов из турбины;

$q_k = i_k - i'_k$ — тепло, теряемое в конденсаторе; i_k и i'_k — энтальпии пара, поступающего в конденсатор, и воды (конденсата), отводимой из конденсатора, кДж/кг.

Таким образом, при регенеративном подогреве воды

$$\eta_{r_i} = 1 - \frac{\alpha_k q_k}{Q_0}. \quad (4)$$

Это выражение является основным для анализа схем регенеративного подогрева и их оптимизации.

Но из выражения η_{r_i} непосредственно не вытекает повышение к. п. д., так как величины

Q_0 и $Q_k = \alpha_k q_k$ — при регенеративном подогреве уменьшаются одновременно.

Поэтому запишем к. п. д. турбоустановки с регенеративным подогревом питательной воды в другом виде (второй), основанном на условном разделении (расщеплении) общего потока пара на составляющие потоки регенеративных отборов и «сквозного» пропуска пара в конденсатор, позволяющих оценить эффективность регенерации.

При этом к. п. д. запишем в виде:

$$\eta_{r_i} = \frac{\alpha_k H_k + \sum \alpha_r h_r}{\alpha_k q_{0к} + \sum \alpha_r h_r}, \quad (5)$$

где H_k и h_r — теплопадение соответственно конденсационного потока пара и пара регенеративных отборов, кДж/кг;

$q_{0к}$ — расход тепла на конденсационный поток, кДж/кг.

При отсутствии промежуточного перегрева пара

$$H_k = i_0 - i_k; h_r = i_0 - i_r,$$

где i_r — энтальпия пара отбора;

$q_{0к} = i_0 - i'_k$ — расход тепла на конденсатный поток;

i'_k — энтальпия воды (конденсата), отводимой из конденсатора, кДж/кг.

Очевидно, числитель в выражении (5) означает работу пара в турбине с регенеративными отборами.

Покажем, что знаменатель этого выражения равен расходу тепла на турбоустановку $Q_0 = i_0 - i_{пв}$.

Действительно, энтальпия питательной воды

$$i_{пв} = \alpha_k \cdot i'_k + \sum \alpha_r i_r,$$

кроме того, $\alpha_k + \sum \alpha_r = 1$; поэтому

$$\begin{aligned} Q_0 = i_0 - i_{пв} &= (\alpha_k + \sum \alpha_r) i_0 - \alpha_k i'_k - \sum \alpha_r i_r = \\ &= \alpha_k (i_0 - i'_k) + \sum \alpha_r (i_0 - i_r) \quad \text{или} \\ Q_0 &= \alpha_k q_{0к} + \sum \alpha_r h_r, \end{aligned} \quad (6)$$

что и требовалось доказать.

Преобразуем выражение (5) так:

$$\eta_{r_i} = \frac{H_k}{q_{0к}} \cdot \frac{1 + \frac{\sum \alpha_r \cdot h_r}{\alpha_k \cdot H_k}}{1 + \frac{\sum \alpha_r \cdot h_r}{\alpha_k \cdot q_{0к}} \cdot \frac{\alpha_k \cdot H_k}{\alpha_k \cdot H_k}}, \quad (7)$$

то есть в числителе и знаменателе вынесем за скобки соответственно

$$\frac{\alpha_k \cdot H_k}{\alpha_k \cdot q_{0к}} \cdot \frac{(1 + \dots)}{1 + \dots}$$

в знаменателе слагаемое помножим и разделим на $\alpha_k \cdot H_k$, тогда получим (7).

Рассмотрим это выражение (7) и преобразуем его.

$$\frac{H_k}{q_{0k}} = \eta_{k_i} -$$

абсолютный к.п.д. турбоустановки без регенерации;

$$\frac{\sum \alpha_r \cdot h_r}{\alpha_k \cdot H_k} = A_r -$$

энергетический коэффициент регенеративного процесса.

Тогда

$$\eta_{r_i} = \eta_{k_i} \frac{1 + A_r}{1 + A_r \eta_{k_i}} \quad (8)$$

или

$$\eta_{r_i} = \eta_{k_i} \cdot R;$$

$$R = \frac{1 + A_r}{1 + A_r \eta_{k_i}} > 1,$$

так как $\eta_{k_i} < 1$.

Из выражения (8) следует, что регенеративный подогрев воды всегда повышает к.п.д. конденсационной установки, вследствие сокращения потери тепла в конденсаторе турбины и благодаря выработке энергии паром регенеративных отборов без потери тепла в конденсаторе турбины.

Относительное повышение к.п.д. благодаря регенерации

$$\Delta \eta_{r_i} = \frac{\eta_{r_i} - \eta_{k_i}}{\eta_{k_i}} = \frac{\eta_{r_i}}{\eta_{k_i}} - 1 = R - 1, \quad (9)$$

с учетом R — выражение будет иметь вид:

$$\Delta \eta_{r_i} = \frac{A_r (1 - \eta_{k_i})}{1 + A_r \cdot \eta_{k_i}} = \frac{1 - \eta_{k_i}}{\frac{1}{A_r} + \eta_{k_i}}. \quad (10)$$

Из этого выражения вытекает, что величина $\Delta \eta_{r_i} > 0$, то есть всегда положительная.

Расход пара D_0 на турбину с отбором D_r

$$D_0 = D_{0(k)} + y_r D_r$$

$$D_r = \alpha_k D_0.$$

8. ПОТЕРИ ПАРА И КОНДЕНСАТА И ИХ ВОСПОЛНЕНИЕ

8.1. Потери пара и конденсата

Потери пара и конденсата электрических станциях разделяются на внутренние и внешние.

К внутренним относятся потери от утечки пара и конденсата в системе оборудования и трубопроводов самой электростанции, а также потери продувочной воды ПГ.

Потери от утечки пара и воды на электрических станциях обуславливаются неплотностью фланцевых соединений трубопроводов, предохранительных клапанов ПГ, турбин, потерей дренажа оборудования, трубопроводов и аппаратуры, безвозвратным расходом на технические нужды (паровая обдувка ПГ, расход пара на разогрев мазута, на мазутные паровые форсунки и т. д.). Потери пара и конденсата обуславливают соответствующую потерю тепла, ухудшение тепловой экономичности и снижение к. п. д. станции.

Потери пара и конденсата восполняют (возмещают) добавочной водой. Для этого применяют специальные устройства, обеспечивающие питание ПГ водой необходимого качества.

Потери от утечки распределены по всему тракту. Наиболее вероятны они из мест с наиболее высокими параметрами среды. Условие сосредоточения потерь от утечек в линии свежего пара упрощает расчет тепловых схем.

К внутренним потерям воды относится непрерывная продувка воды из барабанных ПГ, ограничивающая концентрацию солей, щелочей, кремниевой кислоты и др. примесей в воде ПГ величиной, обеспечивающей надежную их работу и требуемую чистоту производимого ими пара.

Непрерывная продувка ПГ находится в пределах:

при восполнении потерь обессоленной водой или дистиллятом испарителей 0,3–0,5 %, химически очищенной водой 0,5–3,0 %, в отдельных неблагоприятных случаях на ТЭЦ до 5 %.

Снижения продувки и повышения чистоты пара достигают улучшением качества питательной воды, уменьшением потерь пара и конденсата и количества добавочной воды, применением ступенчатого испарения воды в барабанных ПГ.

Потери продувочной воды и ее тепла уменьшают применяя устройства для использования непрерывной продувки ПГ состоящее из расширителей (сепараторов) и охладителей продувочной воды возле расширителей.

Для прямооточных котлов вода должна быть особенно чистой, так как часть солей, растворимых в воде, вместе с паром выносятся в паровой тракт и откладывается в проточной части турбины, снижая ее к. п. д. и надежность. К внутренним потерям относятся потери конденсата при неустановившемся режиме работы оборудования, при растопке и остановке ПГ, прогреве и продувке паропроводов, пуске и остановке турбины, промывке оборудования.

Внутренние потери не должны превышать при номинальной нагрузке: 1,0 % на КЭС.

1,2 % — отопительные ТЭЦ

1,6 % — ТЭЦ с производственной и производственно-отопительной нагрузкой.

При пониженных нагрузках допускается увеличение внутростанционных потерь, но не более чем в 1,5 раза.

В зависимости от схемы отпуска тепла внешнему потребителю могут быть и внешние потери. Применяют 2-е схемы отпуска тепла: открытую, при которой потребителям подается пар непосредственно из отбора или противодавления турбины; закрытую, при которой пар из отбора или противодавления турбины, конденсируясь в поверхностном теплообменнике, нагревает теплоноситель, направляемый потребителю, а конденсат греющего пара остается на ТЭЦ. Если потребителям требуется пар, то в качестве промежуточных теплообменников применяют испарители-парообразователи; если потребителям тепло отпускается горячей водой, то промежуточным теплообменником служит подогреватель воды (сетевой подогреватель).

Имеется 2 способа подготовки добавочной воды:

1. Химический.
2. Термический.

Термический способ основан на приготовлении дистиллята с помощью испарения (схема) (рис. 8.1).

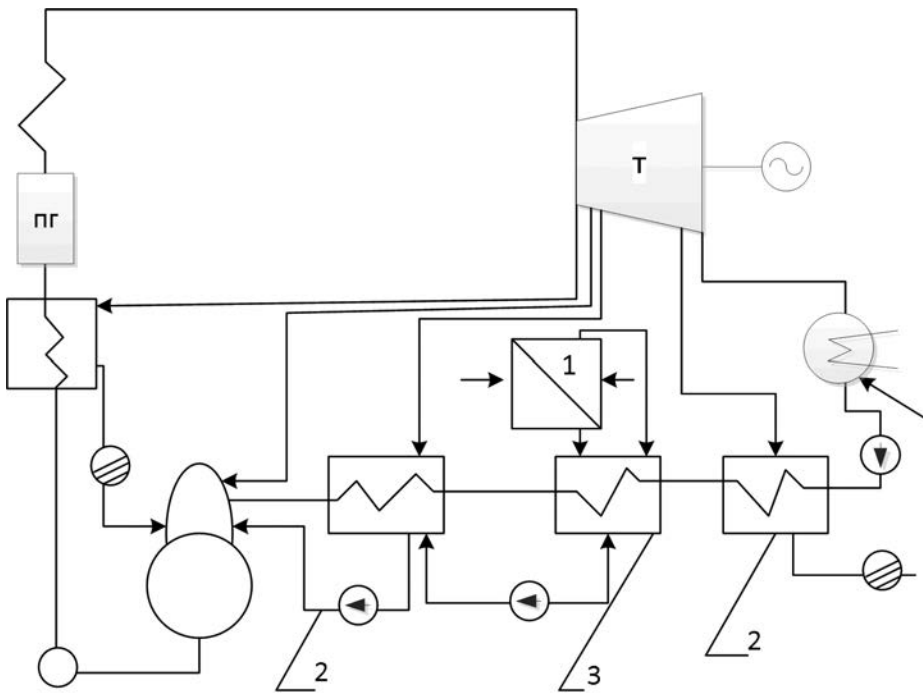


Рисунок 8.1 — Термический способ приготовления дистиллята с помощью испарения
1 — испаритель, 2 — регенеративные подогреватели, 3 — конденсатор испарителя

8.2. Испарительные установки

Возмещение потерь пара и конденсата чистой добавочной водой — важное условие обеспечения надежности работы оборудования электрической станции. Добавочной водой, требуемой чистоты может служить дистиллят, получаемый из специальных теплообменников — испарительной установки. Испарительная установка состоит из испарителя, в котором сырая вода, химически очищенная, превращается в пар, и охладителя, в котором полученный в испарителе пар конденсируется.

Испарение добавочной воды происходит за счет тепла, отдаваемого первичным греющим паром из отборов турбины; конденсация произведенного в испарителе вторичного пара происходит в результате охлаждения пара водой, обычно — конденсатом турбинной установки.

Здесь тепло пара из отбора турбины используется, в конечном счете, для подогрева основного конденсата и возвращается с питательной водой в ПГ, то есть испарительная установка включается по регенеративному принципу.

Для передачи тепла греющего пара к испаряемой воде должно быть $t_{ин} > t_{и1}^H$, и соответственно давление греющего пара $P_{и} > P_{и1}$, то есть выше давления вторичного пара.

$t_{ин}$ — температура насыщения пара из отбора турбины (греющего пара);

$t_{и1}^H$ — температура насыщения вторичного пара (пар испарителя).

Чем больше температурный напор в испарителе $\Delta t_{и} = t_{ин} - t_{и1}^H$, тем меньше требуется площадь поверхности нагрева испарителя, m^2 , и тем дешевле испаритель.

$$F_{и} = \frac{Q_{и}}{k_{и} \cdot \Delta t_{и}},$$

где $Q_{и}$ — тепло, передаваемое через поверхность испарителя за единицу времени, кВт;
 $k_{и}$ — коэффициент теплопередачи.

8.3. Уравнение теплового баланса испарителя

Производительность испарителя, то есть выход вторичного пара и дистиллята $D_{и1}$, определяется потерями пара и конденсата электрической станции; при отсутствии внешних потерь.

$$D_{и1} = D_{дв} = D_{ут} + D_{продув}^{пот} = D_{вт},$$

где $D_{дв}$ — расход добавочной воды;
 $D_{ут}$ — потери (утечки) пара и конденсата через неплотности;

$D_{пр}^{пот}$ — потеря продувочной воды ПГ (барабанного типа);

$D_{вт}$ — суммарные внутренние потери пара и воды на электрической станции.

Уравнение теплового баланса испарителя имеет вид:

$$D_{и}(i_{и} - i'_{и})\eta_{и} = D_{и1}(i_{и1} - i_{ов}) + D_{и1}^{пр}(i'_{и1} - i_{ов}),$$

где $D_{и}$ и $D_{и1}$ — расход греющего (первичного) и вторичного пара;

$D_{и1}^{пр}$ — расход продувочной воды испарителя;

$i_{и}$ — энтальпия греющего пара;
 $i_{и_1}$ — энтальпия вторичного пара испарителя;
 принимают $i_{и_1} = i_{и_1}''$, то есть равной энтальпии сухого насыщенного пара;
 $i_{и}'$ — энтальпия конденсата греющего (первичного) пара;
 $i_{и_1}'$ — энтальпия конденсата вторичного пара;
 $i_{ов}$ — энтальпия добавочной очищенной (питательной) воды испарителя;
 $\eta_{и}$ — к. п. д. испарителя.

Обычно расход греющего пара несколько превышает выход вторичного пара; это объясняется тем, что температура воды, питающей испаритель, ниже температуры насыщения испаряемой воды, $t_{ов} < t_{и_1}''$. В первом приближении можно считать, что для 1 кг вторичного пара требуется 1 кг греющего пара.

Исходя из этого, запишем уравнение теплового баланса конденсатора испарителя при сливе в него конденсата греющего пара,

$$[D_{и_1}(i_{и_1} - i_{и_1}') + D_{и}(i_{и} - i_{и}')] \eta_{ки} = D_{ки}(i_{ки} - i_{ки}^0),$$

где $i_{и_1} = i_{и_1}''$ — энтальпия вторичного пара испарителя;

$i_{ки}$ — энтальпия нагреваемой воды (основного конденсата) после конденсатора испарителя;

$i_{ки}^0$ — энтальпия нагреваемой воды (основного конденсата) до конденсатора испарителя;

$\tau_{ки} = i_{ки} - i_{ки}^0$ — подогрев воды в конденсаторе испарителя;

$D_{ки}$ — расход воды (основного конденсата) через конденсатор испарителя.

Схему испарительной установки можно упростить, если не устанавливать

дополнительного теплообменника — конденсатора испарителя, а конденсировать вторичный пар испарителя, в регенеративном подогревателе, питаемом паром из соседнего регенеративного отбора более низкого давления. Эта схема может быть оправдана экономически при использовании дешевого топлива.

Тепловую экономичность этой схемы можно улучшить, если применить ступенчатую испарительную установку, включающую между двумя соседними отборами.

8.4. Многоступенчатые испарительные установки

Выход дистиллята из испарительной установки при данном расходе греющего пара из отбора турбины можно увеличить, применяя повышенное число ступеней испарения. С увеличением числа ступеней все большая часть дистиллята получается в испарительной установке в готовом виде и все меньшая доля его выводится из установки в виде пара, подлежащего конденсации. При числе ступеней (шесть и более) удается сконденсировать пар из последней ступени установки, охлаждая его всем потоком питающей испарителя воды, при невысокой его температуре.

Многоступенчатые испарительные установки получили на электрических станциях незначительное распространение ввиду большой затраты металла, высокой стоимости, громоздкости и необходимости предварительной химической очистки воды.

За последние годы появились многоступенчатые испарители нового типа: «испарители мгновенного вскипания».

9. ОТПУСК ТЕПЛА С ПАРОМ И ГОРЯЧЕЙ ВОДОЙ ВНЕШНИМ ПОТРЕБИТЕЛЯМ

9.1. Отпуск тепла с паром

Для технологических процессов промышленные потребители используют энергию преимущественно в виде пара определенных параметров. Обычно требуется перегретый пар с давлением, которое изменяется в зависимости от вида потребителя в относительно широких пределах от 0,2–0,3 до 1–2 МПа.

Возможны различные схемы отпуска пара и связанные с ним способы подготовки добавочной воды.

1. Наиболее распространена схема непосредственного отпуска пара от отбора турбины с химическим обессоливанием добавочной воды, служащей для возмещения внешних и внутренних потерь пара и конденсата. При этой схеме применяют парогенераторы с естественной циркуляцией и докритическими параметрами пара, что обеспечивает надежный водный режим.

Эта схема отпуска пара внешнему потребителю непосредственно из отбора или противодавления турбины с возмещением потерь пара и воды химически обессоленной водой, наиболее проста и дешева.

2. Отпуск пара из отбора турбины с возмещением потерь дистиллятом испарительной установки.

Схему отпуска пара непосредственно из отбора или противодавления турбины с возмещением потерь пара и конденсата дистиллятом из многоступенчатой испарительной установки можно применять при низком качестве исходной сырой воды. В этом случае основной поток отбираемого пара направляется непосредственно потребителю, на испарительную установку из того же (регулируемого) отбора или противодавления отводится необходимое количество пара. В данном случае испарительную установку целесообразно использовать также для подготовки дополнительного количества дистиллята, для покрытия внутренних потерь пара и конденсата.

При большой доле потерь у внешнего потребителя (нефтяная, химическая промышленность) требуемое количество дистиллята относительно велико и его целесообразно получить в многоступенчатой испарительной установке.

3. Отпуск пара внешнему потребителю через паропреобразовательную установку.

Надежный водный режим ПГ промышленной ТЭЦ можно обеспечить, если включить испарители по схеме паропреобразователей, то есть отпускать внешнему потребителю вторичный пар испарителя. При этом конденсат греющего пара сохраняется на ТЭЦ и является основной составной частью питательной воды ПГ.

Большой частью паропреобразователь используется одновременно в качестве испарителя для возмещения внутренних потерь (основной способ).

Если оборотный конденсат от внешнего потребителя пригоден в количестве $D_{ок}$ для питания ПГ ТЭЦ, то производительность паропреобразователя (по вторичному пару) $D_{пп}$ составит как сумма внешних потерь вторичного пара $D_{вн} = D_{тп} - D_{ок}$ и внутренних потерь $D_{вт}$

$$D_{пп} = D_{вн} + D_{вт} = D_{тп} - D_{ок} + D_{вт}.$$

Недостаточное количество пара для внешнего потребителя ($D_{ок}$), следует отпускать непосредственно из отбора турбины в обвод паропреобразователя через редуцирующую установку с пропускной способностью $D_p = D_{ок}$.

Благодаря этому сокращаются размеры (число параллельно включаемых корпусов) паропреобразователей и вспомогательного оборудования.

Для технологических процессов в промышленности, а также по условиям транспорта требуется обычно несколько перегретый пар. Для его перегрева устанавливается пароперегреватель, в котором используется тепло пара из отбора турбины.

Для улучшения использования регенеративных отборов пара и условий работы основных питательных насосов, устанавливается охладитель дренажа.

Тепловую экономичность турбоустановки можно несколько улучшить, если питательную воду паропреобразователя предварительно подогреть паром из отбора турбины более низкого давления в предварительном подогреве.

Питательная вода паропреобразователя предварительно очищается химически и нагревается в охладителе продувки паропреобразователя. Из воды должны быть удалены растворенные в ней газы, что осуществляется в подогревателе смешивающего типа — деаэраторе.

Необходимый расход на паропреобразователь определяется из уравнения теплового баланса

$$D_{\text{п}}(i_{\text{п}} - i'_{\text{п}})\eta_{\text{п}} = D_{\text{м}}(i''_{\text{м}} - i_{\text{м}}^{\text{в}}) + D_{\text{м}}^{\text{пр}}(i'_{\text{м}} - i_{\text{м}}^{\text{в}}),$$

здесь $D_{\text{м}}$; $D_{\text{м}}^{\text{пр}}$; $D_{\text{м}}^{\text{пр}}$ — расход первичного пара, вторичного пара, продувочной воды;

$i_{\text{п}}$ и $i''_{\text{м}}$ — энтальпия первичного и вторичного (сухого насыщенного) пара;

i' и $i'_{\text{м}}$ — энтальпия конденсата греющего пара и испаряемой воды;

$i_{\text{м}}^{\text{в}}$ — энтальпия воды на входе в паропреобразователь.

9.2. Отпуск тепла для отопления.

Отопительная нагрузка

В СНГ преобладает централизованный отпуск тепла теплоэлектроцентралями с паром для технологических процессов в промышленности — химической, пищевой, бумажной, резиновой, нефтяной и др. Часть этого пара используется для отопления, вентиляции и бытовых нужд промышленных предприятий и их жилых поселков

$$Q_{\text{от}} = G_{\text{с}}(i_{\text{пс}} - i_{\text{ос}}),$$

$i_{\text{ос}}$ — энтальпия сетевой воды до подогревателя;

$i_{\text{пс}}$ — энтальпия после подогрева в теплообменнике, кДж/кг.

Тепло для отопления и бытовых нужд ТЭЦ в СНГ отпускают с горячей водой. Воду подогревают в пароводяных теплообменниках ТЭЦ паром из отборов теплофикационных турбин и подают насосами по трубопроводам горячей воды к потребителям; после охлаждения в отопительных установках вода возвращается на ТЭЦ.

Система трубопроводов горячей и охлажденной воды образует тепловую сеть.

Воду, циркулирующую по тепловой сети, называют сетевой водой, насосы — сетевыми насосами, а пароводяные теплообменники на ТЭЦ — сетевыми подогревателями. Эти подогреватели на ТЭЦ называют — бойлерами.

В отопительных установках у потребителей используют обычно горячую воду с температурой не выше 90 °С, ограничиваемой условиями безопасности и гигиеническими требованиями (пригорание пыли). Выбор температуры нагретой воды в сетях надо обосновывать технико-экономическими расчетами. Для крупных городов эта температура при низшей расчетной температуре наружного воздуха составляет 150 °С. Эту температуру

в сети понижают до 90 °С с подмешиванием к ней охлажденной обратной воды с температурой не выше 60–70 °С в элеваторных установках на отводах воды от основных магистралей к потребителям. Тепло на бытовые нужды населения в виде горячей воды с температурой 60–65 °С. Применяют при этом 2 типа (системы) горячего водоснабжения:

1. Закрытую с поверхностными теплообменниками (рис. 9.1 и рис. 9.2)

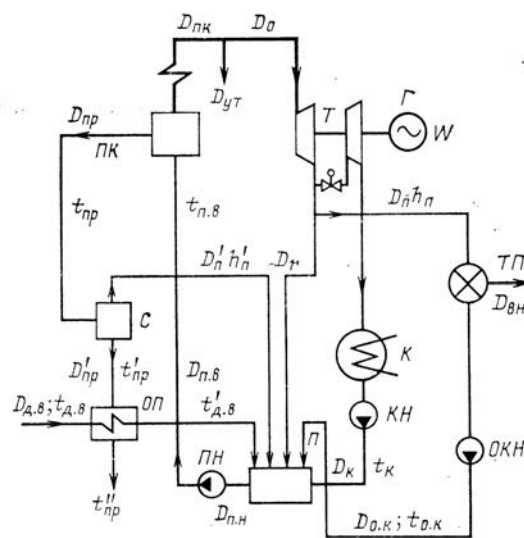


Рисунок 9.1 — Открытая схема отпуска теплоты внешнему потребителю

2. Открытую при непосредственном водозаборе:

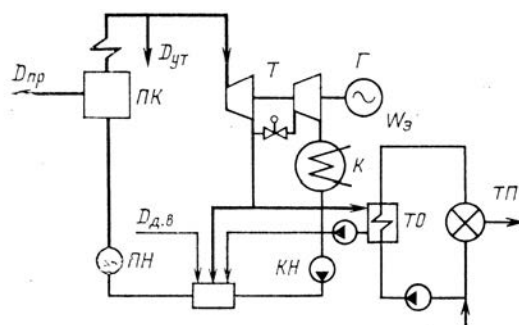


Рисунок 9.2 — Закрытая схема отпуска теплоты внешнему потребителю

При закрытой системе теплоснабжения воду для бытовых потребителей берут из сети питьевого водопровода и нагревают в водоводяном подогревателе горячей водой из подающей магистрали, отводимой после этого в обратную магистраль. Более экономична закрытая система.

По открытой схеме к бытовым потребителям отводится смесь воды непосредственно

из горячей и холодной отопительной линий. При этом не требуются дополнительные теплообменники для бытового потребителя. Но возрастают потери воды в тепловой сети от 1–2% до 20–40% (рис. 9.1 и рис 9.2):

Недостаток открытой системы заключается в необходимости устройства на ТЭЦ мощной химической водоочистки для подготовки добавочной воды.

9.3. Тепловая нагрузка

Переменный характер тепловой нагрузки приводит к необходимости применять пиковые водогрейные котлы. Эти котлы устанавливаются на площадках ТЭЦ. Топливом служит мазут или газ. Сетевая вода нагревается последовательно в сетевых подогревателях до 110–120 °С, а затем в пиковых котлах до 150 °С. (рис. 9.3)

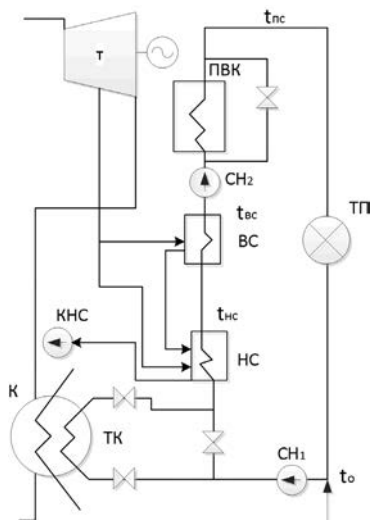


Рисунок 9.3 — Принципиальная схема включения сетевой подогревательной установки НС и ВС — нижняя и верхняя ступени, ПБК — пиковый водогрейный котел, ТК — теплофикационный пучок конденсатора

9.4. Схема включения сетевых подогревателей и определение отборов пара на них

Современные турбоагрегаты ТЭЦ имеют двухступенчатые сетевые подогревательные установки, к которым подается пар из верхнего и нижнего теплофикационных отборов турбины. Вода из обратной линии тепловой сети поступает на ТЭЦ с давлением в зависимости от местных условий обычно до 0,4 МПа. При наличии в конденсаторах турбин теплофикационных пучков вода предварительно нагревается в них и затем сетевым насосом первого подъема прокачивается через сетевые подогреватели. После сетевых подогревателей насосами второго

подъема вода подается при низких температурах наружного воздуха через водогрейные котлы, а при повышенных температурах — помимо них, в тепловую сеть.

Давление воды после сетевых насосов второго подъема зависит от протяженности тепловой сети и пиковых водогрейных котлов и составляет ≈ 2 МПа. Давление за насосами первого подъема определяется гидравлическими сопротивлениями сетевых подогревателей и трубопроводов, а также условиями предотвращения вскипания подогретой воды перед насосами второго подъема.

У каждой ступени сетевых подогревателей устраивают отводы воды, которые можно использовать для регулирования ее температуры за ступенями.

Конденсат греющего пара из каждого сетевого подогревателя насосом отводится в смеситель на основной линии конденсата турбины за регенеративным подогревателем, питаемым паром того же отбора.

Для очистки конденсата греющего пара от солей при сверхкритическом начальном давлении с прямоточных ПГ (конденсат) верхней ступени сетевых подогревателей целесообразно сливать каскадно в нижнюю ступень. Общий поток конденсата (после охлаждения) направляется на глубокое химическое обессоливание.

Расход пара из отборов турбины на сетевые подогреватели определяется из уравнений теплового баланса.

Для верхней ступени

$$Q_b = D_b (i_b - i'_b) \eta_b = G_c (i_{bc} - i_{nc}), \quad (1)$$

G_c — расход сетевой воды, 10^3 т/ч.

Для нижней ступени (может быть два случая):

а) при параллельном отводе дренажей из подогревателей

$$Q_n = D_n (i_n - i'_n) \eta_n = G_c (i_{nc} - i_{oc}); \quad (2)$$

б) при последовательном (каскадном) отводе дренажей из подогревателей

$$Q_n = [D_n (i_n - i'_n) + D_b (i'_b - i'_n)] \eta_n = G_c (i_{nc} - i_{oc}), \quad (3)$$

Q_b — тепловая нагрузка подогревателя верхней ступени;

Q_n — тепловая нагрузка нижней ступени подогревателя;

D_b и D_n — расход пара на подогреватели верхней и нижней ступеней, 10^3 т/ч;

i'_b и i'_n — энтальпия греющего пара подогревателей верхней и нижней ступеней, кДж/кг;

i'_b, i'_n — энтальпия конденсата греющего пара подогревателей верхней и нижней ступеней, кДж/кг;

$i_{вс}$, $i_{нс}$ и $i_{ос}$ — энтальпия сетевой воды на выходе из подогревателей верхней, нижней и в обратной линии, кДж/кг;

$\eta_{в}$ и $\eta_{н}$ — к.п.д. подогревателей верхней и нижней ступеней

$$\eta_{п} \approx \eta_{н} = 0,98 \div 0,99.$$

Сетевая вода в верхней и нижней ступенях подогревается паром из отборов турбины, и сумма тепловых нагрузок обеих ступеней равна расходу тепла из отборов турбины, то есть

$$Q_{в} + Q_{н} = Q_{т} = \alpha_{ТЭЦ} Q_{от}.$$

Из уравнений (1), (2) и (3) следует, что

$$\frac{Q_{в}}{Q_{н}} = \frac{i_{вс} - i_{нс}}{i_{нс} - i_{ос}},$$

где энтальпия сетевой воды определяется по температурному графику.

Зная сумму и отношение $Q_{в}$ и $Q_{н}$ находим значения этих величин. Выбирая значения недогрева воды в ступенях $v_{вс} = i'_{в} - i_{вс}$ и $v_{нс} = i'_{н} - i_{нс}$, определяют давление греющего пара в отопительных отборах, а по процессу работы пара в турбине — энтальпии греющего пара в отборах $i_{в}$ и $i_{н}$. Зная энтальпии пара и воды и величины $Q_{в}$ и $Q_{с}$ из уравнений (1), (2) и (3) находим значения расходов пара $D_{в}$ и $D_{н}$ и сетевой воды $G_{с}$.

9.5. Деаэраторы и питательные установки. Деаэраторные установки

Воздух, растворенный в конденсате, питательной и добавочной воде, содержит агрессивные газы (кислород, углекислый газ), вызывающие коррозию оборудования и трубопроводов.

Для защиты от газовой коррозии применяют деаэрацию воды, то есть удаление растворенного в ней воздуха или дегазацию воды. Для удаления растворенного воздуха применяют термическую деаэрацию воды. При нагреве воды при постоянном давлении растворенные в ней газы постепенно выделяются. Для надежного удаления кислорода и других газов из воды при термической ее деаэрации необходимо, кроме поддержания температуры насыщения при данном давлении, обеспечить достаточное время и достаточную поверхность соприкосновения греющего пара с деаэрируемой водой, отвод газов из деаэратора.

Для обеспечения должной деаэрации пропуск пара через деаэратор должен быть достаточно велик, подогрев воды в нем целесообразно иметь не ниже 10–12 °С.

К деаэратору питательной воды парогенераторов подводятся потоки основного конденсата турбины $D_{кл}$, дренажей из подогревателей высокого давления $D_{др}$; греющего пара $D_{г}$; иногда, кроме того, пар из уплотнений турбины, штоков стопорных и регулирующих клапанов $D_{уд}$. Схемы деаэрации и расчёта представлены ниже на рис. 9.4, 9.5 и 9.6.

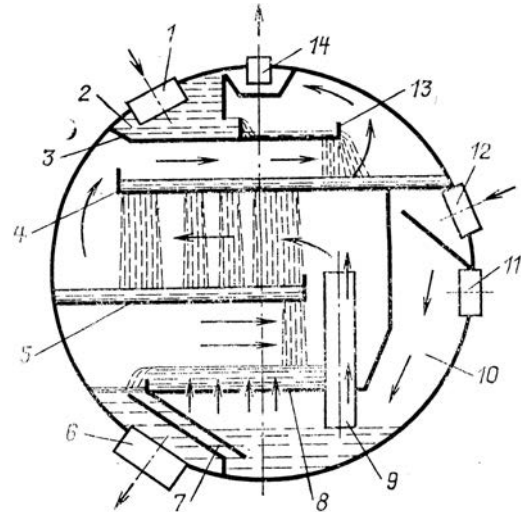


Рисунок 9.4 — Принципиальная схема устройства вакуумного деаэратора конструкции ЦКТИ — СЗЭМ

1 — подвод деаэрируемой воды; 2 — распределительный коллектор; 3 — перфорированная тарелка I ступени (30% расхода воды); 4, 5 — перфорированные тарелки II и III ступени; 6 — отвод деаэрируемой воды; 7 — канал отвода греющей воды; 8 — барботажный дырчатый лист; 9 — отвод избыточного пара; 10 — отсек подвода греющей среды (обычно горячая сетевая вода 100–150 °С); 11 — подвод дополнительного теплоносителя (пара) при использовании вакуумного деаэратора в схеме подготовки добавочной воды энергетических паровых котлов; 12 — подвод основной греющей среды (сетевой воды); 13 — порог; 14 — отсос неконденсирующихся газов эжекторной установкой

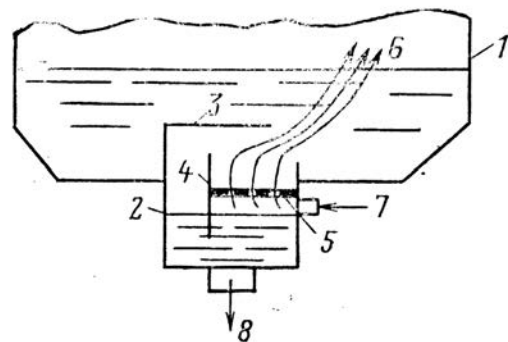


Рисунок 9.5 — Схема деаэрационного устройства конденсатора паротурбинной установки
1 — корпус нижней части конденсатора; 2 — конденсатороборник; 3 — направляющая перегородка; 4 — переливная перегородка; 5 — барботажный дырчатый лист; 6 — отвод паровоздушной смеси к отсосу из конденсатора; 7 — подвод пара; 8 — отвод конденсата

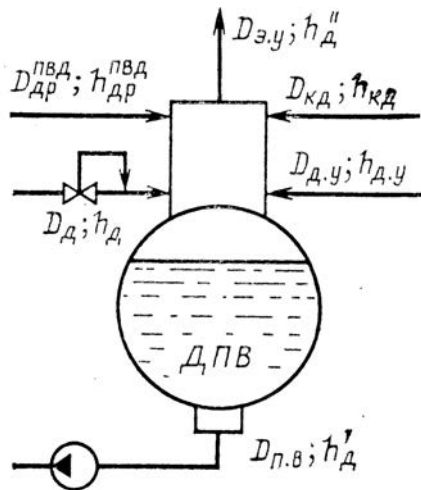


Рисунок 9.6 — Схема к тепловому расчету деаэрата питательной воды

Из деаэрата отводится поток питательной воды $D_{пв}$, кроме того — пар на концевые уплотнения турбины, эжекторы конденсатора и уплотнений турбины $D_{эу}$.

Материальный баланс деаэрата питательной воды имеет вид

$$D_{кд} + D_{др} + D_d + D_{уд} = D_{пв} + D_{эу}.$$

Выражая эти потоки в долях расхода пара на турбину, напишем также

$$\alpha_{кд} + \alpha_{др} + \alpha_d + \alpha_{уд} = \alpha_{пв} + \alpha_{эу}.$$

Обозначая энтальпии пара и воды i и i_b с требуемым индексом, уравнение теплового баланса деаэрата питательной воды получим в виде

$$D_{кд} \cdot i_{кд}^b + D_{др} \cdot i_{др}^b + D_d \cdot i_d + D_{уд} \cdot i_{уд} = D_{пв} \cdot i_{пв}^0 + D_{эу} \cdot i_d''.$$

Здесь $i_{пв}^0 = i_d'$, где i_d' — энтальпия воды при насыщении и при давлении в деаэрате;

i_d'' — энтальпия сухого насыщенного пара, отводимого из деаэраты на эжекторы и концевые уплотнения турбины.

Аналогично, в долях расхода пара на турбину

$$\alpha_{кд} \cdot i_{кд}^b + \alpha_{др} \cdot i_{др}^b + \alpha_d \cdot i_d + \alpha_{уд} \cdot i_{уд} = \alpha_{пв} \cdot i_{пв}^0 + \alpha_{эу} \cdot i_d''.$$

Вначале определяют D_d , потом $D_{кд}$ или $\alpha_{кд}$, а затем и $\alpha_{кд}$.

10. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ И ЕЕ РАСЧЕТ

10.1. Содержание и значение принципиальной тепловой схемы (ПТС)

Принципиальная тепловая схема (ПТС) электростанции определяет основное содержание технологического процесса преобразования тепловой энергии на электрической станции. Она включает основное и вспомогательное оборудование, участвующее в осуществлении этого процесса и входящее в состав пароводяного тракта электрической станции (рис. 10.1 - 10.6).

На чертеже, изображающем ПТС, показывают теплоэнергетическое оборудование вместе с линиями (трубопроводами) пара и воды (конденсата), связывающими это оборудование в единую установку.

В состав электрической станции входят несколько турбоагрегатов и ПГ с вспомогательным оборудованием.

Принципиальная тепловая схема изображается обычно как одноагрегатная и однолинейная схема, одинаковое оборудование в схеме изображается один раз; линии технологической связи одинакового назначения также показывают в виде одной линии.

Отсюда следует, что ПТС электрической станции с блочной структурой при одинаковых энергоблоках сводится к принципиальной тепловой схеме блока.

В состав ПТС кроме основных агрегатов и связывающих их линий пара и воды входят: регенеративные подогреватели высокого и низкого давления с охладителями пара и дренажей; деаэраторы питательной и добавочной воды; трубопроводов отбора пара к подогревателям, питательные, конденсатные и дренажные насосы; линии основного конденсата и дренажей, добавочные воды. Схемы ТЭЦ включают сетевые подогревательные установки, иногда испарительные и паропреобразовательные. Сетевые подогреватели также входят в схемы первых блоков КЭС и используются для отопления зданий жилого поселка и служебных помещения электрической станции.

Основой ПТС является схема технологической связи ПГ и турбоустановки совместно со схемой регенеративного подогрева воды. На чертеже ПТС показывают также часть арматуры, необходимой для нормальной работы

элементов оборудования. ПТС является основной расчетной технологической схемой проектируемой станции, позволяющей по заданным энергетическим нагрузкам определить расходы пара и воды во всех частях установки, ее энергетические показатели. На основе ПТС определяют технические характеристики и выбирают тепловое оборудование; разрабатывают развернутую тепловую схему энергоблоков и электрической станции в целом.

10.2. Назначение принципиальной схемы

При составлении принципиальной схемы устанавливается:

1. Энергетический тип электрической станции — КЭС или ТЭЦ.

2. Начальные параметры и вид цикла, зависящие от требований к уровню тепловой экономичности проектируемой станции, классов и марок стали, которые могут быть использованы для изготовления оборудования и трубопроводов свежего пара; стоимости топлива.

Выбор параметров пара и вида цикла связан с типом и единичной мощностью основных агрегатов — турбин и котлов.

3. Тип и единичная мощность основных агрегатов (ПГ, турбина).

4. Определяется схема регенеративного подогрева воды; решается вопрос о выборе числа и типа регенеративных подогревателей, схеме дренажей из поверхностных подогревателей, включении вспомогательных охладителей.

5. Тип и место включения деаэраторов и питательных насосов; тип привода питательного насоса (электрический или паровой).

6. Способ и схему подготовки добавочной воды котлов. При этом должно быть технически и экономически обосновано применение термической и химической подготовки добавочной воды ПГ.

7. Схема отпуска тепла (пар или горячая вода).

8. Схема использования тепла пара из эжекторов конденсационной установки и лабиринтовых уплотнений, испарителей, паропреобразователей.

При разработке ПТС необходимо учитывать возможные режимы работы электрической станции с полной и неполной нагрузкой.

Для обеспечения нормальной ее работы при этом к деаэраторам, испарителям и т.п. должны подводиться пар из отборов более высокого давления или свежий пар через

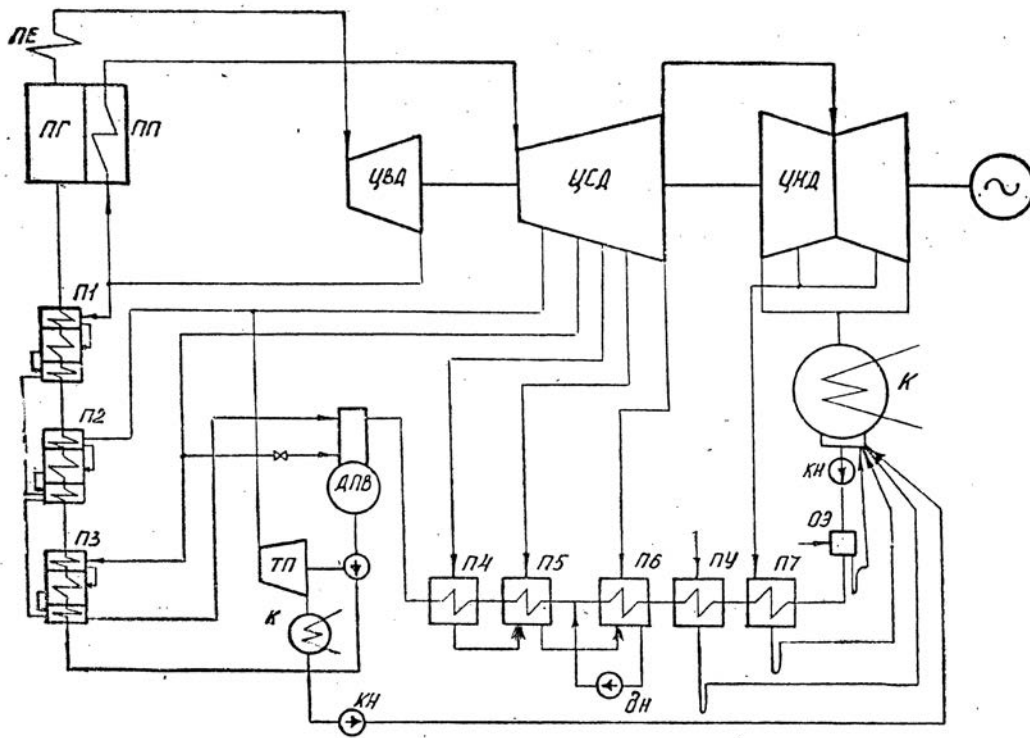


Рис. 10.1 – Принципиальная тепловая схема

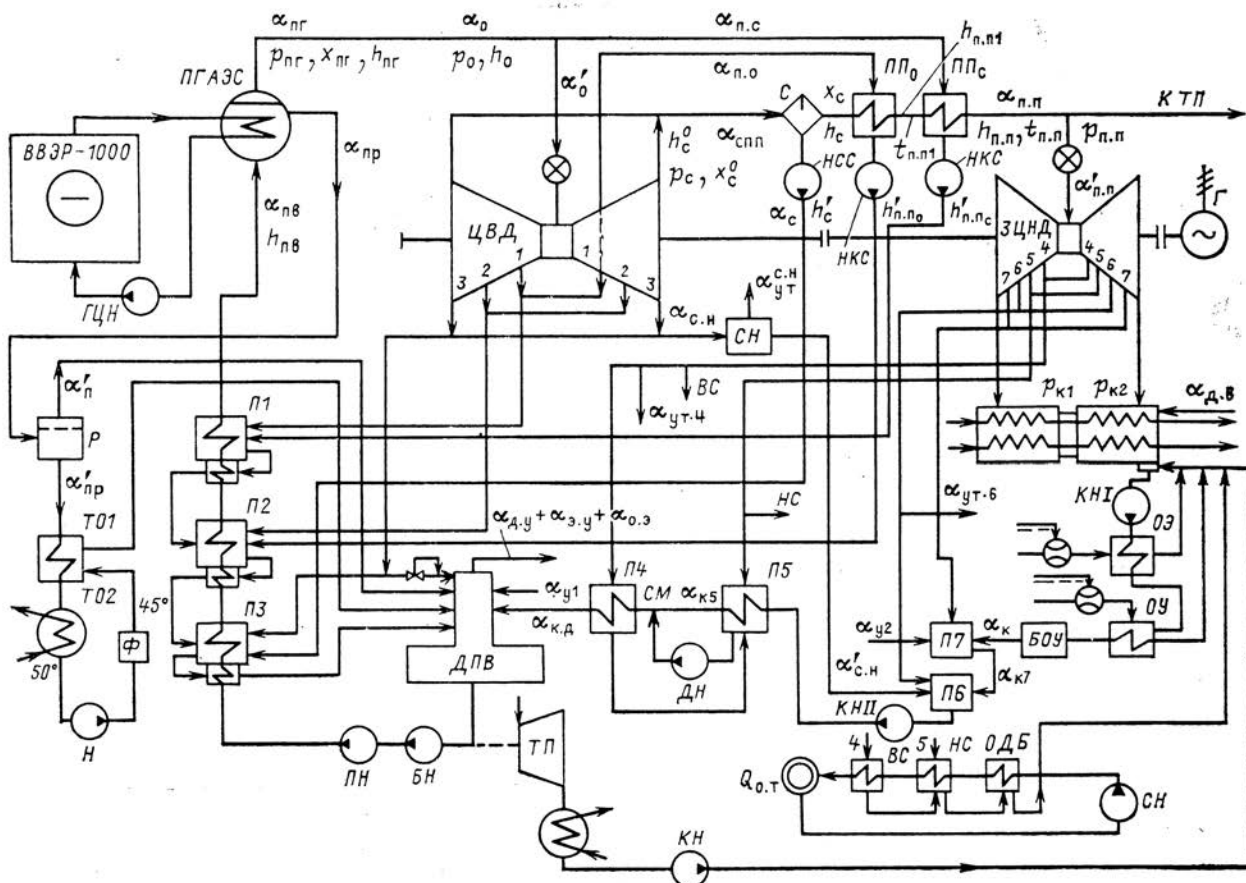
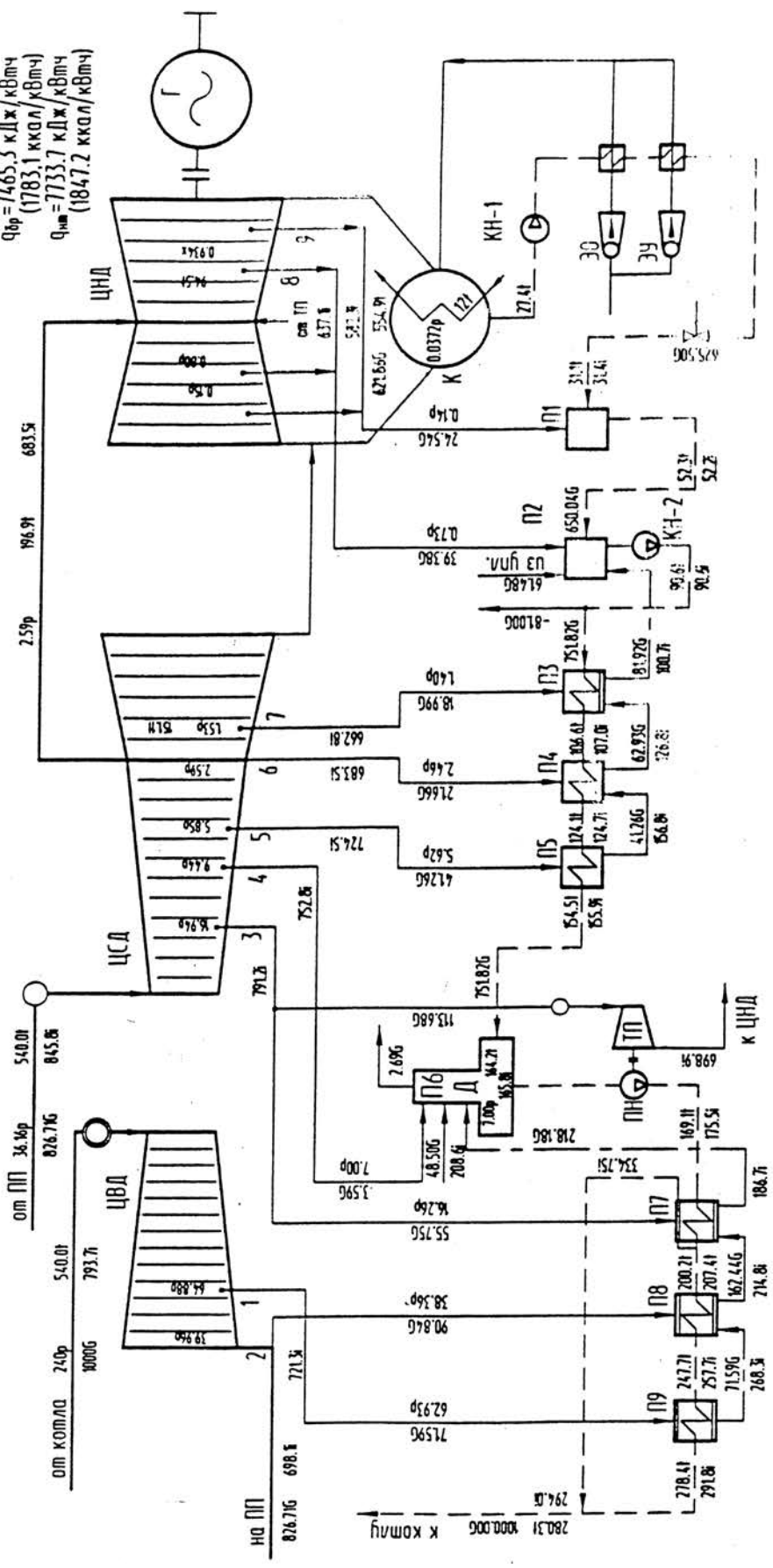


Рисунок 10.2 – ПТС энергоблока АЭС с реактором ВВЭР-1000 и турбоустановкой К-1000-60/1500 ХТЗ:

Т01, Т02 — теплообменники контура утилизации продувочной воды парогенераторов АЭС; СН — потребители пара на собственные нужды; С — сепаратор влаги; ПП_о, ПП_с — пароперегреватели на отборном и свежем паре; НСС — дренажный насос сепаратора; НКС — дренажный насос пароперегревателя; Р — расширитель продувки парогенератора; ПГ АЭС — парогенератор АЭС; Ф — фильтр дренажа расширителя продувки парогенератора

Режим – 100% конденсационный
 $N_3 = 336.64 \text{ МВт}$
 $N_{\text{тп}} = 12.1 \text{ МВт}$
 $Q_{\text{пр}} = 7465.3 \text{ кДж/кВтч}$
 $(1783.1 \text{ ккал/кВтч})$
 $Q_{\text{тп}} = 7733.7 \text{ кДж/кВтч}$
 $(1847.2 \text{ ккал/кВтч})$



б – м/ч, і – ккал/кг, р – кгс/см², t – °С, х – паросодержание

Рисунок 10.3 – Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-325-23,5 Угледорской ГРЭС

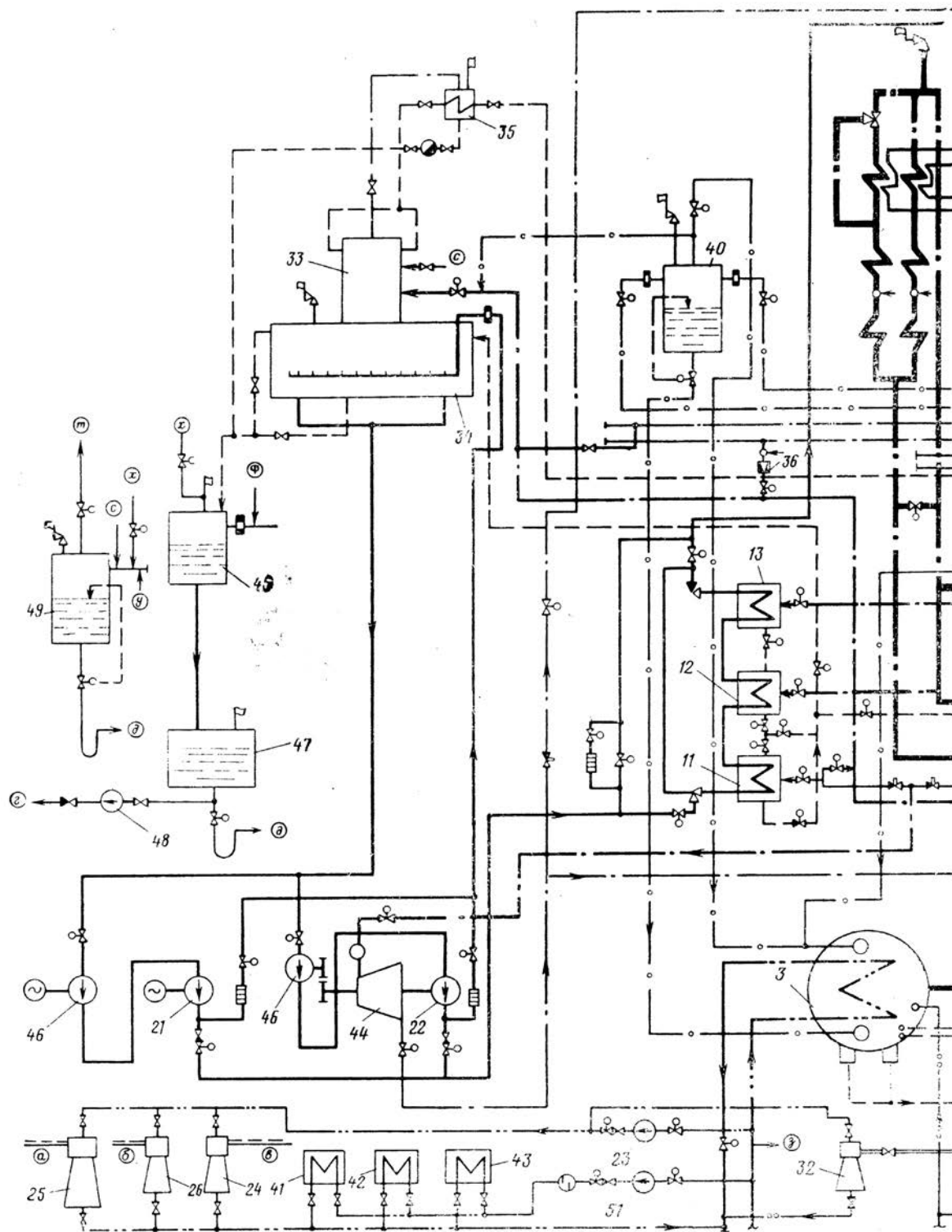


Рисунок 10.4 — Полная (развернутая) тепловая

1 — парогенератор П-59; 2—паровая турбина ЛМЗ К-300-240; 3 — конденсатор; 4 — генератор; 5 — возбудитель; 6 — газоохладитель
 17 — охладитель дренажа; 18, 19 — конденсатные насосы I и II ступеней; 20 — сливной насос ПНД; 21 — питательный электронасос;
 основной и отсоса уплотнений; 27 — расширительный бак ПНД; 28—бак системы охлаждения генератора; 29 — подъемный насос
 35 — деаэрационная колонка, деаэрационный бак и охладитель выпара деаэратора 0,69 МПа; 36 — РОУ собственного расхода;
 топочный сепаратор; 41, 42 — охладители масла и огнестойкой жидкости; 43 — маслоохладитель агрегата маслоснабжения генера
 48 — дренажный насос; 49 — расширитель дренажей в. д.; 50 — калориферы подогрева воздуха; 51 — насос охлаждающей воды тепло
 ляционных водопроводов; г — сброс в циркуляционный канал; д — в конденсатор турбины; е — конденсат греющего пара калори
 собственного расхода на пневмоизоудаление, на размораживающее устройство, на мазутные форсунки; о — обогрев шпилек и
 ков клапанов турбины; г — пар в верхнюю часть конденсатора; у — дренаж трубопроводов острого

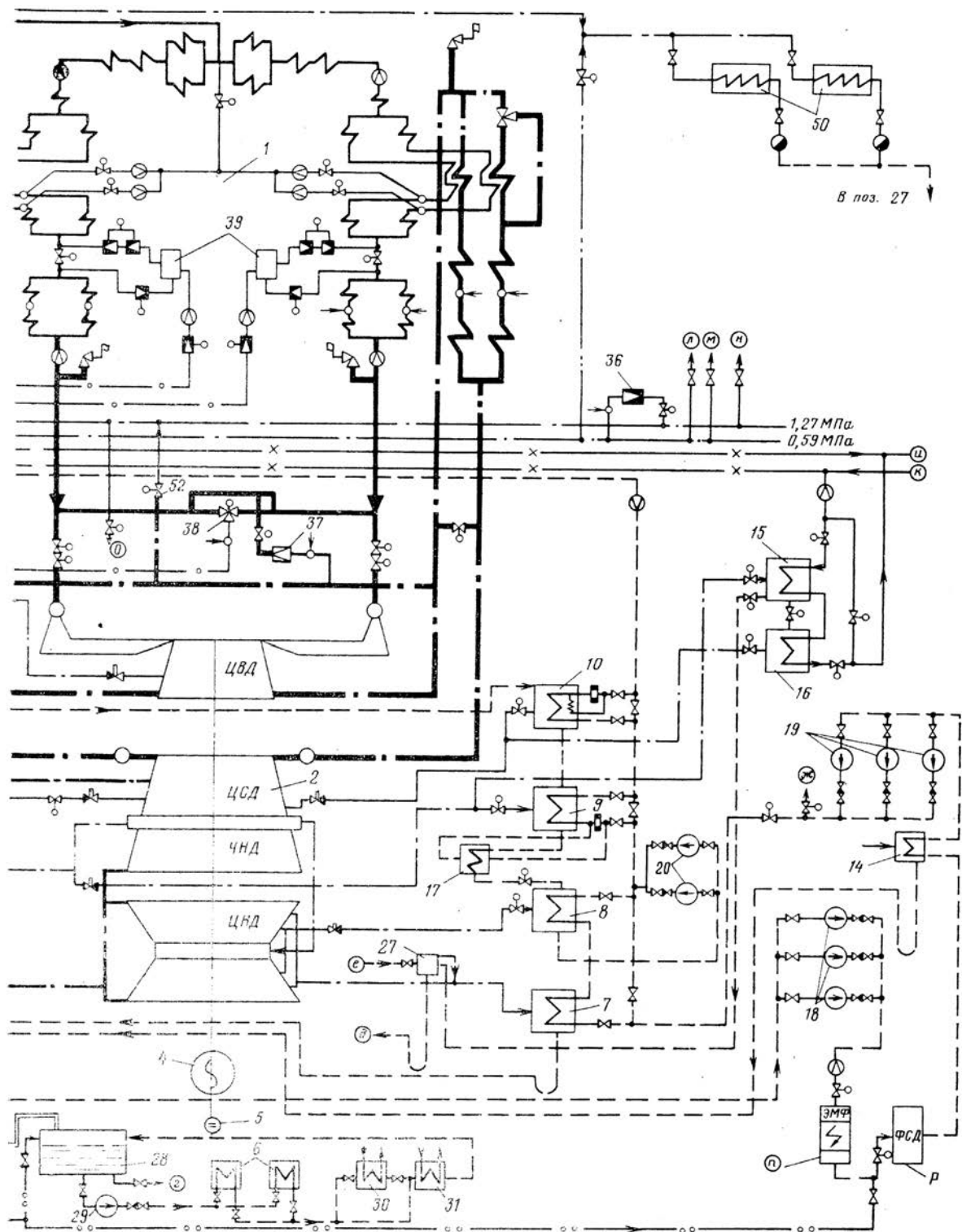


схема энергоблока 300 МВт.

генератора; 7—10— ПНД; 11—13—ПВД; 14 — охладитель пара уплотнений; 15, 16 — основной и пиковый сетевые подогреватели; 22 — питательный турбонасос; 23 — насос водоструйных эжекторов; 24, 25, 26 — водоструйный эжектор циркуляционной системы, газоохладителей; 30, 31 — охладители воды для газоохладителей; 32 — водоструйный эжектор системы охлаждения генератора; 33, 34, 37— РОУ прогрева системы промежуточного перегрева пара 150 т/ч; 38 — БРОУ свежего пара; 39 — встроенный сепаратор; 40 — рас-
 тора; 44 — приводная турбина питательного насоса; 45 — расширитель дренажей н. д.; 46 — бустерный насос; 47 — дренажный бак; обменников для масла и газа; 52 — РОУ; а, б, в — отсосы паровоздушной смеси из конденсатора, охладителя уплотнений и цирку-
 феров; ж — рециркуляция конденсата в конденсатор; з — сырая вода в ХВО; и, к — прямая и обратная сетевая вода; л, м, к — пар фланцев ЦВД; п, р — электромагнитные фильтры и фильтры смешанного действия конденсатоочистки энергоблока; с — пар от што-
 пара; ф — дренаж низкого давления; х — впрыск от конденсатных насосов.

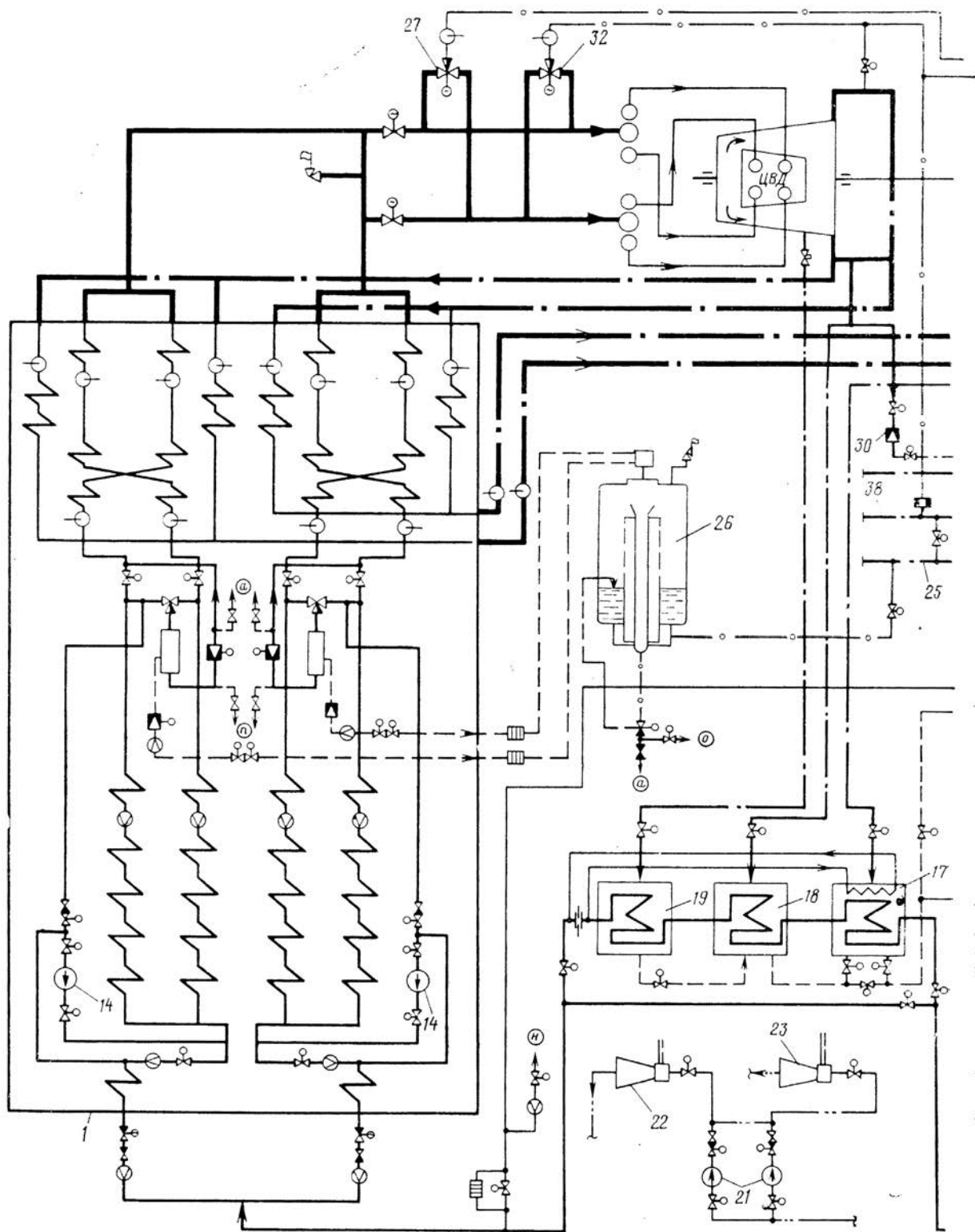


Рисунок 10.5 — Полная (развернутая) тепловая

1 — парогенератор ТГМП-204; 2 — паровая турбина ЛМЗ К-800-240-2; 3 — конденсатор; 4 — электрогенератор; 5 — питательный турбо
 8 — охладитель пара уплотнений; 9 — буферная емкость контактных ПНД; 10, 11 — контактные ПНД 8 и 7; 12, 13 — поверхностные
 0,69 МПа; 17—19 — ПВД; 20 — охладитель конденсата статора генератора; 21 — насос водоструйных эжекторов; 22, 23 — водоструйные
 питания деаэратора; 26 — растопочный расширитель; 27 — пускосбросное устройство свежего пара; 28, 29 — конденсатные насосы I и
 действия и электромагнитный фильтр блочной обессоливающей установки; 35, 36 — расширительные баки; 37 — конденсатный насос
 магистраль; а — пар в конденсатор турбины; б — конденсат греющего пара сетевых подогревателей; в — конденсат греющего пара
 собственный расход ГРЭС; з — пар на мазутное хозяйство; и — пар на калориферы; к — пар на турбопривод воздухоудвки; л — ре
 впрыск и впрыски в первичный ПП; о — сброс воды в циркуляционные

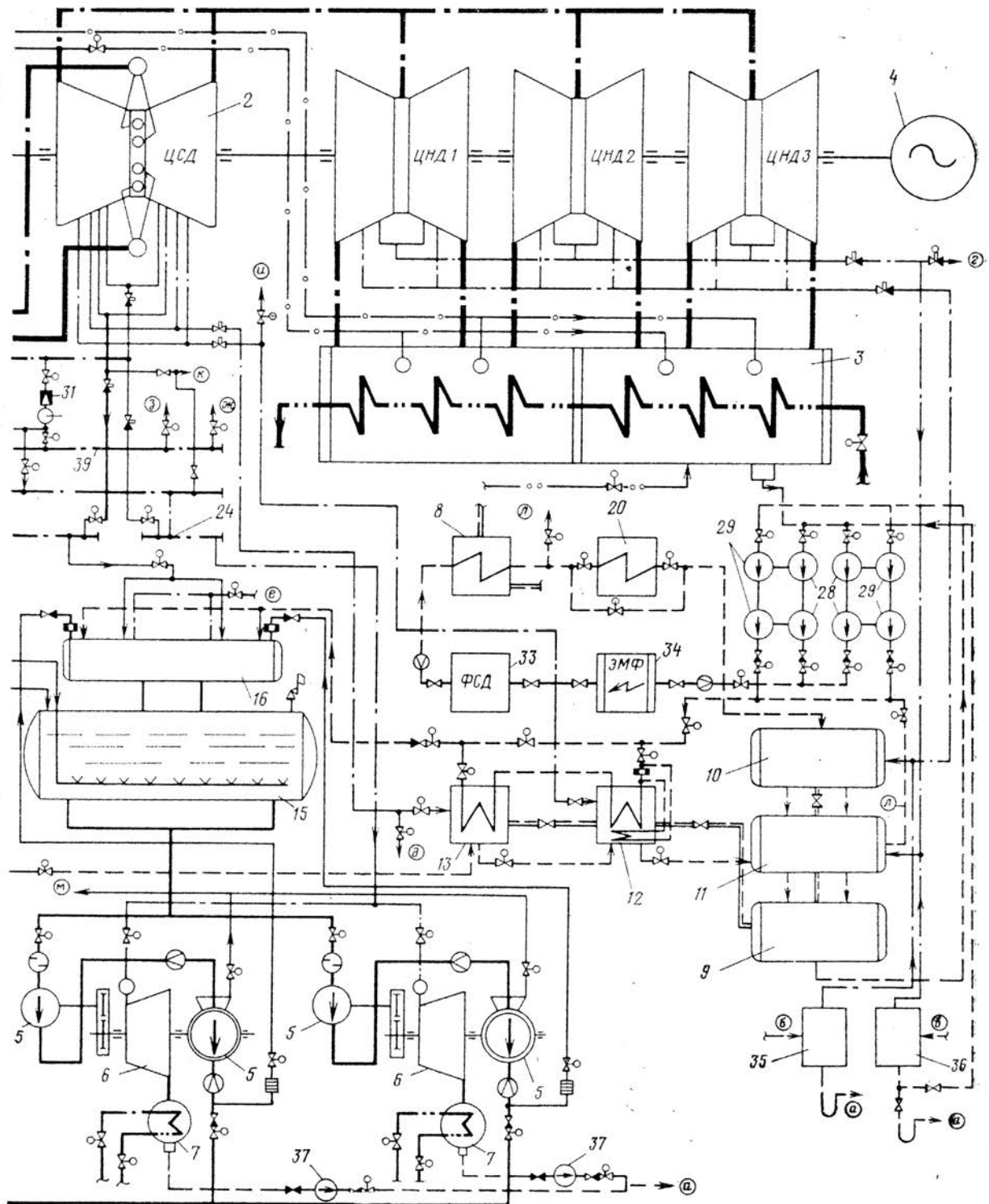


схема энергоблока 800 МВт.

насос с бустерным насосом на общем валу; 6 — приводная турбина питательного насоса; 7 — конденсатор приводной турбины; ПНД 6 и 5; 14 — насос рециркуляции среды парогенератора; 15, 16 — аккумуляторный бак и деаэрационная колонка деаэратора эжекторы основной и циркуляционной системы; 24 — коллектор подачи пара к турбоприводам питательных насосов; 25 — коллектор-II ступени; 30, 31 — РОУ собственного расхода; 32 — пускосбросное устройство собственного расхода; 33, 34 — фильтр смешанного-приводной турбины питательного насоса; 38 — паровой коллектор собственного расхода энергоблоков; 39 — общестанционная паровая калориферов; г д — подвод пара на основной и пиковый сетевые подогреватели; е — пар от штоков клапанов турбины; ж — пар на циркуляция конденсата; м — впрыски воды в промрегреватель и пускосбросное устройство собственного расхода; н — пусковой водоводы; п — в выносной расширитель.

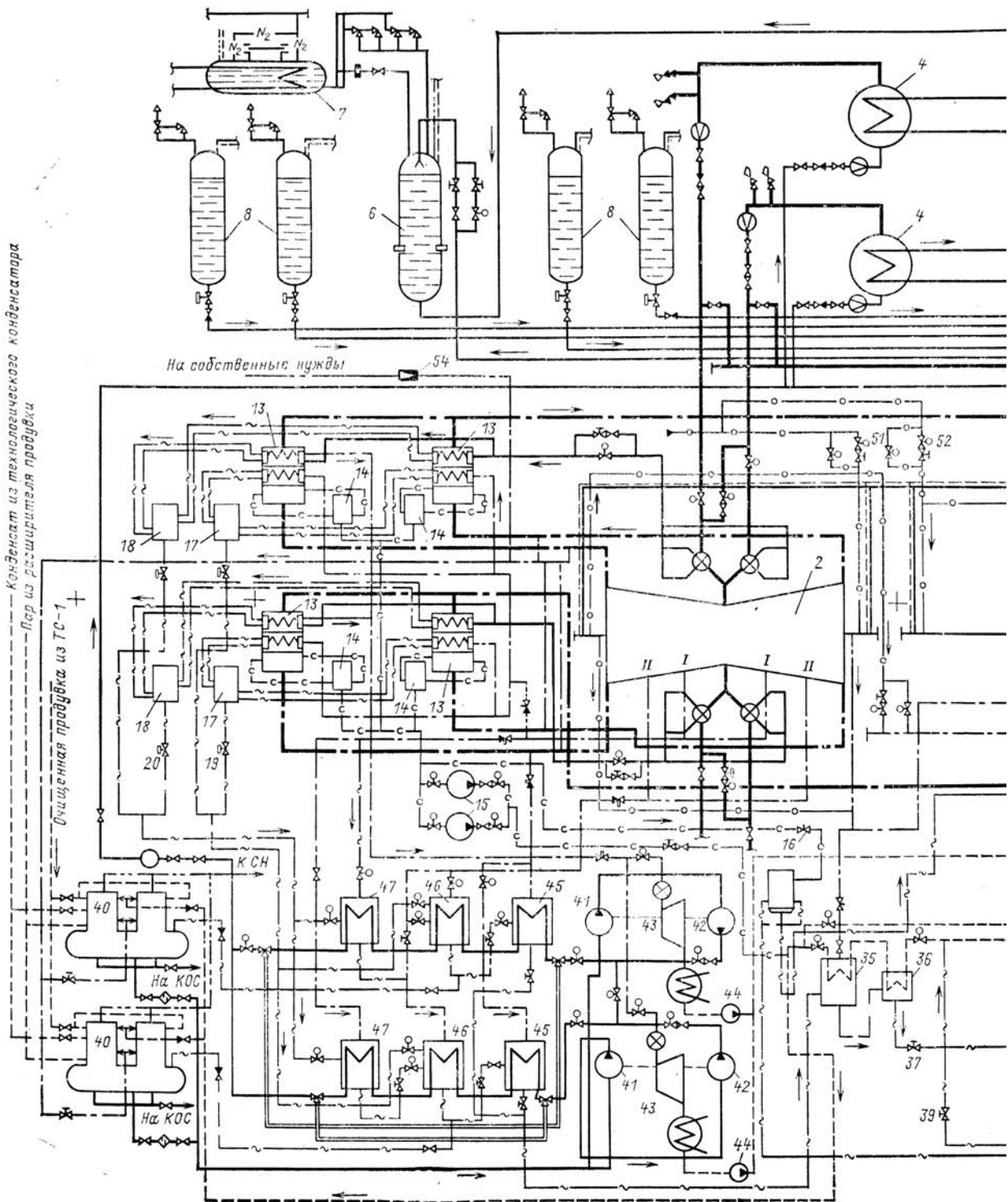
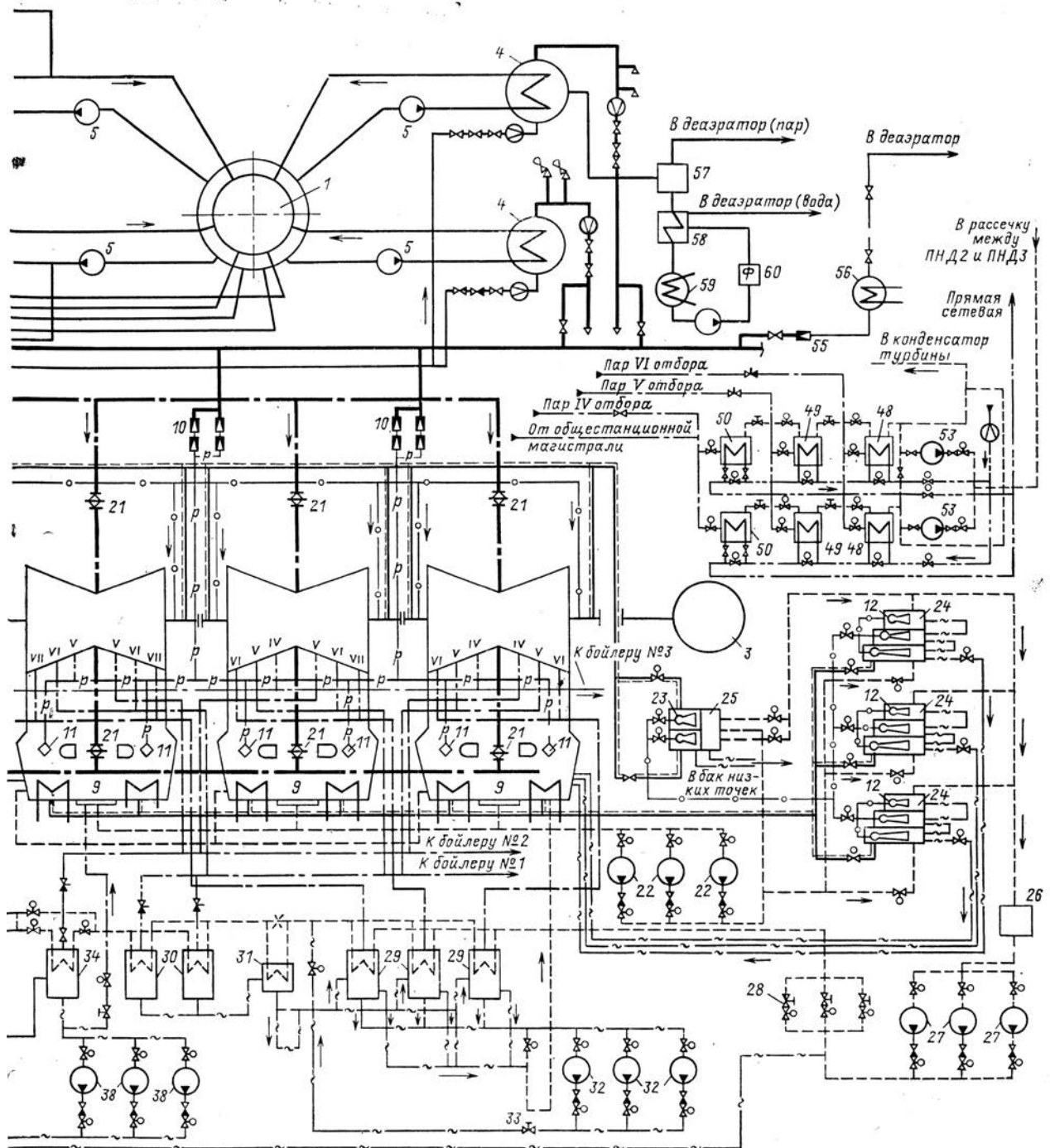


Рис. 10.6. — Развернутая тепловая схема конденсационного

1—водо-водяной энергетический реактор; 2 — паровая турбина; 3 — электрогенератор; 4 — парогенератор; 5 — главный циркуля
 10 — БРУ конденсатора; 11 — приемно-сбросное устройство пара после БРУ конденсатора; 12 — основной паровой эжектор; 13 —
 ратосборнике; 17, 18 — конденсаторы конденсата греющего пара I и II ступеней СПП; 19, 20 — регуляторы уровня в кон
 турбины; 24 — охладитель пара основных эжекторов; 25 — охладитель пара эжекторов уплотнений турбины; 26 — блочная обессо
 ПНД6; 31 — охладитель дренажа ПНД6; 32 — дренажный насос; 33 — регулятор уровня конденсата в ПНД7; 34, 35 — ПНД5 и
 лятор уровня конденсата в ПНД5; 40 — деаэратор питательной воды; 41 — бустерный насос; 42 — питательный насос; 43 — при
 ватели; 51, 52 — клапаны регулятора давления в уплотнениях ЦВД и ЦНД; 53 — дренажный насос сетевых подогревателей; 54 —
 ной продувки; 58, 59 — теплообменники охлаждения продувочной воды



энергблока 1000 МВт АЭС:

ционный насос; 6 — компенсатор объема; 7 — барботажный бак; 8 — бак системы аварийной защиты; 9 — основной конденсатор; сепаратор-пароперегреватель (СПП); 14 — сепаратосборник; 15 — сливной насос сепаратосборника; 16 — регулятор уровня в сепаратосборниках; 21 — отсечная поворотная заслонка; 22 — конденсатный насос I ступени; 23 — паровой эжектор уплотнений ливающая установка; 27 — конденсатный насос II ступени; 28 — клапан регулятора уровня в конденсаторе; 29, 30 — ПНД7 и ПНД4; 36 — охладитель дренажа ПНД4; 37 — регулятор уровня конденсата в ПНД4; 38 — дренажный насос ПНД5; 39 — регу- водная турбина питательной установки; 44 — конденсатный насос приводной турбины; 45—47 — ПВД; 48—50 — сетевые подогре- РУ собственных нужд; 55 — БРУ расхолаживания; 56 — технологический конденсатор установки; 57 — расширитель непрерыв- ТО-1 и ТО-2; 60 — фильтр

РОУ с применением защитных устройств (предохранительные клапаны, ограничительные шайбы).

10.3. Полная (развёрнутая) тепловая схема

Полная (развернутая) тепловая схема (РТС) включает оборудование пароводяного тракта электрической станции и объединяющие его трубопроводы с арматурой. В отличие от ПТС развернутая тепловая схема (РТС) включает все агрегаты электростанции или энергоблока — рабочие, резервные, трубопроводы в полном объеме, со всеми параллельными их линиями (нитками) и арматурой.

РТС составляется на основе произведенного перед этим выбора оборудования электрической станции; чертеж ее дает наглядное представление о типе и числе агрегатов электрической станции, о способах соединения оборудования трубопроводами, о типе и расстановке арматуры.

Развернутую тепловую схему электрической станции блочной структуры с одинаковыми энергоблоками выполняют для одного энергоблока, но также с указанием вспомогательных линий трубопроводов, общих для различных энергоблоков. Если электрическая станция состоит из различных энергоблоков, то для каждого из них составляется своя схема, включающая дополнительно вспомогательные общестанционные линии.

Полная тепловая схема электрической станции дает представление об экономичности выполнения системы трубопроводов, позволяет определить возможные режимы, объем и последовательность операций включения и выключения теплового оборудования при его пуске, остановке и изменении энергетической нагрузки.

В системе трубопроводов электрической станции к главным трубопроводам относятся:

- 1) паропроводы свежего пара от котлов к главным турбинам;
- 2) паропроводы промежуточного перегрева;
- 3) питательные трубопроводы от деаэраторов к питательным насосам и от насосов к регенеративным подогревателям;
- 4) на ТЭЦ — трубопроводы для внешнего потребления пара.

Трубопроводы являются важнейшими элементами схемы, они во многом определяют надежность электрической станции.

Основные задачи разработки полной тепловой схемы заключаются в следующем:

1. Выбор схемы главных трубопроводов; диаметра, числа параллельных линий, трубопроводы свежего пара, промперегрева. Расстановка арматуры запорной и регулирующей (задвижки, регулирующие клапаны, вентили).

2. Выбор схем вспомогательных трубопроводов (регенеративных отборов, его конденсата, добавочной воды котлов и обратного конденсата).

3. Выбор пусковых схем, обеспечивающий проведение пуска и остановки блоков и электрических станций, поддержание холостого хода, защиту оборудования при переменных режимах.

10.4. Методика расчета принципиальной тепловой схемы

Расчет принципиальной тепловой схемы имеет целью определение потоков пара и воды на электрической станции, уточнение предварительно выбранных их параметров, определение показателей тепловой экономичности электрической станции и отдельных ее установок.

Расчет схемы можно условно разбить на 6 этапов:

Первый этап расчета ПТС заключается в построении рабочего процесса пара в турбине и определении параметров пара и воды на электрической станции. Рабочий процесс изображается в $i-S$ диаграмме, а принятые параметры пара и воды на электрической станции включаются в сводную таблицу параметров пара и воды.

Второй этап расчета — составление уравнений математического баланса, определяющих соотношение между потоками пара, питательной и добавочной воды.

Третий этап расчета ПТС — составление и решение уравнений теплового баланса различных подогревателей (регенеративных, сетевых испарителей, деаэраторов).

Давление пара перед различными теплообменниками определяют с учетом потери при транспорте. 5–10% величины давления в отборе.

Расчет тепловых балансов элементов регенеративной системы электрической станции начинают обычно с регенеративных подогревателей высокого давления (ПВД), затем — деаэратора, после чего переходят к ПНД.

В заключение расчетов материальных и тепловых балансов производится контроль их правильности путем сопоставления пропуска пара в конденсатор турбины, определенного по балансу конденсата и по балансу пара.

Четвертый этап расчета заключается в определении расхода пара на турбину и электрической мощности турбоагрегата.

В пятом этапе расчета определяют численные величины потоков пара и воды и проверяют правильность расчета контролем мощности турбоагрегата. При этом общую мощность рассматривают как сумму мощностей потоков пара, идущих в отборы и конденсатор турбины.

Расчет принципиальной тепловой схемы завершается шестым этапом — определением показателей тепловой экономичности турбинной установки, блока и электрической станции в целом. При этом определяют к.п.д. котельной установки и трубопроводов с учетом потери пара и конденсата электрической станции и снижения температуры и давления в них.

10.5. Схемы главных паропроводов

Одной из основных задач разработки полной тепловой схемы является выбор схемы главных трубопроводов.

По виду протекающей среды трубопроводы разделяются на паропроводы и водопроводы; воздухопроводы, газопроводы, мазутопроводы и т. д.

К паропроводам относятся: трубопроводы свежего пара от парогенераторов к турбинам; пара промежуточного перегрева от турбин к парогенераторам, трубопроводы отборов пара из турбин на регенеративные подогреватели. Существует 3 типа схем главных паропроводов (рис. 10.7-10.9):

1. Блочная схема

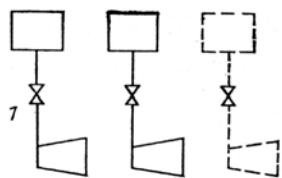


Рисунок 10.7 — Простейшие схемы главных паропроводов (моноблоки)

Наиболее проста и наиболее дешева. Задвижка устанавливается на линии каждого корпуса ПГ; при выпадении такой задвижки требуется обеспаривание всего тракта энергоблока и отключение обоих корпусов ПГ.

2. Централизованная

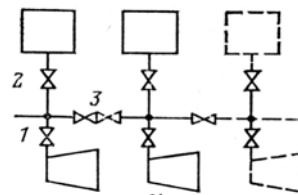


Рисунок 10.8 — Централизованная схема главных паропроводов с одиночной сборно-распределительной линией

Схема сборно-распределительной магистрали выполняется в виде одного паропровода с отдельными задвижками и параллельных паропроводов. Нормально в работе находятся две магистрали. Достоинства централизованной схемы с двойной сборно-распределительной магистралью:

- 1) высокая надежность;
- 2) магистраль переключаящая готова к работе;
- 3) можно производить отключения не изменяя работу других.

Недостатки: большая затрата металла и высокая стоимость.

3. Секционная — от каждого ПГ к турбине идет паропровод и ответвление к переключательной магистрали.

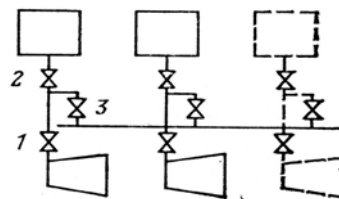


Рисунок 10.9 — Секционная схема главных паропроводов с переключательной линией

Если число котлов превышает число турбин, то часть котлов присоединяют непосредственно к переключательной магистрали.

1) Одно из преимуществ секционной схемы заключается в том, что переключение одних агрегатов можно производить не изменяя схемы включения работы других агрегатов.

2) Переключательная магистраль всегда прогрета и готова к работе. При ее отключении (переключательной магистрали) котлы и турбины работают на блочной схеме.

10.6. Схема питательных трубопроводов

В состав питательных трубопроводов станций входят: всасывающие линии питательных насосов от деаэраторов и напорные питательные линии до регенеративных

подогревателей высокого давления и от них до сборных или переключательных магистралей у ПГ; отводы от магистрали к ПГ; отводная линия ПВД (см. рис. 10.10).

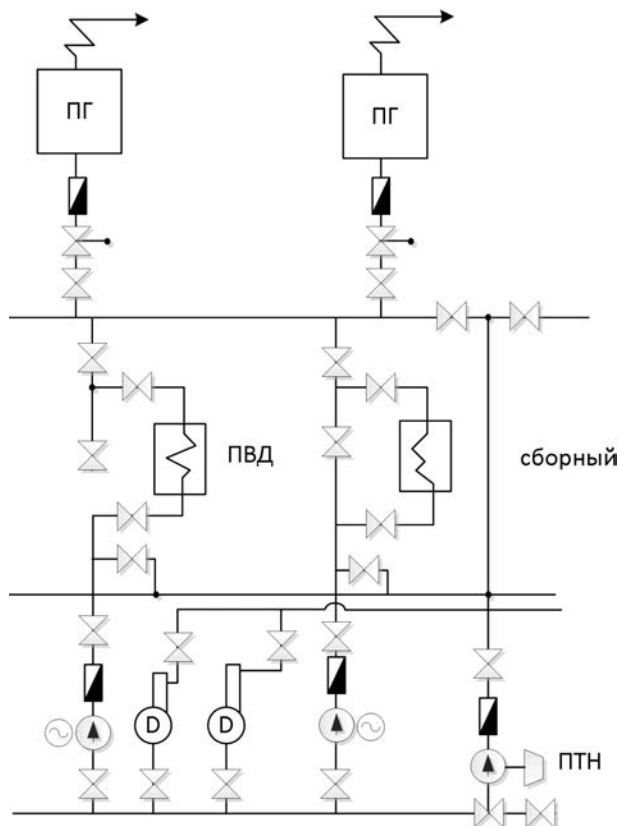


Рисунок 10.10 – Секционно-централизованная схема

На всасывающих и напорных линиях питательных насосов устанавливают запорные задвижки; на напорной линии устанавливают обратный клапан для защиты насоса от обратного потока воды, при отключении насоса. Ввиду наличия всасывающей магистрали и напорных магистралей (у ПГ) можно подавать питательную воду любым насосом через каждую группу ПВД к любому котлу.

При неисправности линии ПВД, ее отсоединяют задвижкой от напорной магистрали и подача воды идет по линии холодного питания при температуре деаэрации.

При блочной структуре электрической станции схема питательных трубопроводов выполняется блочной (рис. 10.11).

Если в каждом блоке имеется два рабочих питательных насоса, то регулирование подачи воды возможно отключением одного из них при снижении нагрузки до половинной ($N = 0,5N_{\text{нп}}$).

При промежуточной нагрузке регулирование производится изменением числа

оборотов турбонасоса. Для отключения отдельных насосов предусматривается соответствующая арматура.

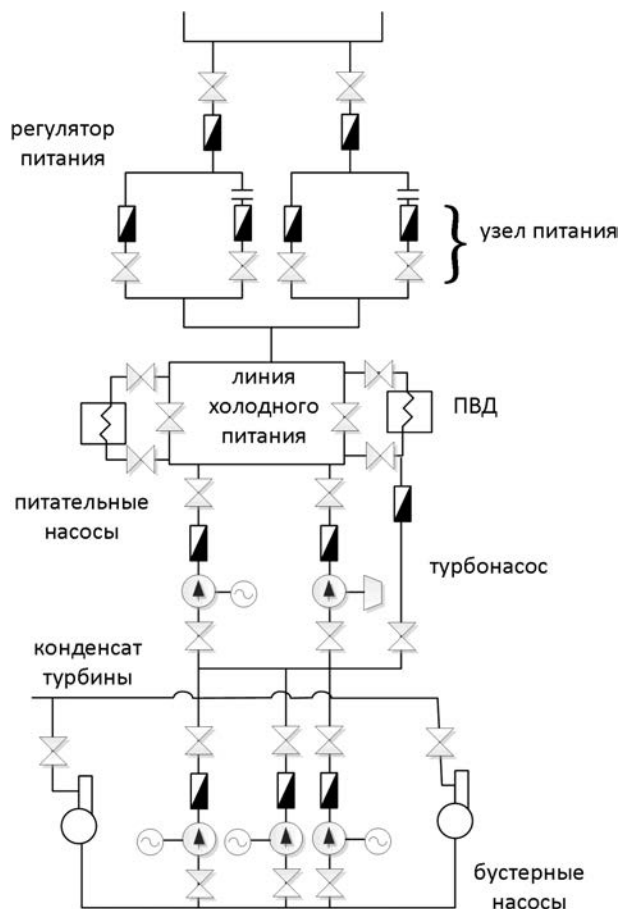


Рисунок 10.11 – Блочная схема питания

10.7. Выбор питательных насосов

Питательные насосы являются важнейшими из вспомогательных машин ЭС; из расчета на подачу питательной воды при максимальной мощности ТЭС с запасом не менее 5%.

Приводом питательного насоса может служить электрический двигатель или паровая турбина.

Для энергоблоков 500, 800 и 1200 МВт устанавливают турбоприводы ПН, по два рабочих турбонасоса, каждый на 50% полной подачи.

На электрических станциях неблочной структуры, входящих в энергосистему, общую подачу воды питательными насосами принимают такой, чтобы при выпадении наиболее крупного насоса остальные обеспечивали подачу воды на все ПГ при номинальной их производительности. Если рабочими насосами приняты турбонасосы, то для первоначального пуска устанавливается электронасос.

При выпадении одного из насосов на ТЭЦ, работающей в энергосистеме, остальные должны обеспечить такую подачу воды, при которой ТЭЦ отпускает полное количество производственного пара, тепло в количестве, определяемом средней температурой самого холодного месяца, с допустимым снижением электрической нагрузки на мощность одного турбоагрегата.

10.8. Конденсатные насосы

Конденсатные насосы выбирают в минимальном, по возможности, числе — один на 100 % или два рабочих по 50 % общей подачи и соответственно один резервный (на 100 % или 50 % полной подачи). Общую подачу определяют по наибольшему пропуску пара в конденсатор с учетом регенеративных отборов. Конденсатные насосы теплофикационных турбин выбирают по конденсационному режиму работы, с включенными теплофикационными отборами для внешнего потребителя. При прямоточных ПГ применяют химическое обессоливание конденсата турбины, поэтому устанавливают конденсатные насосы двух ступеней: после конденсатора турбины с небольшим напором и после обессоливающей установки с напором, необходимым для подачи конденсата через поверхностные регенеративные подогреватели низкого давления в деаэратор питательной воды.

10.9. Насосы охлаждающей воды конденсаторов турбин (циркуляционные)

Выбирают обычно по одному или по два на турбину. В машинном зале насосы устанавливают индивидуально, обычно по два насоса на турбину, для возможности отключения одного из них при уменьшении расхода воды (в зимнее время). В центральных (береговых насосных) целесообразно укрупнить насосы охлаждающей воды, принимая по одному на турбину.

К циркуляционным насосам резерв не устанавливается. Их производительность выбирают по летнему периоду, когда температура охлаждающей воды высокая.

Насосы для питания водой вспомогательных теплообменников выбирают централизованно на всю электрическую станцию или часть ее секций в возможно меньшем числе (один-два рабочих насоса) с одним резервным.

Подпиточные насосы тепловой сети при закрытой системе горячего водоснабжения устанавливают два, при открытой — три, включая в обоих случаях резервный насос.

Дренажные (сливные) насосы конденсата из регенеративных подогревателей устанавливают без резерва; при этом выполняют резервную линию каскадного слива дренажа в соседний регенеративный подогреватель более низкого давления.

Конденсатные насосы сетевых подогревателей выбирают индивидуально, один или два рабочих на турбину, с резервным у сетевого подогревателя нижней ступени, имеющим подачу рабочего насоса.

Напор насосов определяют с учетом давления и гидравлических сопротивлений в элементах оборудования и систем трубопроводов.

10.10. Определение напора питательных насосов

В случае установки ПГ барабанного типа с естественной циркуляцией и включением одноподъемного насоса после деаэратора давление питательной воды после насоса должно составить, МПа

$$P_n = P_{\text{бм}} + H_n \times \rho_n \times g \times 10^{-6} + P_{\text{сн}},$$

где с учетом работы предохранительных клапанов наибольшее давление в барабане ПГ

$$P_{\text{бmax}} = (1,05 \div 1,08) P_6$$

P_6 — рабочее давление в ПГ, МПа;

H_n — высота подъема воды от си ПН до уровня воды в барабане, м;

ρ_n — средняя плотность питательной воды в напорных линиях, кг/м³;

$P_{\text{сн}}$ — суммарное гидравлическое сопротивление оборудования (подогревателей, арматуры, экономайзера);

g — ускорение свободного падения, м/с².

Скоростным напором на входе в барабан пренебрегаем.

Давление воды на входе в питательный насос, МПа составляет

$$P_B = P_d + H_B \times \rho_B \times g \times 10^{-6} - P_{\text{св}},$$

где P_d — давление в деаэраторе, МПа;

$P_{\text{св}}$ — гидравлическое сопротивление трубопроводов, подводящих воду из деаэратора к насосу с арматурой, МПа;

H_B — высота уровня воды в деаэраторе, МПа. Значение H_B выбирают из условия предотвращения вскипания воды на входе в питательный насос и явления кавитации в насосе; на современных ЭС $H_B \approx 22 \div 25$ м;

ρ_B — плотность воды в подводящих трубопроводах, кг/м³.

Определение напора питательного насоса иллюстрирует рис. 10.12

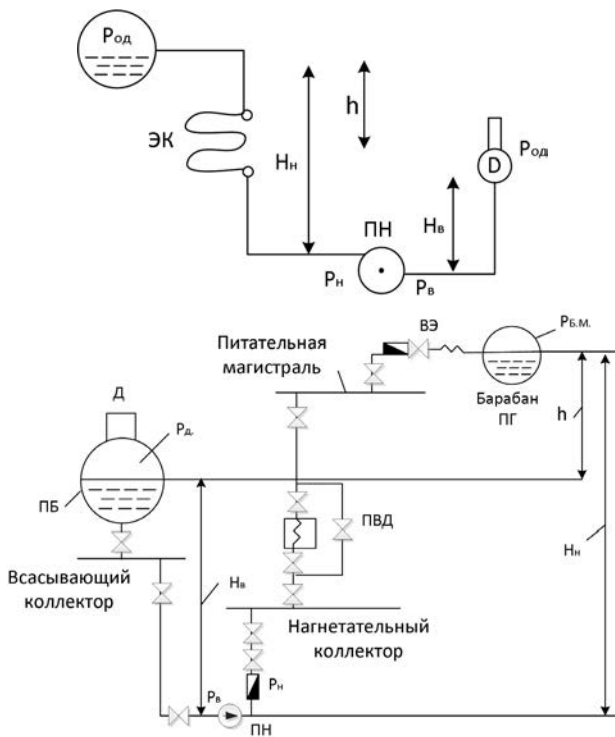


Рисунок 10.12 – Определение напора питательных насосов электростанции с барабанными паровыми котлами

ПБ — питательный бак

Если пренебречь скоростными напорами на входе в насос и выходе из него, создаваемый им напор (повышение давления) МПа, равен:

$$P_{\text{пн}} = P_{\text{н}} - P_{\text{в}} = P_{\text{бм}} - P_{\text{д}} + H_{\text{н}} \times \rho_{\text{н}} \times g \times 10^{-6} - H_{\text{в}} \times \rho_{\text{в}} \times g \times 10^{-6} + P_{\text{сн}} + P_{\text{св}} \approx P_{\text{бм}} - P_{\text{д}} + h \rho \times g \times 10^{-6} + P_{\text{с}}$$

где $h = H_{\text{н}} - H_{\text{в}}$ — высота подъема воды из деаэратора в барабан ПГ, м;

ρ — средняя плотность питательной воды в напорной и входной линиях насоса;

$P_{\text{с}} = P_{\text{сн}} + P_{\text{св}}$ — суммарное сопротивление напорного и входного трактов питательной воды, МПа.

При установке прямоточных ПГ необходимое давление воды на выходе из питательного насоса составляет:

$$P_{\text{н}} = P_{\text{пр}} + P_{\text{спг}} + P_{\text{сн}} + H_{\text{н}} \times \rho_{\text{н}} \times g \times 10^{-6},$$

где $P_{\text{пр}} = P_0 + \Delta P_0$ — давление пара на выходе из ПГ, МПа;

P_0 — давление пара перед турбиной;

ΔP_0 — потеря давления в паропроводе от ПГ до турбины;

$P_{\text{спг}} \approx 4 \div 5$ МПа — гидравлическое сопротивление ПГ;

$H_{\text{н}}$ — высота подъема воды от оси насоса до верхней точки ПГ, м;

$\rho_{\text{н}}$ — плотность воды в напорном тракте, кг/м³.

Мощность потребляемая насосом
 $D_{\text{пв}}$ — расход питательной воды, кг/с;
 v — объем жидкости (питательной воды), м²/кг;
 $H_{\text{пн}}$ — необходимый напор насосов, м;
 V — объемный расход среды, м³/с.

10.11. Трубопроводы

Экономичность электрических станций зависит от характеристики системы трубопроводов, их схемы, материалов для их изготовления. По отношению к общему весу тепломеханического оборудования все трубопроводов составляет от 8% (КЭС) до 15% (ТЭЦ).

Монтаж трубопроводов требует больших трудозатрат, составляющих на КЭС около 16%, а на ТЭЦ около 27% общих трудозатрат на монтаж оборудования. Стоимость трубопроводов составляет до 20% стоимости теплового оборудования электрической станции. Трубопроводы состоят: из прямых и гнутых труб; отводов, служащих для изменения направления трубопроводов; патрубков для присоединения трубопроводов к оборудованию; фланцев для соединения труб и других элементов оборудования; компенсаторов для восприятия тепловых удлинений трубопроводов.

Трубопроводы, по которым протекает нагретая среда, для уменьшения потерь тепла и обеспечения безопасности персонала покрывают тепловой изоляцией. Трубопроводы устанавливают на опорах. Сталь для трубопроводов электрических станций изготавливают в соответствии с ГОСТ и специальными техническими условиями.

Трубопроводы делятся на 4 категории.

		Давление, МПа	Температура, °С	Сталь
I	Перегретый пар	не огран.	540–580	Ст 20
	горячая вода	18,4	> 115	
	насыщенный пар	> 8		
II	Перегретый пар	до 3,9	351–450	Ст 20
	горячая вода насыщенный пар	8,1–13,9	120	Ст 20
III	Перегретый пар	до 2,2	251–350	Ст 20, 10
	горячая вода насыщенный пар	1,6–3,9	120	- « -
IV	Перегретый и насыщенный пар, горячая вода	0,07–1,6 до 1,6	115–250 > 115	Ст 10 - « -

10.12. Расчет трубопроводов

Проводят три типа расчета трубопроводов.

1. Гидравлический. Цель: по заданому пропуску расхода среды (пара, воды) определить диаметр, или наоборот.

2. Механический расчет трубопровода включает определение толщины стенки по ее диаметру, давлению среды и допускаемому напряжению в металле.

3. Расчет на самокомпенсацию. 1 м трубы при нагреве на 100 °С удлиняется на 1,2 м.

10.13. Гидравлический расчет

Внутренний диаметр трубопровода определяет первоначально по уравнению непрерывности (сплошности) потока пара или воды, протекающего по сечению трубопровода f , м²

$$f = \frac{\pi d_p^2}{4} = \frac{V}{c} = \frac{D \cdot v}{c},$$

где d_p — расчетный внутренний диаметр трубопровода, м;

V — объемный пропуск среды, м³/с;

D — массовый пропуск среды, кг/с;

v — удельный объем среды, м³/кг;

c — скорость потока, м/с.

Отсюда

$$d_p = \sqrt{\frac{\pi D v}{4 c}} \approx 1,13 \sqrt{\frac{D v}{c}}.$$

Если D выражено в кг/ч, получим:

$$d_p = \sqrt{\frac{4 D v}{\pi \cdot 3600 \cdot c}} \approx 0,0188 \sqrt{\frac{D v}{c}} \text{ м}$$

Если D выражено в т/ч, то

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot D \cdot 10^3 v}{\pi \cdot 3600 c}} \approx 0,595 \sqrt{\frac{D v}{c}}.$$

Если диаметр трубопровода d_p выразить в см при D , выраженном в кг/ч, то получим:

$$d_p \approx 1,88 \sqrt{\frac{D v}{c}}.$$

По известным внутреннему диаметру $d_p \approx d_n$ и массовому расходу D , т/ч определим скорость среды

$$c = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{10^3}{3600} \cdot \frac{D v}{d_p^2} \approx 0,354 \frac{D v}{d_p^2}.$$

Пропускная способность трубопроводов определяемого диаметра зависит от вида среды, ее параметров, принятой скорости.

Рекомендуемые скорости пара и воды:

1	Паропроводы перегретого пара от ПГ к турбине	
	сверхвысокое и высокое давление	C — 40–60 м/с
2.	Паропроводы промежуточного перегрева:	
	горячий поток	C — 40–50 м/с
3.	холодный поток	C — 35–45 м/с
	Прочие паропроводы	
	низкого давления	C — 40–70 м/с
4.	насыщенного пара	C — 20–40 м/с
	паропроводы к РОУ	C — 60–90 м/с
5.	водопроводы	
	Питательный трубопровод у ПГ	C — 2,5–4 м/с
6.	Конденсат и вспомогательный трубопровод	C — 2–3 м/с
	Всасывающая линия насосов	C — 0,6–1,5 м/с

Потери давления в трубопроводах, МПа

$$\Delta p = \left(\xi_{\text{тр}} \frac{L}{d_p} + \sum \zeta_m \right) \frac{c^2}{2v} \cdot 10^{-6},$$

где $\xi_{\text{тр}}$ и ζ_m — коэффициенты сопротивления прямых труб и местных (арматура, фасонные части);

L — общая длина прямых труб, м.

10.14. Механический расчет

Определение толщины стенки. Толщину стенки трубопровода, мм, определяют по формуле

$$\delta = \frac{P}{2\varphi \sigma_{\text{доп}} + P} d_n + \delta,$$

где P — давление среды в трубопроводах, МПа;

$\sigma_{\text{доп}}$ — допускаемое напряжение в металле, МПа;

d_n — наружный диаметр трубопровода, мм;

φ — коэффициент прочности, учитывающий класс и марку стали, наличие и вид сварных швов;

δ — прибавка к расчетной толщине стенки, мм.

11. КОМПОНОВКА ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

11.1. Выбор площади и генеральный план станции

Для строительства ТЭС обычно рассматривают несколько возможных площадок и на основе технико-экономических сопоставлений выбирают одну из них.

Важнейшими требованиями к месту строительства ТЭС являются:

- а) незатопляемость выбранного участка;
- б) достаточная прочность грунтов (допускаемая нагрузка не менее 0,15 МПа);
- в) отсутствие оползней;
- г) отсутствие химически агрессивных подземных вод.

При дорогом топливе ТЭС целесообразно строить в районе потребления электрической энергии; при дешевом — ближе к месту добычи топлива.

11.2. Основные требования к площадкам ТЭС

1. Участки должны иметь грунты, допускающие крупные сооружения без устройства дорогих оснований. Непригодны участки, подверженные оползням, косогоры, болота и т. д.

Электростанции не должны располагаться над местом залегания полезных ископаемых.

2. Участки должны иметь ровную поверхность с минимальным объемом земляных работ.

3. Минимальные затраты на отсуждение территории.

4. Благоприятные гидрогеологические условия (уровень грунтовых вод должен быть ниже фундаментов).

5. Благоприятные условия для технического водоснабжения (вблизи воды).

6. Желательно располагать площадку с минимальным превышением над уровнем воды (чтобы уменьшить напор циркуляционных насосов).

Для ТЭС должна быть тесная связь с тепловыми потребителями (min трассы).

7. Площадка должна располагаться вблизи магистральных железнодорожных линий. Ближайшая станция — не более 10–15 км. Хорошие грунтовые дороги.

8. Площадка ТЭС по отношению к жилому поселку должна строиться с учетом «розы ветров».

9. Должны быть предусмотрены участки для отвала золы (если на твердом топливе) из расчета 15-летней эксплуатации.

10. Расположение должно быть компактным.

11.3. Генплан. Пример компоновки ТЭС

Чертеж, на котором нанесено положение в плане и габариты сооружений промышленной площадки, а также показаны основные коммуникации, называется генеральным планом (генпланом) (рис. 11.1).

Необходимо учитывать «розу ветров» при разработке генплана ТЭС: расположение угольного склада, градирен — располагать с подветренной стороны, открытому распределит.

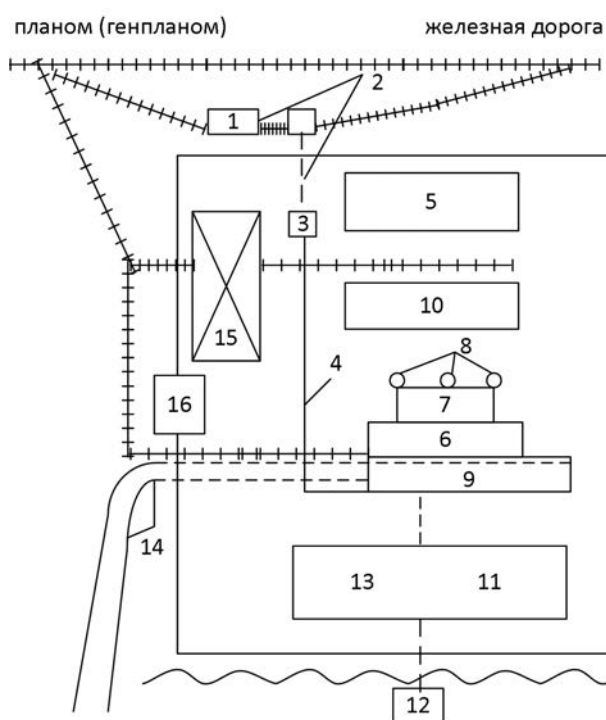


Рисунок 11.1 – Схема генплана ТЭС

1 — вагоноопрокидыватель; 2 — подземные транспортеры; 3 — дробилка; 4 — эстакада углеподачи; 5 — угольный склад; 6 — котельный цех; 7 — дымососы и вентиляторы; 8 — дымовые трубы; 9 — турбинный цех; 10 — химводоочистка; 11 — открытая подстанция; 12 — береговая насосная; 13 — нагнетательные трубопроводы циркуляционной системы; 14 — самоточный сбросной канал (открытая и закрытая часть); 15 — вспомогательные службы (мазут, хранилище, кислородно-ацетиленовой станции, мастерские); 16 — главная контора и проходная.

Показателями экономичности площадки являются коэффициенты:

1) коэффициент застройки участка

$$\frac{S_{зданий}}{S_{участка}} \approx 9 \div 13 \%;$$

2) коэффициент использования территории

$$\frac{S_{\text{всех сооружений}}}{S_{\text{участка в ограде}}} \approx 45 \div 60 \%$$

11.4. Компоновка главного корпуса электростанции

Главным корпусом ТЭС называют главное ее здание, внутри которого размещается основное и связанное с ним вспомогательное оборудование, осуществляющее главный технологический процесс преобразования теплоты сгорания топлива в электрическую энергию. На рис. 11.2 представлено расположение оборудования в главном корпусе электростанции

В главный корпус подается топливо, подлежащее использованию, вода для охлаждения отработавшего пара турбин и для других целей и т.д. Из главного корпуса отводится охлаждающая вода после конденсаторов, дымовые газы парогенераторов, шлак и зола при использовании твердых топлив. Из главного корпуса выводится конечная продукция — электрическая энергия, а на ТЭЦ — и тепловая энергия с паром или горячей водой.

В состав главного корпуса входят два основных помещения: парогенераторное и турбинное (машинный зал) и, кроме того, так называемое промежуточное помещение между ПГ и турбинным помещением для различного вспомогательного оборудования турбоагрегатов и ПГ.

В промежуточном помещении находятся деаэраторы с баками, иногда бункеры топлива и оборудования пылеприготовления. Оно выполняется двухпролетным, состоящим из деаэраторного и бункерного отделений или однопролетного в виде совмещенного бункерно-деаэраторного помещения.

Под компоновкой главного корпуса электрической станции понимают взаимное размещение оборудования и строительных конструкций, а также отдельных его помещений.

При правильной и целесообразной компоновке главного корпуса должны соблюдаться требования:

1. Обеспечение надежного, бесперебойного и удобного осуществления технологического процесса: бункеры топлива должны иметь необходимый уклон (60–65°), деаэраторы должны располагаться на достаточной высоте для создания подпора; пожарные вещества

изолируют; оборудование с взрывоопасными веществами (ресиверы сжатого воздуха и др.) размещают вне корпуса; помещения должны иметь не менее 2-х выходов. Строительные конструкции не должны подвергаться вибрации.

2. Компоновка должна обеспечивать удобство эксплуатации и ремонта, а также наилучшие условия труда: широкие проходы; монтажные и ремонтные площадки; хорошее освещение и вентиляцию.

3. Экономичность сооружения и эксплуатации.

4. Предусматривать возможность дополнительного расширения главного корпуса. Одна из торцевых стен делается временной.

5. Обеспечение должных санитарно-гигиенических условий труда персонала.

Основным технико-экономическим показателем компоновки являются — удельный строительный объем. Он составляет для: КЭС — 0,7 м³/кВт; ТЭЦ — до 1,5 м³/кВт.

11.5. Типы компоновок

Типы компоновок главного корпуса (рис. 11.3-11.6) характеризуются следующими признаками.

1. Степень закрытия основных агрегатов — турбоагрегатов и ПГ;

1) закрытые компоновки, при которых турбоагрегаты и ПГ находятся внутри соответствующих помещений. Этот тип компоновки — основной в бывших странах СНГ и за рубежом;

2) полузакрытые, которые характеризуются закрытым размещением турбоагрегатов и частичным открытием ПГ, а именно, их задней стенки, их конвективной шахты. Не применяются в бывших странах СНГ ввиду трудностей при строительстве;

3) полуоткрытые, имеют закрытый машинный зал и открытое размещение ПГ, над которыми устанавливают навесы от осадков;

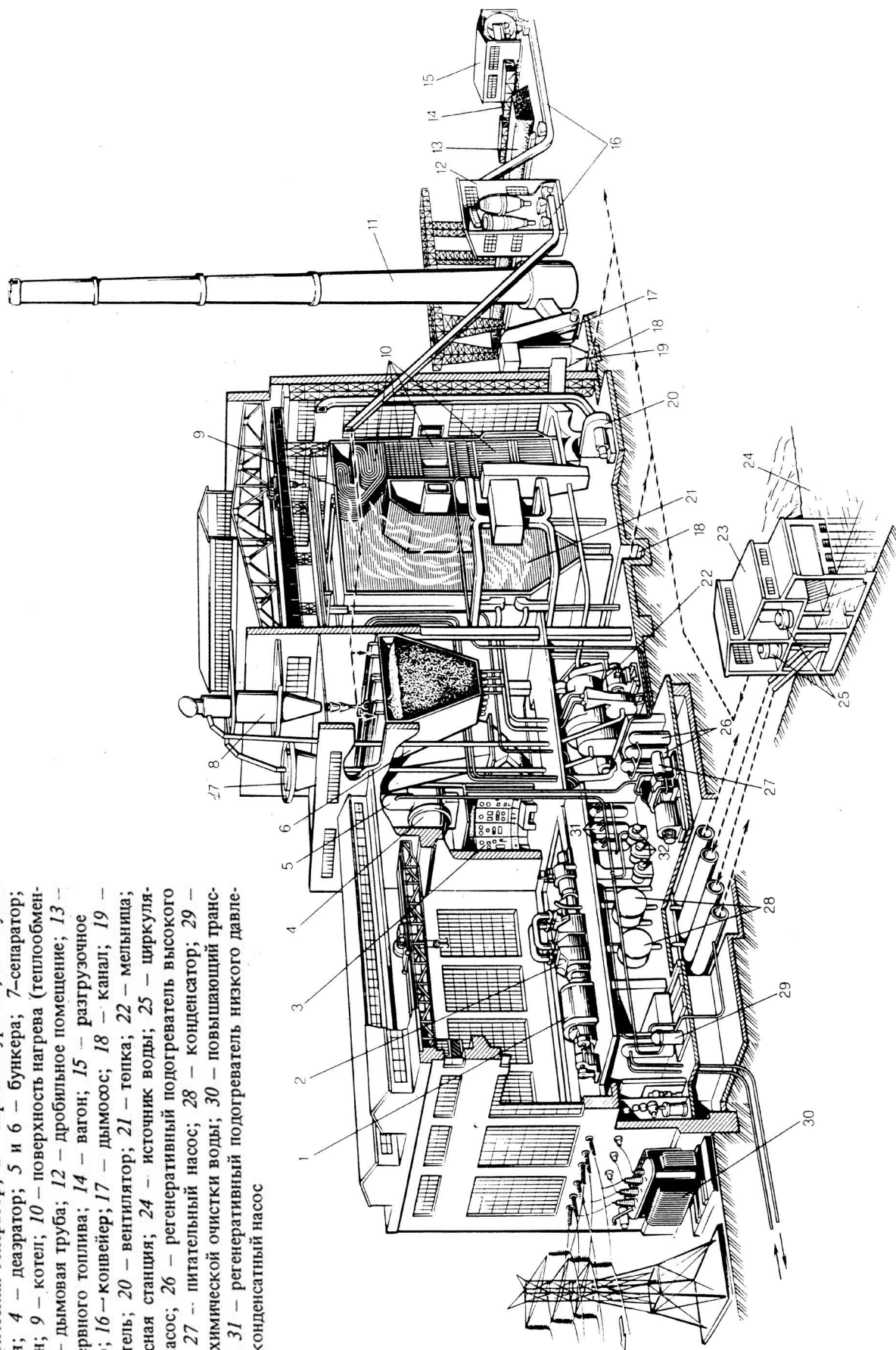
4) открытые, характеризуются открытой верхней частью машинного зала, закрытым конденсационным помещением и открытым размещением ПГ. Электростанции открытого типа имеются в бывших странах СНГ (Кавказ, Средняя Азия), а также в США.

Итак, типы компоновок.

1. Компоновка с 2-х рядным расположением ПГ (старая компоновка) (рис. 11.3).

Рис. 11.2 — Расположение оборудования в главном корпусе электростанции

1 — электрический генератор; 2 — паровая турбина; 3 — пульт управления; 4 — деаэрагор; 5 и 6 — бункера; 7 — сепаратор; 8 — циклон; 9 — котел; 10 — поверхность нагрева (теплообменник); 11 — дымовая труба; 12 — дробильное помещение; 13 — склад резервного топлива; 14 — вагон; 15 — разгрузочное устройство; 16 — конвейер; 17 — дымосос; 18 — канал; 19 — золоуловитель; 20 — вентилятор; 21 — теплка; 22 — мельница; 23 — насосная станция; 24 — источник воды; 25 — циркуляционный насос; 26 — регенеративный подогреватель высокого давления; 27 — питательный насос; 28 — конденсатор; 29 — установка химической очистки воды; 30 — повышающий трансформатор; 31 — регенеративный подогреватель низкого давления; 32 — конденсатный насос



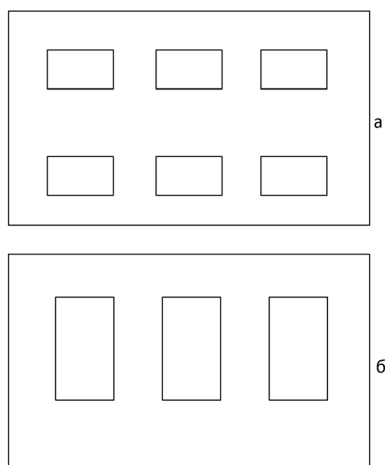


Рисунок 11.3 — Компановка главного корпуса ТЭС с 2-х рядным расположением ПГ
а — котельный цех; б — турбинный цех

2. На современных станциях принято однорядное размещение ПГ в здании и различают два типа компоновки:

а) с однорядным расположением ПГ и продольным расположением турбин (рис. 11.4)

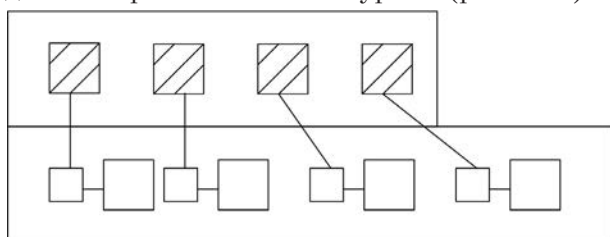


Рисунок 11.4 — Компановка главного корпуса ТЭС с однорядным расположением ПГ и продольным расположением турбин

Недостаток: турбинный цех по длине опережает котельный и удлиняются паропроводы.

Достоинства: уменьшается ширина турбинного цеха и удешевляется постовой кран.

б) поперечное расположение (рис. 11.5)

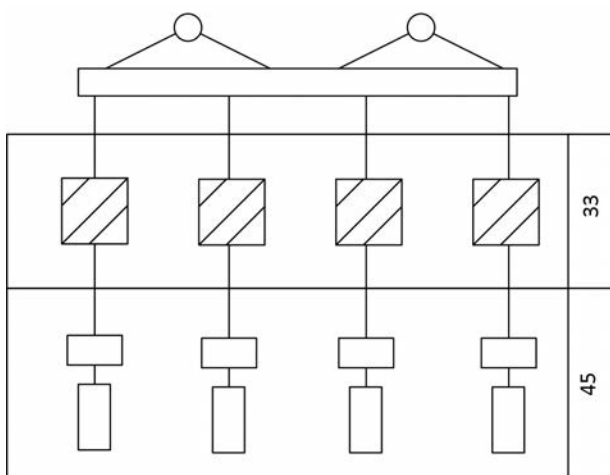


Рисунок 11.5 — Компановка главного корпуса ТЭС с поперечным расположением

Достоинства: сокращается длина трубопроводов острого пара и промперегрева, а также выводов электрического тока от генераторов к повышающим трансформаторам, сокращается длина машинного зала.

Недостаток: увеличивается поперечный пролет машинного зала до 45 м.

Применяется для блоков до 300 МВт.

3. С продольным расположением турбин и островным расположением парогенераторов (ПГ).

Компоновка главного корпуса может быть разомкнутой и сомкнутой.

1. Разомкнутая компоновка характерна для старых станций.

Преимущества: хорошее освещение и вентиляция.

Недостаток: удлиняются паропроводы.

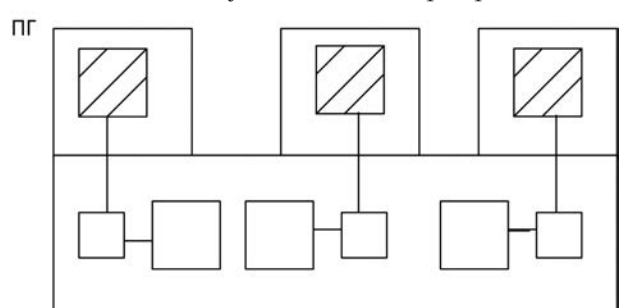


Рисунок 11.6 — Компановка главного корпуса ТЭС

2. Сомкнутая — два здания вместе — это машинный и ПГ залы.

11.6. Техническое водоснабжение

Современные паротурбинные электрические станции требуют значительного расхода воды для:

конденсации пара	— 100 %
охлаждения турбогенераторов и крупных электрических двигателей	— 2,5–4 %
охлаждение масла в турбогенераторе и питательных турбинах	— 1,2–2,5 %
охлаждение подшипников	— 0,7–1,0 %
гидрозолаудаление	— 2–6,0 %
подпитка ПГ	— 0,04–0,1 %

Основным потребителем воды на электрической станции являются конденсаторы паровых турбин, включающего также ЦНД турбины и систему технического водоснабжения

с водоохладителем. На рис. 11.7 представлена схема подачи воды для низкопотенциальных потребителей электростанции.

Расход охлаждающей воды для конденсации отработавшего пара определяется из уравнения теплового баланса конденсатора.

Если в конденсатор турбины подводится только отработавший пар турбин и нет подвода тепла с другими потоками, уравнение теплового баланса конденсатора имеет вид

$$Q_k = D_k (i_k - i'_k) = G_{ов} (i_{в2} - i_{в1}), \quad (1)$$

где Q_k — тепло, передаваемое конденсирующимся паром охлаждающей воде, МДж/ч;

D_k и $G_{ов}$ — соответственно расход конденсирующегося пара и охлаждающей воды, т/ч;

i_k и i'_k — энтальпия отработавшего пара и конденсата;

$i_{в1}$ и $i_{в2}$ — энтальпия охлаждающей воды до и после конденсатора, кДж/кг;

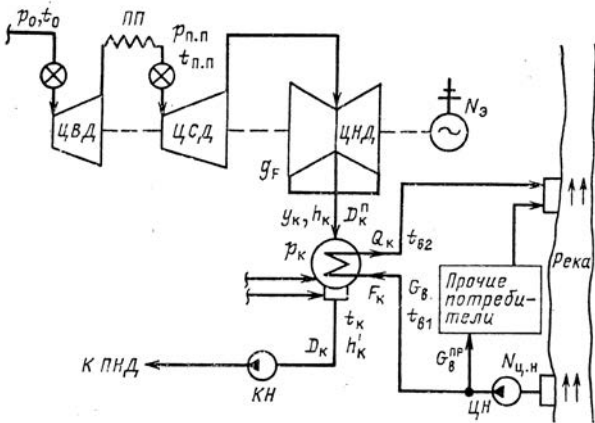


Рисунок 11.7 — Расчетная схема низкопотенциального комплекса электростанции

ЦВД — цилиндр высокого давления; ЦСД — цилиндр среднего давления; ЦНД — цилиндр низкого давления; ЦН — циркуляционные насосы; КН — конденсатные насосы

В конденсатор поступает обычно отработавший пар с небольшой влажностью, в пределах 10–12%.

Из уравнения (1) можно определить кратность охлаждения m , то есть отношение расходов охлаждающей воды и конденсируемого пара, кг/кг

$$m = \frac{G_{ов}}{D_k} = \frac{i_k - i'_k}{i_{в2} - i_{в1}} = \frac{q_k}{\Delta i_{в}}$$

где m — кратное охлаждение конденсатора;

$q_k = i_k - i'_k$ — тепло конденсации отработавшего пара, кДж/кг;

$\Delta i_{в} = i_{в2} - i_{в1}$ — подогрев воды в конденсаторе, кДж/кг.

Температуры охлаждающей воды t_1 и t_2 и конденсируемого пара t_k °С связаны соотношением

$$t_k = t_1 + \Delta t_{в} + \theta = t_2 + \theta,$$

где t_1 и t_2 — соответственно температуры воды до и после конденсатора;

θ — недогрев воды в конденсаторе до насыщения пара, ч;

t_1 , t_2 и θ определяются комплексным технико-экономическим расчетом конечного значения P_k пара (вакуума) в турбине, конденсаторе и системе водоснабжения. Расчетный подогрев воды в конденсаторе составляет обычно 8–12 °С, недогрев воды θ 3–5 °С.

Кратность охлаждения ПГ зависит от расчетной температуры охлаждающей воды и лежит в пределах 40–65 кг/кг, то есть для того, чтобы сконцентрировать 1 кг пара надо подать от 40–90 кг охлаждающей воды. Меньшие значения для двухходовых конденсаторов, большие для одноходовых.

11.7. Источники и системы технического водоснабжения

Наиболее распространенными источниками водоснабжения ЭС могут служить поверхностные воды из рек, озер, морей, водохранилищ, а также подземные воды.

Существуют две основные системы технического водоснабжения электрических станций:

- 1) прямоточная;
- 2) обратная.

Система водоснабжения называется прямоточной, если из реки можно получить воду в количестве, полностью обеспечивающем потребность электрической станции, причем подогретая воды сбрасывается вниз по течению реки и больше к водозаборному сооружению не поступает.

Система водоснабжения называется обратной, если основная масса воды, прошедшая через конденсаторы, поступает в охладители и затем опять используется для охлаждения конденсаторов и других теплообменников.

Свежая добавочная вода подается в количестве, необходимом для восполнения потерь в охладителях.

Если при прямоточной системе водоснабжения в маловодные периоды расход реки не обеспечивает подачу на электрическую станцию требуемого количества воды, то недостающее количество может быть подано за счет подмешивания части подогретой

воды к речной. Такая система водоснабжения называется смешанной.

Наиболее глубокий вакуум обеспечивает прямоточная система водоснабжения. В оборотных системах с прудом-охладителем и смешанных системах получается менее глубокий вакуум.

Система водоснабжения	Среднегодовая температура воды			
	Урал и Сибирь	Средняя полоса Европы	Юг Европейской части	Средняя Азия
Прямоточная	6–10	8–12	10–14	8–15
Оборотная с прудами охладителями	8–12	10–14	13–18	13–18
Оборотная с градирнями и брызгальными бассейнами	18–22	18–22	20–24	20–26

11.8. Прямоточная система водоснабжения

Прямоточное водоснабжение технически наиболее совершенна и, как правило, позволяет получить более глубокий вакуум в турбине по сравнению с другими системами водоснабжения благодаря постоянному использованию свежей воды для конденсаторов турбин (рис. 11.8).

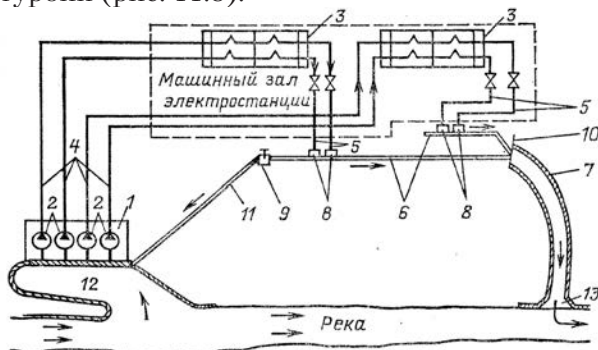


Рисунок 11.8 — Система прямоточного водоснабжения

1 — водоприемник и береговая насосная станция; 2 т — циркуляционные насосы; 3 — конденсаторы; 4 — напорные водоводы; 5 — сливные водоводы; 6 — закрытые отводящие каналы; 7 — открытый отводящий канал; 8 — сливной сифонный колодец; 9 — переключательный колодец; 10 — сооружение для регулирования уровня воды в закрытом отводящем канале; 11 — трубопровод обогрева водозабора; 12 — водозаборный ковш; 13 — водосброс

При применении прямоточного водоснабжения главный корпус электростанции размещают вблизи от берега реки, на территории, не затопляемой во время максимального уровня воды в реке. Ввиду значительного

колебания уровня воды в реке в течение года насосы охлаждающей воды, как правило, размещают в береговой насосной; центробежные насосы подачи до 12–15 тыс.м³/ч способны подсасывать воду и их ось может быть на 3–4 м выше минимального уровня воды в реке. Перед поступлением в насосы вода первоначально освобождается от крупных плавающих или взвешенных предметов в механических решетках, очищаемых специальными решеткоочистными машинами. Сетки снабжены промывным струйным устройством, автоматически включающимся при их загрязнении, при повышении их гидравлического сопротивления и увеличения разности уровней воды до и после сеток до 15–20 см. Насовременных конденсационных электростанциях применяют блочные схемы водоснабжения, т.е. подачу воды на каждый конденсатор или его половину от одного насоса. После конденсаторов вода поступает в сливные каналы, закрытые на территории электростанции и открытые за её пределами. Водоприёмное устройство обычно совмещают со зданием береговой насосной.

Безвозвратные потери при прямоточной системе водоснабжения складываются из потерь в системе питания котлов и в золоотвалах гидрозолоудаления.

Расход воды, забираемой из источника водоснабжения при прямоточной системе, не зависит от этих потерь, так как для восполнения их используется нагретая воды после конденсаторов турбин.

11.9. Обратная система водоснабжения

Оборотная система применяется когда источники недостаточны для прямоточной системы водоснабжения или когда последняя неэкономична вследствие большой высоты подачи воды или большого удаления ТЭС от источника.

В оборотных системах потери воды несколько возрастают из-за ее испарения в градирнях и брызгальных бассейнах и уноса капель воды воздушным потоком. При испарении воды увеличивается концентрация солей в ней, и для стабилизации солевого состава предусматривается продувка циркуляционной системы, то есть сброс некоторого количества воды после конденсаторов и добавка в систему такого же количества свежей воды.

Оборотная система имеет искусственные охладительные устройства:

- водохранилища-охладители;
- градирни;
- брызгальные бассейны.

11.10. Водохранилища-охладители

Водохранилища-охладители получили большое распространение на ТЭС большой мощности. Для охлаждения воды иногда используют естественные водоемы — озера, но в большинстве случаев водохранилища образуются сооружением плотин на малых реках. В отдельных случаях пруды (водохранилища) — охладители сооружают вне долины рек; при этом необходимая для охлаждения воды площадь ограждается дамбами. Главный корпус электростанции размещают неподалеку от берега пруда; насосы размещают в береговой насосной, так как годовые колебания горизонта воды в водохранилище могут быть значительными и составлять несколько метров. Водохранилищам, сооружаемым вне долины рек или на поймах (наливные водохранилища), стремятся придать форму, позволяющую использовать всю акваторию. Охлаждение воды в водохранилище происходит в результате соприкосновения воды с воздухом (конвекцией); если его температура ниже температуры охлаждаемой воды (в более холодное время года и в ночное время летом), а также в результате испарения части воды с поверхности водохранилища, если воздух, движущийся над водохранилищем, не насыщен водяными парами.

Искусственные водохранилища выполняют:

- 1) вытянутой формы см. рис 11.9 а;
- 2) округлой формы см.рис. 11.9 б;
- 3) водоём, сооружённый вне долины реки см.рис. 11.9 в.

Охлаждающая способность пруда (водохранилища) зависит от площади его активной зоны, в состав которой входят транзитный поток, то есть часть акватории пруда (водохранилища), занятая циркуляционным потоком, и водоворотная зона.

Охлаждающая способность водоворотной зоны несколько ниже чем транзитного потока.

Наиболее полно обычно используется поверхность пруда вытянутой формы, так как такое водохранилище имеет большую относительную площадь транзитного потока.

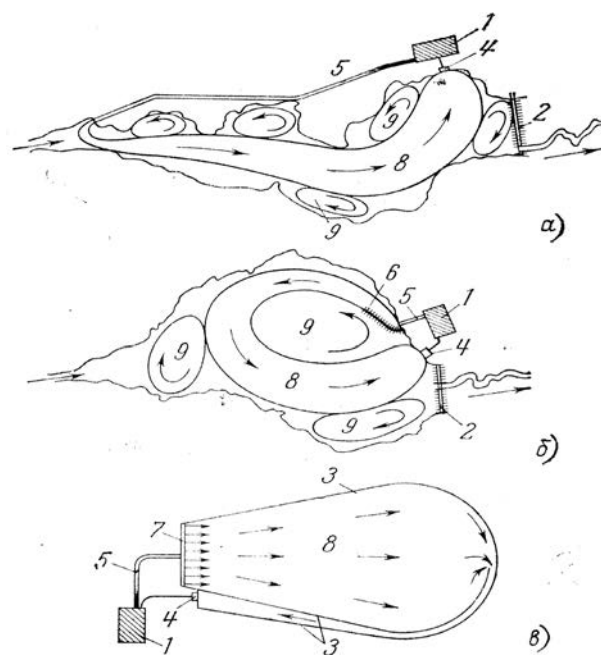


Рисунок 11.9 — Схемы водоемов-охладителей
 а — водоем вытянутой формы; б — водоем округлой формы; в — водоем, сооружаемый вне долины реки; 1 — площадка электростанции; 2 — плотина; 3 — ограждающая дамба; 4 — водозаборное сооружение; 5 — отводящий канал; 6 — струенаправляющая дамба; 7 — струераспределительное сооружение; 8 — транзитный поток; 9 — водоворотная зона

11.11. Расчет необходимой поверхности пруда-охладителя

В прудах различают: транзитные потоки и водовороты. Активную площадь водохранилища-охладителя F_a , км², можно определить по формуле

$$F_a = \chi F_{\text{пр}} = \chi (F_{\text{тр}} + F_{\text{в}}),$$

где $F_{\text{тр}}$ — площадь транзитного потока, км²;

$F_{\text{в}}$ — площадь водоворотных зон, км²;

$F_{\text{тр}}$ и $F_{\text{в}}$ — определяется гидравлическим расчетом на гидравлической модели;

$F_{\text{пр}}$ — общая площадь пруда без застойных зон, км²;

$\chi = f(F_{\text{тр}}/F_{\text{пр}})$ — коэффициент использования водохранилища, принимаемый по таблице.

$F_{\text{тр}}/F_{\text{пр}}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
χ	0,4	0,62	0,78	0,87	0,9

Необходимую площадь пруда (водохранилища), км²/МВт, можно приблизительно определить по удельной площади

$$f_{\text{уд}} = \frac{F_{\text{пр}}}{N_{\text{э}}}$$

Значение $F_{уд}$ принимают в пределах $(3-8) \times 10^{-3} \text{ км}^2/\text{МВт}$; таким образом для электрической станции $N = 2400 \text{ МВт}$ требуется

$$F_{пр} = 7 \div 20 \text{ км}^2.$$

Для теплового расчета водохранилища пользуются монограммой.

11.14. Искусственные охладители.

Градирни

Градирни — основной вид искусственного охладителя, широко распространенный на ТЭЦ и в настоящее время получающий все большее применение на КЭС (рис. 11.10).

Основная часть градирни — оросительное устройство, в котором вода, подлежащая охлаждению после конденсаторов турбин, разделяется на струи и капли или стекает вниз по щитам в виде пленок.

Вода в виде капель и пленок охлаждается вследствие испарения и соприкосновения с воздухом, входящим в оросительное устройство через окна. Нагретый насыщенный (водяными парами) воздух отводится вверх под действием естественной тяги через вытяжную башню. По взаимному направлению движения воды и воздуха градирни разделяются на:

- 1) противоточные;
- 2) поперечноточные;
- 3) смешанного типа.

В градирнях с оросительными устройствами капельного типа вода поступает в систему самотечных лотков, на дне которых устанавливаются цилиндрические насадки. Под насадками расположены разбрызгивающие фарфоровые или пластмассовые тарелочки, с которых вода падает вниз в виде струй и капель на горизонтальные бруски, размещаемые в несколько рядов по высоте, после чего собирается в бассейне.

Благодаря большой поверхности воды, стекающей в виде пленок по щитам, и меньшему аэродинамическому сопротивлению потока воздуха пленочные градирни имеют лучшие технические и экономические показатели (меньшая удельная площадь при равной охлаждающей способности). Выполняют также градирни смешанного капельно-пленочного типа с оросительным устройством капельного типа на периферии и пленочного типа (с меньшим аэродинамическим сопротивлением) в центральной части.

Оросительные устройства пленочного типа получили в настоящее время наибольшее распространение.

Работа градирни характеризуется удельной гидравлической нагрузкой или плотностью дождя.

Пленочная градирня $f_{уд} = 5,5 \div 7 \frac{\text{М}^3 \cdot \text{ч}}{\text{М}^2}$ или $0,025 \div 0,05 \text{ м}^3/\text{кВт}$.

Капельная градирня $f_{уд} = 3,5 \div 4,5 \frac{\text{М}^3 \cdot \text{ч}}{\text{М}^2}$.

Ниже представлена схема градирни противоточного типа с естественной тягой (рис. 11.11).

11.15. Брызгальные устройства

Искусственный охладитель можно выполнять в виде брызгального устройства, которое состоит из сопел, разбрызгивающих нагретую воду, сопла устанавливаются на трубопроводах, монтируемых на опорах над бассейном, из которого охлажденная вода каналом отводится к конденсатору турбины (рис. 11.12). Вода после конденсаторов турбин подводится трубопроводами к кофлам под небольшим избыточным давлением примерно $0,05-0,08 \text{ Мпа}$, преобразуемым в соплах в кинетическую энергию струи. Напор воды в распределительных

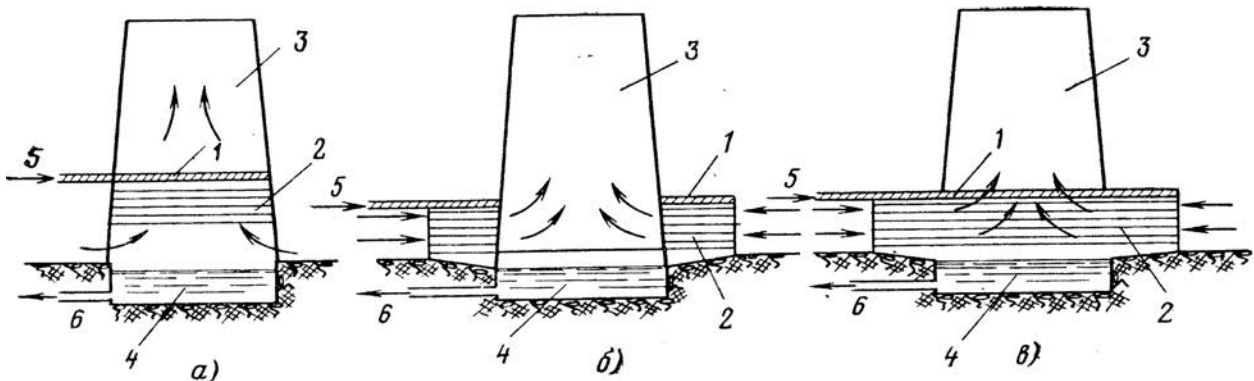


Рисунок 11.10 — Схемы градирен различных типов

а — противоточная; б — поперечноточная; в — смешанного типа; 1 — водораспределительное устройство; 2 — охлаждающее устройство; 3 — вытяжная башня; 4 — водосборный бассейн; 5 — подвод горячей воды после конденсаторов турбин; 6 — отвод охлажденной воды

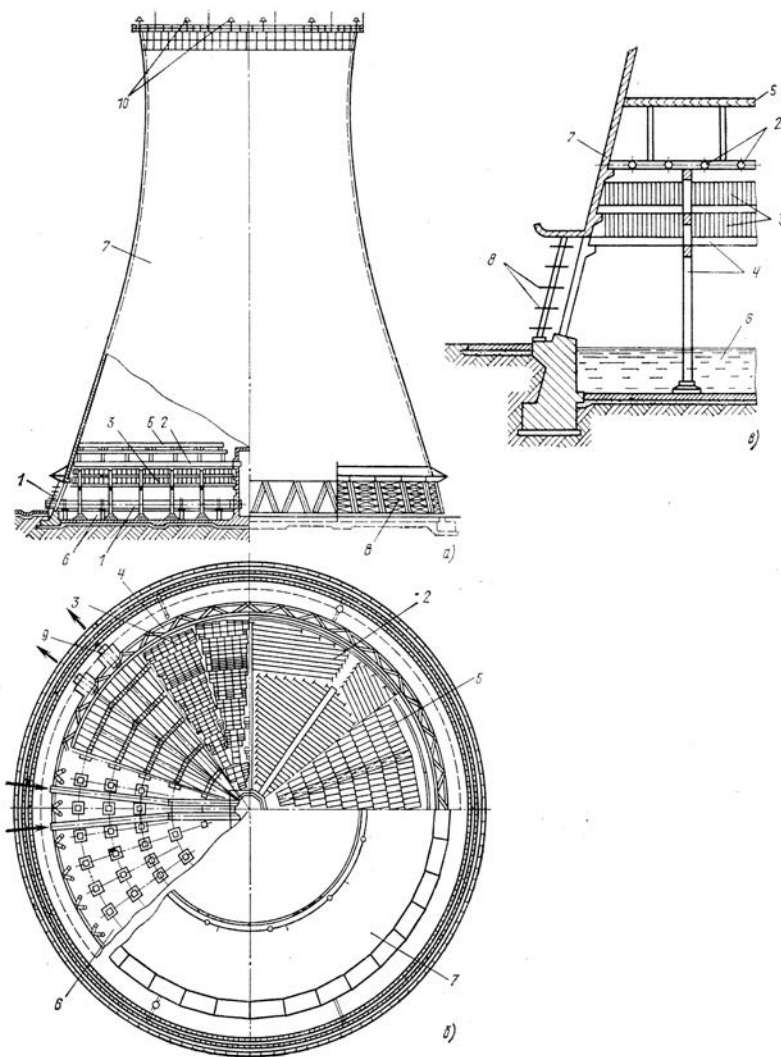


Рисунок 11.11 — Градирня противоточного типа с естественной тягой

а — разрез и фасад; б — план; в — деталь; г, д — градирня производительностью до 100 000 м³/ч с башней из стального каркаса, обшитого алюминиевым листом (г) и из монолитного железобетона (д): 1 — подводящие трубопроводы; 2 — водораспределительные трубопроводы с разбрызгивающими соплами; 3 — щиты оросительного устройства пленочного типа; 4 — каркас оросителя; 5 — водоуловитель; 6 — водосборный бассейн; 7 — вытяжная железобетонная башня гиперболической формы; 8 — воздухонаправляющие щиты; 9 — отводящие трубы; 10 — светоограждение

трубах брызгальных установок принимают не менее 5 м; на крайних распределительных трубах зимой во избежание обледенения окружающей территории напор воды снижают. Эта система наиболее проста и менее эффективна.

Эффект охлаждения существенно зависит от скорости воздушного потока; однако при большой его скорости происходит унос капель воды, особенно неприятный зимой.

Брызгальные устройства из-за требующейся большой площади и затруднений при их эксплуатации применяются редко. Иногда брызгальные установки применяют в дополнение к водохранилищу-охладителю. Удельная площадь, требуемая брызгальным

устройствам, составляет 0,06–0,12 м²/кВт, т.е. примерно 6 раз больше площади градирни.

Удельная гидравлическая нагрузка

$$f_{уд} = 0,8 \div 1,3 \frac{\text{м}^3 \cdot \text{ч}}{\text{м}^2}.$$

Недостаток: значительный капельный унос, потери воды в 2,5–3 раза выше, чем в градирнях, создают туман, обледенение зимой.

При одинаковом охлаждающем эффекте площадь бассейна в 30–40 раз меньше, чем пруда охладителя.

Стоимость сооружения технического водоснабжения 4–12 % стоимости электростанции. Удельная площадь, требуемая брызгальным устройствам, составляет 0,06–0,12 м²/кВт.

В оборотной системе тепло, полученное водой в конденсаторе, передается в охлаждающих устройствах воздуху.

В прудах-охладителях передача тепла происходит за счет конвективного теплообмена; и за счет испарения — градирни и брызгальные бассейны.

Недостатки: Для прудов-охладителей требуется большая поверхность теплообмена.

У градирен и брызгальных бассейнов — большие безвозвратные потери.

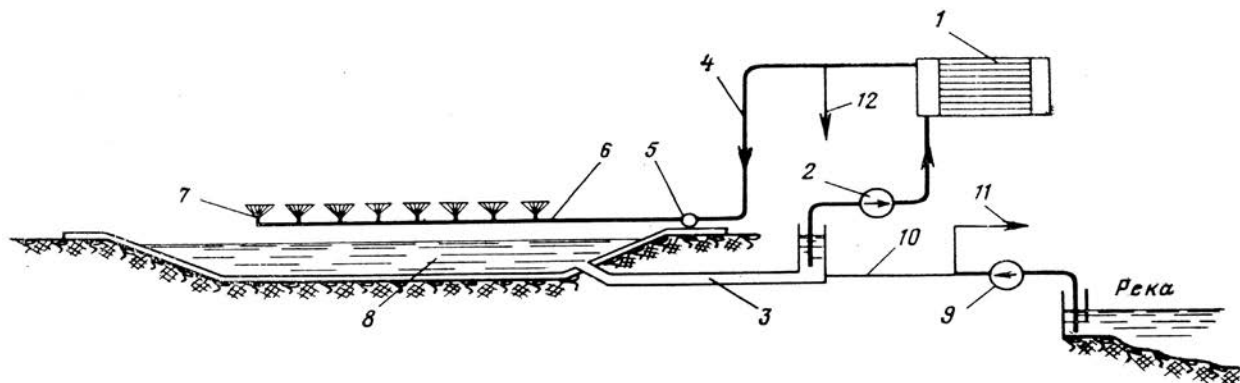


Рисунок 11.12 — Схема оборотного водоснабжения с брызгальной установкой

1 — конденсатор турбины; 2 — циркуляционный насос; 3 — подводящий канал; 4 — напорный трубопровод нагретой воды; 5 — коллектор; 6 — распределительный трубопровод; 7 — разбрызгивающие сопла; 8 — водосборный бассейн; 9 — насос добавочной воды; 10 — трубопровод добавочной воды; 11 — трубопровод подачи воды на водоподготовку; 12 — трубопровод продувки циркуляционной системы.

12. ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

12.1. Доставка топлива на электростанции

Твердое топливо на тепловые электростанции доставляют: железнодорожным, водным, автомобильным или конвейерным транспортом. Реже используется гидротранспорт по трубам и подвесные канатные дороги.

Если электростанция работает на жидком топливе — мазуте, то мазут доставляют железнодорожным, водным, трубопроводным и автомобильным транспортом. Трубопроводный транспорт используется главным образом при расположении электростанции вблизи нефтеперерабатывающих заводов или магистральных мазутопроводов. Водная доставка обходится в 4–5 раз дешевле железнодорожной. Но из-за сезонности применяется редко. Наиболее распространена железнодорожная доставка (рис. 12.1).

Газ поступает на электростанции от магистрального газопровода или от газораспределительной станции (ГРС) с давлением 0,7–1,3 МПа. Для снижения давления газа у форсунок ПГ до 0,12–0,2 МПа предусматривается его дросселирование в газорегулирующем пункте (ГРП). Ввиду резкого шума при дросселировании газа ГРП обычно размещают в отдельном здании на территории электростанции. Прокладка всех газопроводов в пределах ГРП и до ПГ выполняется наземной. Арматура на основных газопроводах устанавливается только стальная.

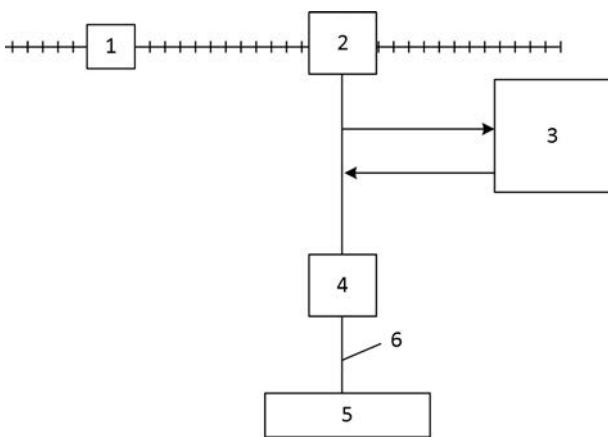


Рисунок 12.1 — Схема топливного хозяйства ЭС, работающих на твердом топливе

1 — вагонные весы; 2 — вагонопрокладыватель; 3 — угольный склад; 4 — дробилка; 5 — бункерное отделение котельной; 6 — транспортное устройство (ленточный транспортер)

Топливо-транспортное хозяйство современных тепловых электростанций представляет собой комплекс сооружений, машин и механизмов, предназначенных для:

- 1) приема поступающих и отправки разгруженных железнодорожных маршрутов;
 - 2) размораживания топлива в полувагонах перед разгрузкой, если поступает смерзшееся топливо;
 - 3) разгрузки поступивших железнодорожных маршрутов;
 - 4) внутростанционного транспорта топлива к бункерам ПГ или на склад;
 - 5) хранения и выдачи топлива со склада;
 - 6) дробления топлива до установленного нормами размера кусков;
 - 7) распределения топлива по бункерам ПГ.
- Для разгрузки железнодорожных полувагонов применяют устройства:
1. вагоноопрокидыватели;
 2. со щелевыми бункерами;
 3. безъемкостное (бункерное);
 4. с многоковшовыми перегружателями.

Для разгрузки полувагонов грузоподъемностью до 125 т применяют разгрузочное устройство с роторными опрокидывателями (рис.12.2). Производительность таких вагоноопрокидывателей принимается исходя из 10 циклов в час, т.е. 10 полувагонов грузоподъемностью 93 и 125 т, и 12 циклов в час для полувагонов грузоподъемностью 60 т. На рис.12.2 показано разгрузочное устройство с двумя вагоноопрокидывателями.

Топливо (уголь, сланец) разгружается из полувагонов в приёмные бункера, расположенные под вагоноопрокидывателями. Для предотвращения налипания и зависания топлива стенки бункеров обогреваются. В верхней части бункера перекрыты решётками, размер ячейки которых зависит от крупности поступающего топлива. Надвиг гружёных полувагонов в вагоноопрокидыватель и откатка порожних механизирована. Управление вагоноопрокидывателем и механизмами по надвигу и откатке полувагонов осуществляется оператором со щита управления, расположенного в разгрузочном устройстве. Для дробления крупных кусков и смерзшихся глыб топлива на решётках бункеров устанавливают дробильно-фрезерные машины. Для зачистки полувагонов от остатков топлива на вагоноопрокидывателе установлены вибраторы с возмущающей силой около 45 кН.

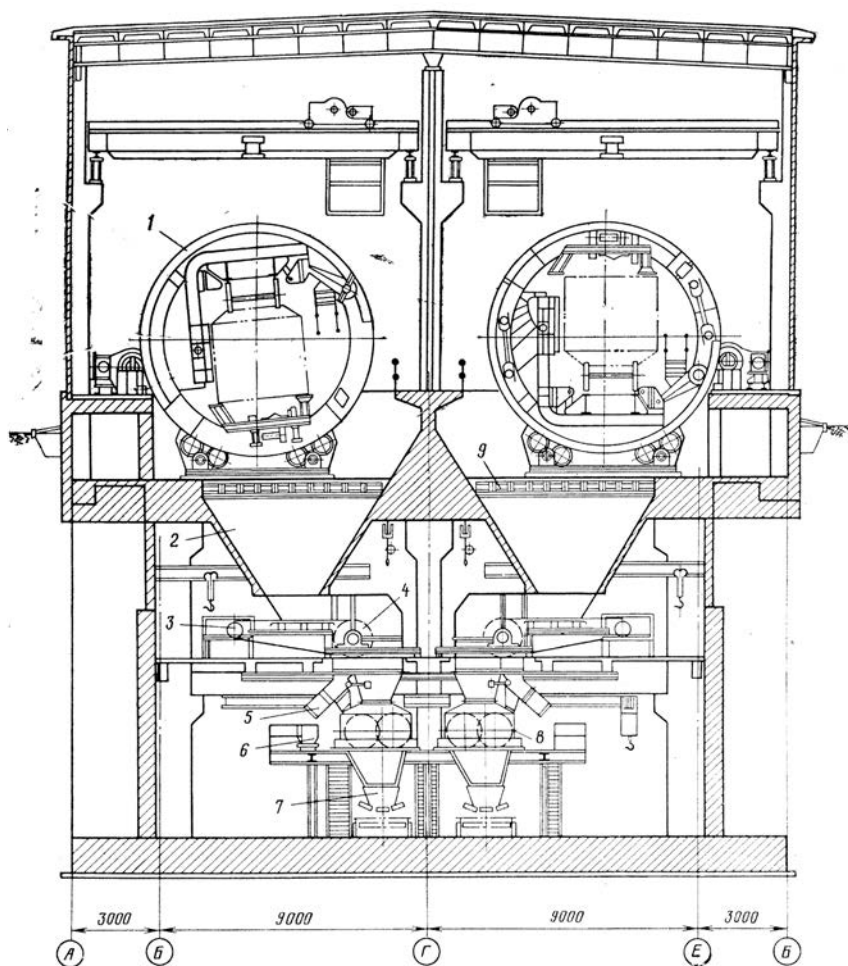


Рисунок 12.2 — Разгрузочное устройство с двумя роторными вагоноопрокидывателями.

1 — вагоноопрокидыватель; 2 — бункера; 3 — ленточные питатели; 4 — шкивной магнитный сепаратор; 5 — короб отвода уловленного металла; 6 — тележка для металла; 7 — ленточные конвейеры; 8 — дискозубчатые дробилки; 9 — решетка

В тех случаях, когда доставка топлива на электростанции осуществляется в саморазгружающихся полувагонах с боковой разгрузкой или в универсальных полувагонах с разгрузкой через люки, применяют разгрузочные устройства с фронтом разгрузки на два или несколько полувагонов. В этом случае применяют разгрузочные устройства со щелевыми бункерами (рис.12.3).

Такой тип разгрузочного устройства применяют только при расходе топлива не выше 150 т/ч. Топливо из полувагонов разгружается бункер, расположенный под железнодорожными путями. В случае подачи топлива с плохой сыпучестью или смёрзшегося для ускорения разгрузки бурорыхлительные машины и накладные вибратора. Сверху бункер перекрыт решёткой для предотвращения попадания в тракт топливоподачи крупных кусков смёрзшегося топлива. Оставшиеся на решётке крупные куски измельчаются дробиль-фрезерными машинами. Топливо через нижнее выпускное отверстие, выполненное по всей длине бункера, поступает на разгрузочный стол, с которого выгружается на ленточные конвейеры самоходными лопастными питателями. Если мелкое топливо обладает

хорошей сыпучестью и не смерзается при транспортировании, разгрузочное устройство такого типа может быть использовано при разгрузке железнодорожных составов на ходу с автоматическим или дистанционным открытием и закрытием полувагонов. Скорость движения состава от 0,5 до 4 км/ч.

Для разгрузки фрезерного торфа и низкокачественного бурого угля из саморазгружающихся полувагонов применяют разгрузочное устройство траншейного типа с багерными перегружателями (рис. 12.4), которое одновременно может служить резервной ёмкостью до 120 тыс.т топлива.

Разгруженное из полувагонов в траншее топливо багерными перегружателями подаётся на ленточные конвейеры. Производительность перегружателя ПМТ-2200–350 м³/ч, скорость передвижения 4–12 м/мин.

Транспорт твёрдого топлива от разгрузочных устройств до бункеров сырого топлива в главном корпусе, на склад и со склада осуществляется ленточными конвейерами (рис.12.5). Ленточные конвейеры могут быть следующих типов: стационарные и передвижные с движением ленты в одном направлении

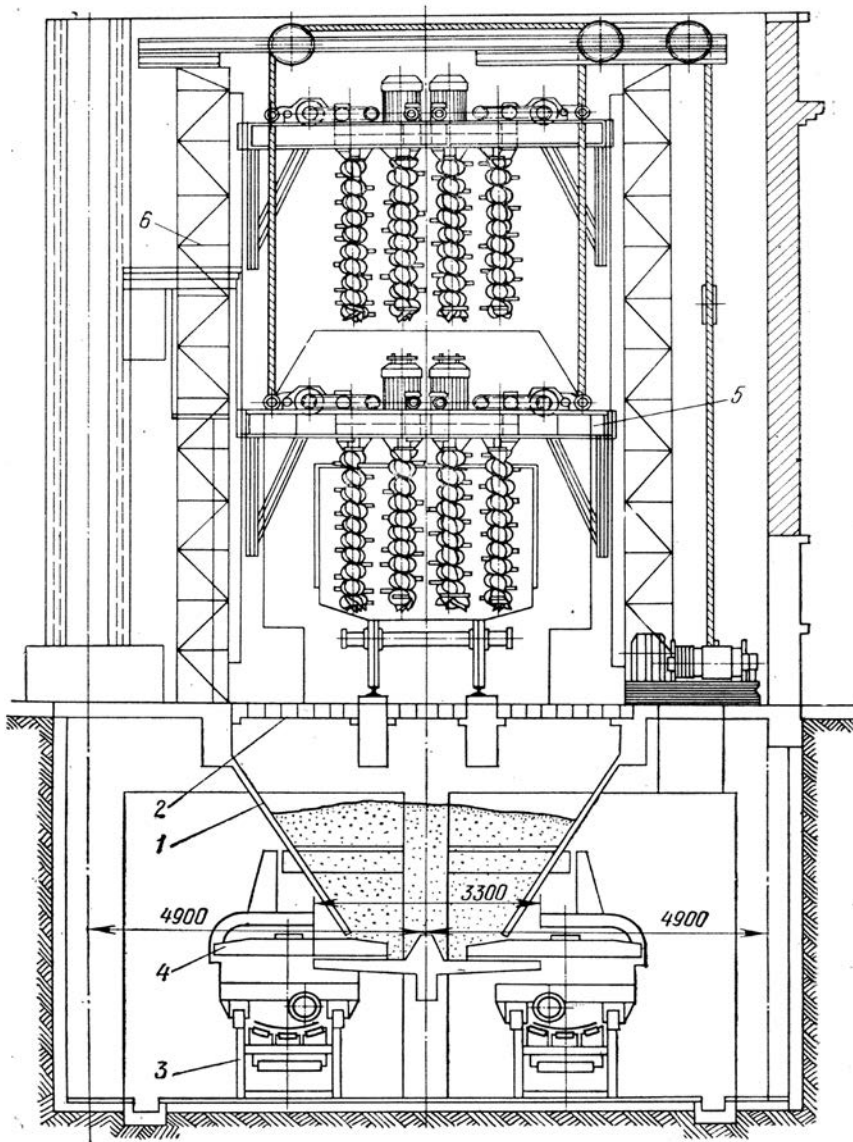


Рисунок 12.3 — Разгрузочное устройство со щелевым бункером.

1 — щелевой бункер; 2 — решетка;
3 — ленточные конвейеры; 4 — лопастные питатели; 5 — бурорыхлительная машина; 6 — направляющие

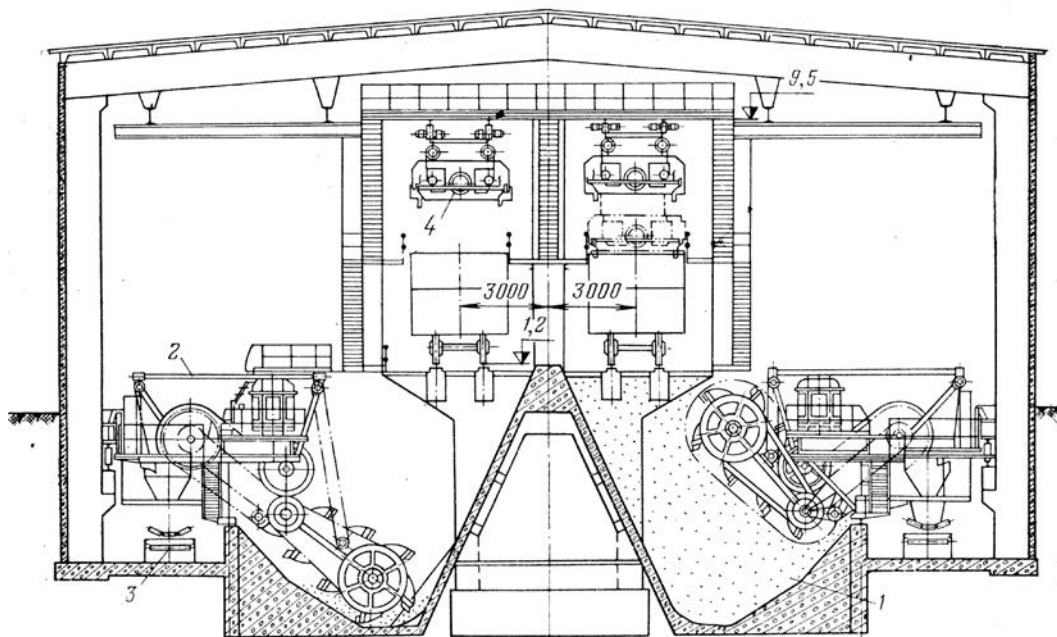


Рисунок 12.4 — Разгрузочное устройство с багерными перегружателями

и с движением ленты попеременно в одном из двух направлений (реверсивные).

Ленточные конвейеры имеют высокую производительность, являются надёжным и экономичным механизмом непрерывного действия, ремонт и обслуживание которого сравнительно просты. Конвейеры применяют горизонтальные, наклонные, горизонтально-наклонные. Угол наклона конвейеров с гладкой лентой принимается не более 18° для всех видов твёрдого топлива. При загрузки крупнокусковым топливом угол наклона конвейера ограничивается $12-15^{\circ}$ для предотвращения скатывания крупных кусков.

Через пересыпные короба топливо загружается на верхнюю рабочую ветвь ленты и транспортируется к месту разгрузки, которая происходит через концевые барабаны или осуществляется специальными разгрузочными устройствами в необходимых местах.

Основным элементом ленточного конвейера является бесконечная лента, огибающая два или несколько барабанов и поддерживаемая роликами. Скорость движения ленты конвейера принимается от 2,0 до 2,5 м/с.

На рис. 12.5 показана схема стационарного ленточного конвейера, элементами которого являются: конвейерная лента 1, приводима в движение приводным барабаном 2 от электродвигателя 3 через редуктор 4. Для достижения достаточного сцепления ленты с приводным барабаном и обеспечения допустимого прогиба ленты между поддерживающими роликами 5 и 6 устанавливается натяжной барабан 7 с натяжным устройством 14 (грузовое или винтовое). Рабочая ветвь конвейерной ленты между приводным и натяжным барабанами поддерживается верхними роликовыми опорами 5, холостая (нижняя) ветвь — нижними роликовыми опорами 6. Все оборудование конвейера установлено на опорных металлоконструкциях 8.

Загрузка конвейера происходит через один или несколько загрузочных коробов 9; разгрузка транспортируемого топлива — через разгрузочную (головную) воронку 10. Рабочая поверхность ленты очищается от лишнего топлива скребком 11, поверхность отклоняющего барабана 12 скребком 13.

На тепловых электростанциях применяют конвейерные ленты с основой из хлопчатобумажной ткани или из синтетических материалов (нейлон, капрон, лавсан и т.п.). Их изготавливают многослойными. Число слоев (прокладок) в лентах зависит от тягового усилия, передаваемого лентой. Выпускаемые конвейерные ленты имеют от 3 до 12 прокладок и ширину до 2 м.

Вагоноопрокидыватели экономически целесообразно применять на электростанциях с расходом топлива свыше 150 т/ч. Если расход до 400 т/ч — устанавливается один опрокидыватель, свыше 400 до 1250 т/ч — устанавливают, как правило, два опрокидывателя. При расходе свыше 1250 т/ч — три и более.

Опрокидыватели бывают:

- 1) роторный (круговой), который разгружает полувагоны поворотом их вокруг продольной оси на угол до 175° ;
- 2) боковой, который разгружает вагоны подъемом и опрокидыванием их поворотом на консольной платформе;
- 3) торцевой — разгружает полувагоны наклоном их в сторону одного из торцов.

При доставке топлива на электростанцию в саморазгружающихся вагонах с боковой разгрузкой или в универсальных полувагонах с разгрузкой через люки, применяют устройства со щелевыми бункерами.

Бункерное разгрузочное устройство применяется на ТЭС с расходом топлива не выше 100–150 т/ч. Через люки топливо разгружается в бункер, а из него пластинчатым питателем

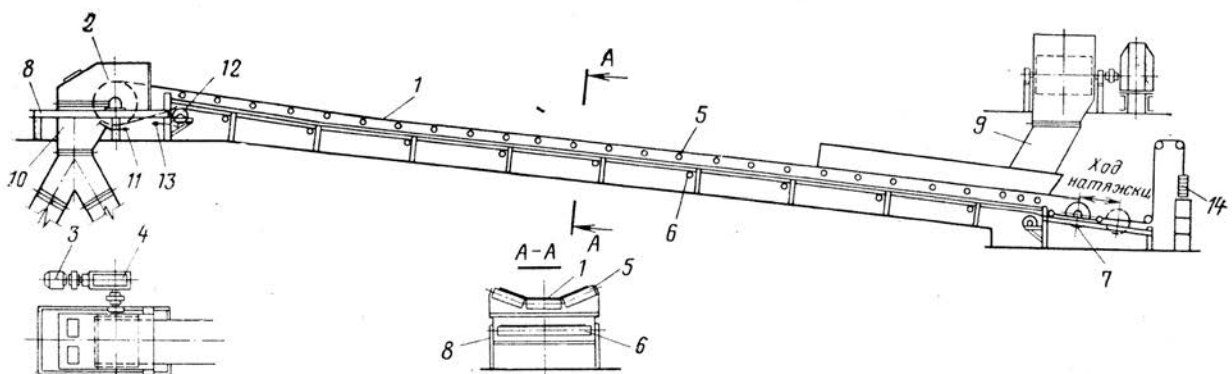


Рисунок 12.5 — Схема ленточного конвейера

через дробилку предварительного дробления подается на конвейер.

Многоковшовые перегружатели применяются для разгрузки фрезерного торфа, низкокачественного бурого угля из саморазгружающихся полувагонов (багерные перегружатели).

12.2. Хранение топлива

Склады топлива предназначаются для хранения запаса, необходимого для обеспечения бесперебойной работы электростанции. При доставке топливных маршрутов без выхода на пути МПС принимают недельный запас, при доставке по путям МПС — двухнедельный.

Уголь и сланцы на складе укладываются в штабеля, высота их не ограничивается. Она обуславливается техническими возможностями механизмов. Форма штабелей зависит от применяемых механизмов. Территорию, отведенную под склад, очищают от посторонних предметов и растительности. Для отвода атмосферных и грунтовых вод площадки планируют с уклоном не менее 0,005 и прокладывают водосточные и дренажные устройства.

Во избежание самовозгорания и доступа кислорода воздуха в толщу штабеля угли (кроме тощих и антрацитов), а также сланцы последовательно укладывают по всей площади штабеля равномерно слоями толщиной 0,5–1 м. Каждый слой, в том числе и откосы, уплотняют тяжелыми катками. Верх штабеля выполняется с небольшим уклоном к краям. Не реже 1 раза в 3 дня контролируют температуру в штабеле. При повышении температуры до 60 С топливо выбирают из штабеля и расходуют. Емкость складов достигает 400–500 тыс. тонн.

Склад с радиальным штабелеукладчиком и роторным перегружателем на гусеничном ходу.

На рис. 12.6, 12.7, 12.8 показана компоновка такого склада. От разгрузочного устройства конвейерами топливо подается в узел пересыпки, из которого оно может быть направлено конвейером № 1 в расходный склад или конвейером № 2 к радиальному штабелеукладчику.

Формирование резервного склада емкостью до 300 000 т осуществляется радиальным штабелеукладчиком, на стреле которого смонтирован стационарный ленточный конвейер с передвижной реверсивный.

Штабелеукладчик, вращаясь относительно вертикальной и горизонтальной осей, обеспечивает формирование штабеля в радиусе от 20 до 65 м с производительностью до 1500 т/ч. Укатка и уплотнение угля осуществляются бульдозерами. Из расходного и резервного штабелей уголь подается роторным перегружателем с производительностью до 1200–1500 т/ч через подземные складские бункера на конвейеры, выдающие топливо со склада в тракте топливоподачи.

Исследованиями установлено, что в большом, хорошо уплотненном штабеле угля кислород присутствует в межкусковом пространстве обычно до глубины 1–3 м. В более глубоких слоях его место занимает углекислый газ. На крупных ТЭС среднегодовые Потери топлива от окисления составляют около 0,5 %.

Основные мероприятия по снижению потерь твердого топлива при хранении, а также профилактические меры по своевременному обнаружению очагов самонагрева угля в штабеле следующие:

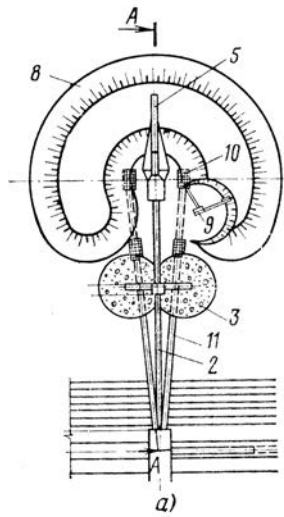
1. Закладка штабеля горизонтальными слоями толщиной от 0,8 до 2 м с разравниванием поверхности каждого слоя и его последующим уплотнением. Особенно тщательно уплотняют откосы штабеля.

2. Наблюдение и контроль за состоянием углей в процессе хранения их в штабелях.

Кольцевой склад с поворотным штабелеукладчиком и роторным перегружателем.

Из разгрузочного устройства ленточными конвейерами уголь подается к штабелеукладчику. Поворотным штабелеукладчиком, на стреле которого установлены два конвейера: стационарный и передвижной реверсный - топливо подается на склад. Склад в этом случае имеет форму кольца трапецеидального профиля. Со склада топливо выдается поворотным роторным перегружателем, мост которого вращается относительно той же вертикальной оси центральной колонны, что и штабелеукладчик. Центральная вертикальная колонна и бетонное кольцо, ограничивающее внутренний диаметр штабеля, являются опорами, по которым происходит передвижение штабелеукладчика и роторного перегружателя. Такая механизация угольного склада позволяет полностью или частично автоматизировать складские операции с производительностью до 1800–2000 т/ч.

Рисунок 12.6 — Топливный склад с радиальным штабелеукладчиком



а — план; б — разрез; 1 — узел пересыпки; 2 — ленточный конвейер № 1; 3 — расходный склад; 4 — ленточный конвейер № 2; 5 — радиальный штабелеукладчик; 6 — стационарный конвейер штабелеукладчика; 7 — передвижной реверсивный конвейер; 8 — резервный склад; 9 — роторный перегружатель на гусеничном ходу; 10 — подземные бункера; 11 — ленточные конвейеры, выдающие топливо со склада.

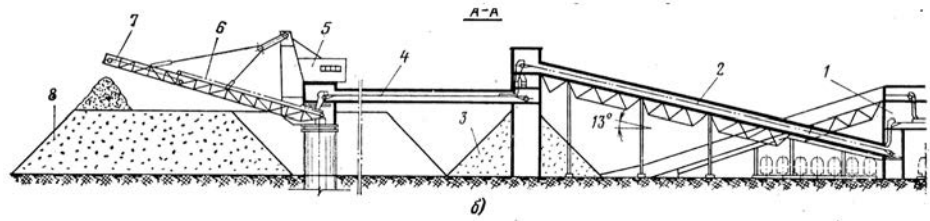
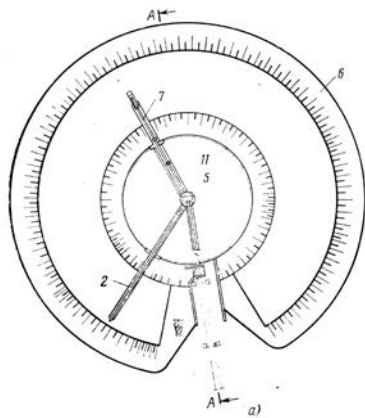


Рисунок 12.7 — Кольцевой склад с поворотными штабелеукладчиком и роторным перегружателем



а — план; б — разрез; 1 — подающий конвейер; 2 — поворотный штабелеукладчик; 3 — стационарный конвейер штабелеукладчика; 4 — передвижной реверсивный конвейер штабелеукладчика; 5 — бетонная опора; 6 — топливный склад; 7 — роторная опора; 8 — стрела с ковшовым ротором; Р — мост перегружателя; 10 — конвейеры перегружателя; 11 — кольцевой рельс; 12 — выдающий конвейер

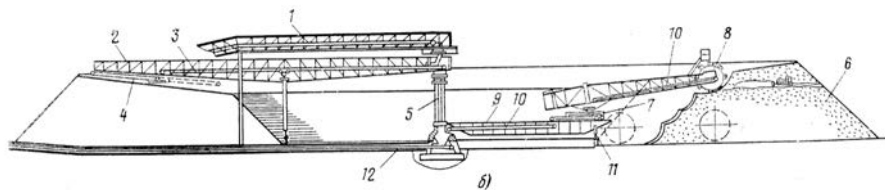
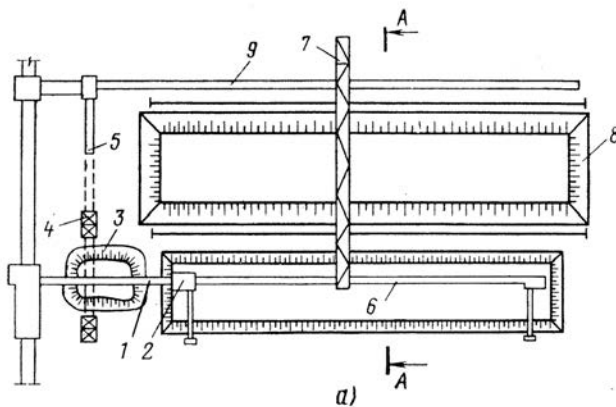
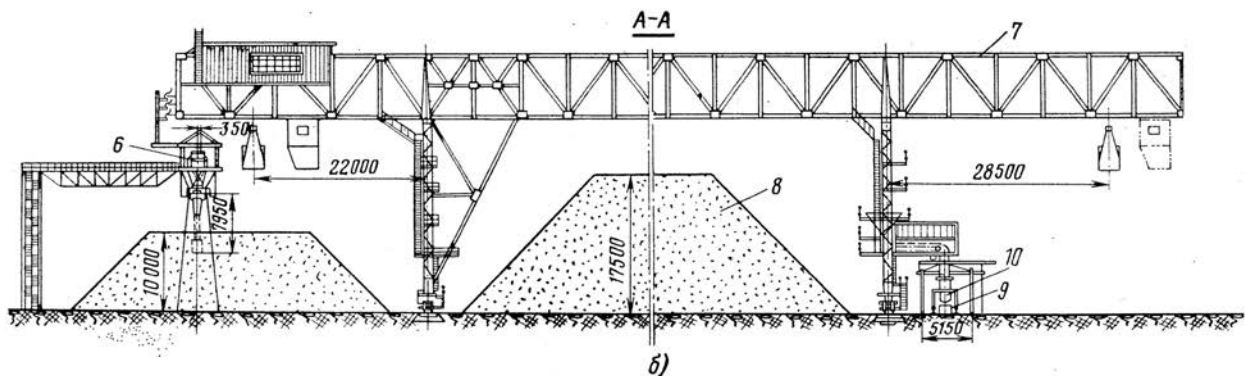


Рисунок 12.8 — Топливный склад, оборудованный мостовым краном-перегрузателем



а — план; б — разрез; 1 — конвейер № 1; 2 — узел пересыпки; 3 — расходный склад; 4 — подземные бункера; 5 — конвейер № 2; 6 — конвейер № 3; 7 — мостовой кран-перегрузатель; 8 — резервный склад; 9 — конвейер № 4; 10 — рукав



Склад с мостовым краном-перегрузителем.

При механизации складских операций мостовым перегружателем топливо в расходный штабель подаётся плужковыми сбрасывателями, установленными на конвейере № 1, и распределяется по всей площади расходного склада бульдозерами.

Из расходного склада в тракт топливоподачи топливо подаётся также бульдозерами через подземные приёмные бункера и конвейер № 2. Из узла пересыпки топливо ленточным конвейером № 3, установленном на подземной эстакаде, транспортируется вдоль склада. Производительность грейферного крана-перегрузителя 700 т/ч. В качестве вспомогательных механизмов при складировании, укатке и выдаче топлива со склада используют бульдозеры. Со склада топливо подаётся конвейером № 4, расположенном и наземной галерее, идущей вдоль склада. Загрузка конвейера осуществляется через люки в кровле галереи пластинчатым питателем, который установлен на опоре перегружателя.

12.3. Системы пылеприготовления

Основным видом топлива паротурбинных электростанций является уголь, сжигаемый в пылевидном состоянии. Процесс приготовления пыли сочетается с сушкой топлива. Сушку можно осуществлять одновременно с размолотом в мельницах и до размолотом (в трубах-сушилках, паровых или газовых). Сушка топлива производится или смешением его с горячим воздухом, или в поверхностных теплообменниках (паровые барабанные трубчатые сушилки).

Существуют следующие схемы пылеприготовления:

1. Замкнутая, при которой охлажденный воздух, иногда с примесью газов, выводится (вместе с выделенными из топлива водяными парами) с угольной пылью в топочную камеру котла-агрегата. Отработавший сушильный воздух (агент) в большинстве замкнутых схем с шаровыми барабанными мельницами используется для транспорта угольной пыли к горелкам, и следовательно, является первичным воздухом для горения топлива. В этом случае пыль от питателей к горелкам котла подается мельничным вентилятором.

Для размолотом относительно сухих каменных углей средней мягкости целесообразно применять молотковые мельницы

с размалывающим устройством шарового или маятникового типа с вертикальным валом. Пыль из мельниц отсасывается вентилятором через центробежный сепаратор пыли.

2. Разомкнутая система с подсушкой угля смешением с горячими газами и воздухом. Поток отработавшего воздуха вместе с выделенными из топлива водяными парами и остаточным содержанием пыли выбрасывается в атмосферу через газоочистные устройства (пылевые циклоны, мокрые пылеуловители и др.).

3. Индивидуальная система пылеприготовления устанавливается непосредственно у котельного агрегата. Каждый агрегат (котел) обслуживается своей пылеприготовительной установкой. В установку входят: мельничные вентиляторы, сепараторы пыли, пылевые циклоны.

4. Центральная система пылеприготовления, при которой просушка и размол угля производится в самостоятельной установке, не связанной с котлоагрегатами. Такую установку можно разместить в отдельном здании, ее называют центральным пылезаводом (ЦПЗ). Угольная пыль транспортируется пневматическими пылевыми насосами (киншон-насосами) от пылевых бункеров ЦПЗ в пылевые бункеры котельной.

12.4. Угольные мельницы

Шаровые и барабанные мельницы. В странах СНГ изготавливают шаровые мельницы барабанно-конического типа ШК производительностью 17–27 т/ч и барабанного типа ШБМ — производительностью: 25; 32; 50 и 70 т/ч.

Молотковые мельницы. До последнего времени молотковые быстроходные мельницы сочетались с вертикальными шахтным сепараторами.

На новых крупных установках быстроходные мельницы работают под избыточным давлением, позволяющим подавать пыль в топочную камеру через центробежные сепараторы и пылеугольные горелки. В индивидуальных системах с промежуточным бункером производительность шаровых барабанных мельниц должна составлять 110–115% номинального расхода топлива на котел.

Число мельниц на котел должно быть не менее 3 штук. При остановке одной из них остальные должны обеспечить 90% нагрузки.

12.5. Характеристики мельниц

Шаровая барабанная ШБМ — производительность 50 т/ч по АШ

Мельница Ш-50 А: диаметр барабана — 3,7 м; длина в собранном виде — 8,5 м; шаровая загрузка — 100 т

Молотковая мельница: диаметр ротора — 2,0 м; окружная скорость — до 80 м/сек; используется для энергоблоков 300 и 500 МВт.

12.6. Мазутное хозяйство ЭС

Мазутное хозяйство современных электростанций, получающих мазут по железной дороге, включает: приемное устройство для слива мазута из цистерн; основные резервуары для хранения постоянного запаса мазута (мазутохранилище); мазутонасосную; мазуто-паропроводы. Ниже на рисунках представлены: рис. 12.9 принципиальная схема мазутного хозяйства, схема сливного устройства рис. 12.10 и план размещения сооружений мазутного хозяйства рис. 12.11.

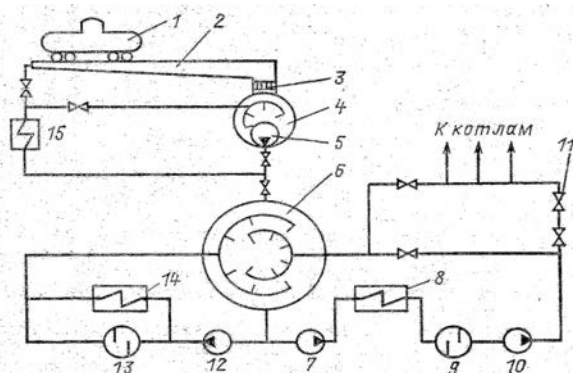


Рисунок 12.9 — Принципиальная схема мазутного хозяйства тепловой электростанции
1 — цистерна; 2 — лоток приемно-сливного устройства; 3 — фильтр-сетка; 4 — приемный резервуар; 5 — перекачивающий насос (погружного типа); 6 — основной резервуар; 7 — насос первого подъема; 8 — основной подогреватель мазута; 9 — фильтр тонкой очистки мазута; 10 — насос второго подъема; 11 — регулирующий клапан подачи мазута к горелкам; 12 — насос рециркуляции; 13 — фильтр очистки резервуара; 14 — подогреватель мазута на рециркуляцию основного резервуара; 15 — подогреватель мазута на рециркуляцию приемного резервуара и лотка

Можно одновременно разгружать 104 цистерны емкостью 50 т. Диаметры резервуаров — $\varnothing 42$ м, $h = 7,6$ м, $V = 10000$ м³.

Для разогрева мазута в подогревателях в резервуарах и приемной емкости используют пар давлением 0,8–1,3 МПа с $t = 200$ –250 °С. Конденсат пара подвергают контролю, очистке от мазута и используют в цикле электростанции.

Температура мазута в парогенераторном помещении 125–135 °С. С целью снижения и разрыхления отложений на поверхностях нагрева ПГ применяется жидкая присадка ВНИ-ИНП-106.

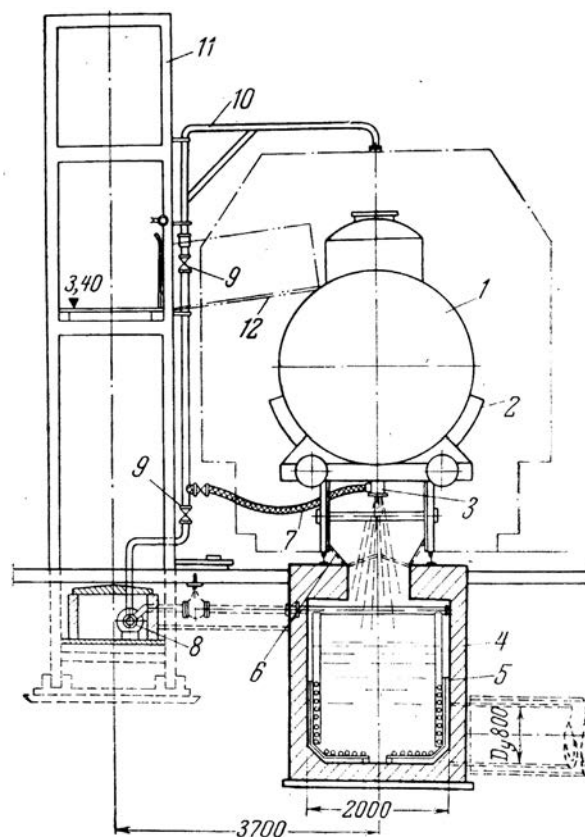


Рисунок 12.10 — Сливное устройство

1 — железнодорожная цистерна; 2, 3 — сливной прибор; 4 — межрельсовый сливной желоб (лоток); 5 — трубчатые подогреватели; 6 — металлические крышки желоба; 7 — паровой шланг; 8 — паропровод; 9 — запорные вентили; 10 — поворотная колонка для присоединения шланга при разогреве мазута «открытым паром»; 11 — эстакада; 12 — перекидной мостик

12.7. Газовое хозяйство ЭС

Газ поступает на электростанцию от магистрального газопровода или газораспределительной станции (ГРС) с давлением 0,7–1,3 Мпа по одной линии подземного трубопровода. Для снижения давления газа у форсунок парогенераторов до 0,13–0,2 Мпа предусматривается его дросселирование в газорегулирующем пункте (ГРП). Ввиду резкого шума при дросселировании газа ГРП обычно размещают в отдельном здании на территории электростанции. В каждом ГРП предусматривается одна резервная установка, регулирующая давление газа. Прокладка всех газопроводов в пределах ГРП и до парогенераторов выполняется наземной.

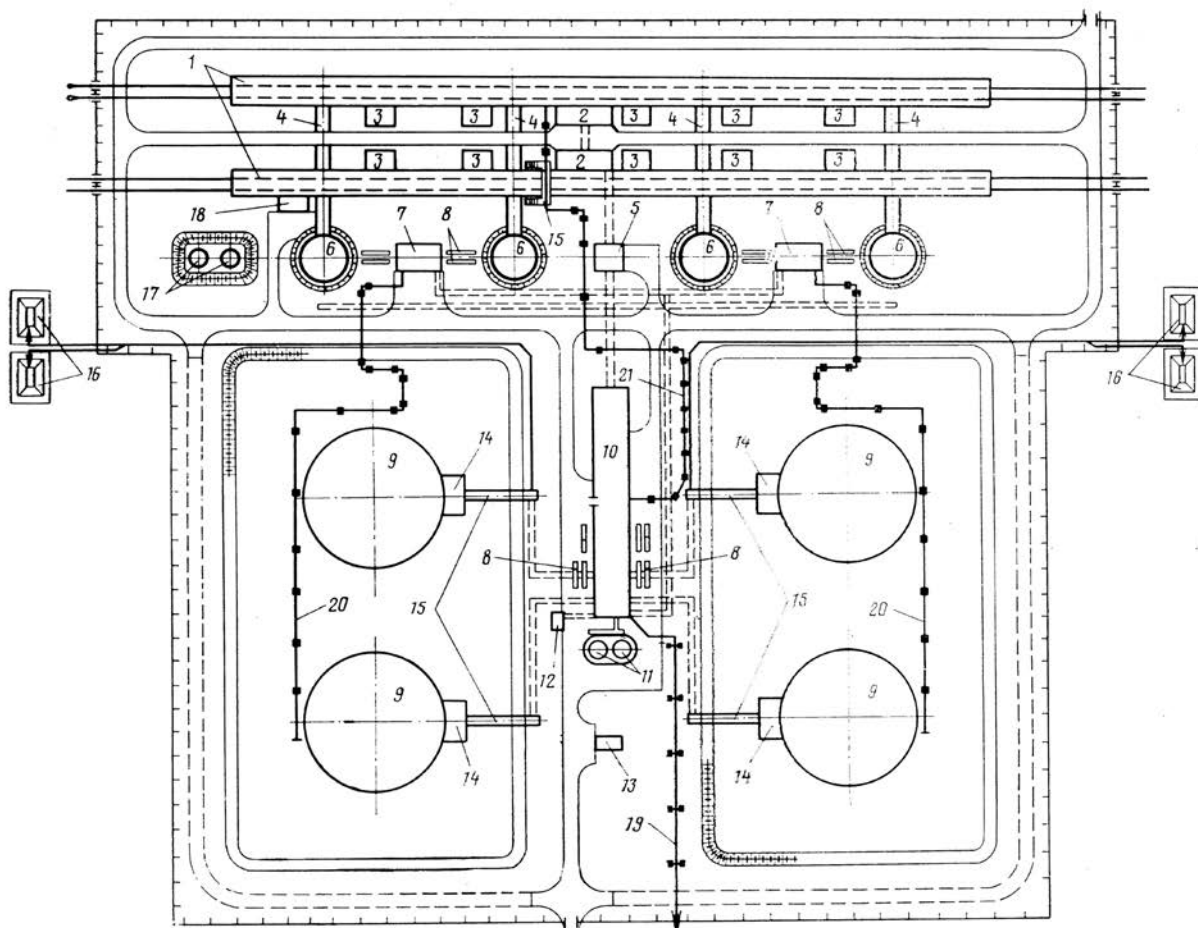


Рисунок 12.11 — План размещения сооружений мазутного хозяйства

1 — помещения тепляка; 2 — помещения распреустройства; 3 — помещения для калорифера; 4 — отводящие лотки к приемным резервуарам; 5 — помещение щита управления сливом; 6 — приемные резервуары; 7 — помещения управления арматурой, 8 — подогреватели мазута; 9 — основные резервуары; 10 — мазутонасосная; 11 — баки сбора конденсата; 12 — дренажный приямок; 13 — склад противопожарного оборудования; 14 — помещения для установки арматуры; 15 — переходные мостики; 16 — отвалы для загрязненных остатков мазута; 17 — открытый склад хранения жидких присадок; 18 — насосная жидких присадок, 19 — эстакада паромазутопроводов к главному корпусу электростанции; 20 — эстакады мазутопроводов; 21 — эстакада паропроводов

На газопроводе к каждому ПГ имеется: запорная задвижка, шайба расходомера, регулятор расхода газа, импульсный отсекающий быстродействующий клапан, работающий автоматически в зависимости от падения давления воздуха у горелок до заданного значения, а также при остановке дутьевого вентилятора или дымососа. Для продувки газопроводов имеются продувочные свечи с плотными запорными устройствами.

12.7. Золошлакоудаление

Оборудование шлакоудаления служит для транспортировки шлака и золы от котлов до золоотвала. Применяется шлакоудаление:

1. гидравлическое;
2. гидропневматическое (рис. 12.12);
3. пневматическое (рис. 12.13).

Гидротранспортировка золы и шлака осуществляется по самотечным каналам или трубам — она наиболее проста, надежна и экономична. Необходимо обеспечить уклон каналов.

Гидрошлакоудаление проектируют преимущественно с замкнутой системой водоснабжения, то есть когда повторно используется вода, осветленная в отстойниках золоотвала.

Существует два способа гидропневматического золоудаления (рис. 12.14).

I — сжатый воздух используется для подъема золошлаковой пульпы на заданную высоту.

II — сжатый воздух используется для транспорта золы от бункеров золоуловителей и золоводяной пульпы в золоотвал.

Пневматическое золоудаление служит в настоящее время главным образом для

Парогенераторное отделение
ГРЭС

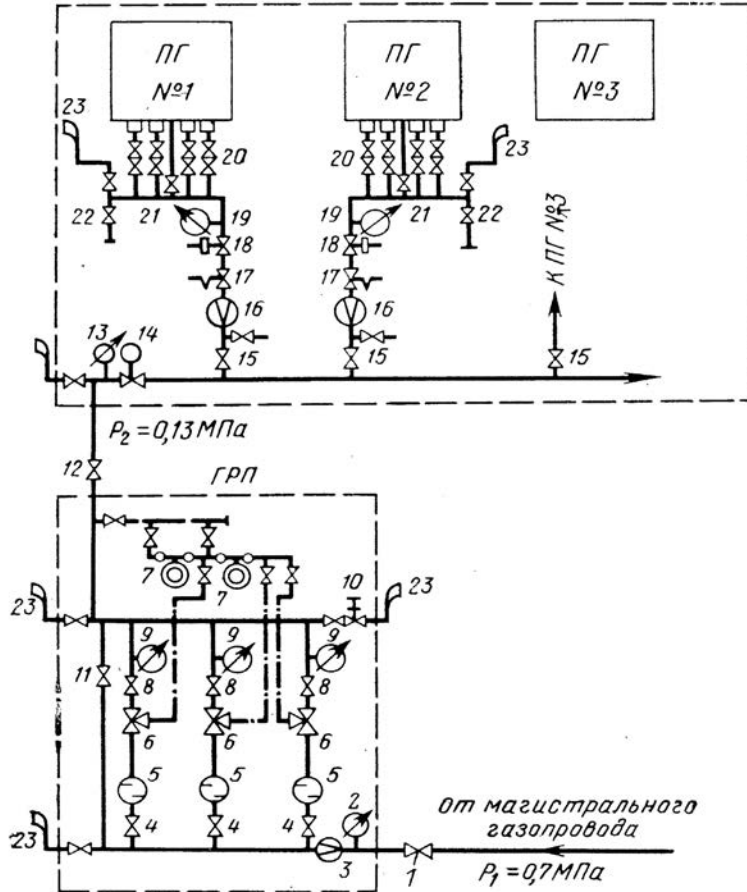


Рисунок 12.12 — Схема газоснабжения электростанции
1, 4, 8, 12, 14, 15 — задвижки; 2, 9, 13, 19 — манометры; 3, 16 — диафрагмы расходомеров; 5 — фильтры; 6 — регулирующие клапаны; 7 — командные аппараты регулирующих клапанов; 10 — предохранительный клапан; 11 — задвижка на байпасе; 17 — регуляторы расхода газа; 18 — импульсные отсекающие клапаны; 20 — задвижки перед форсунками; 21 — запальники; 22 — дренаж; 23 — продувочные свечи

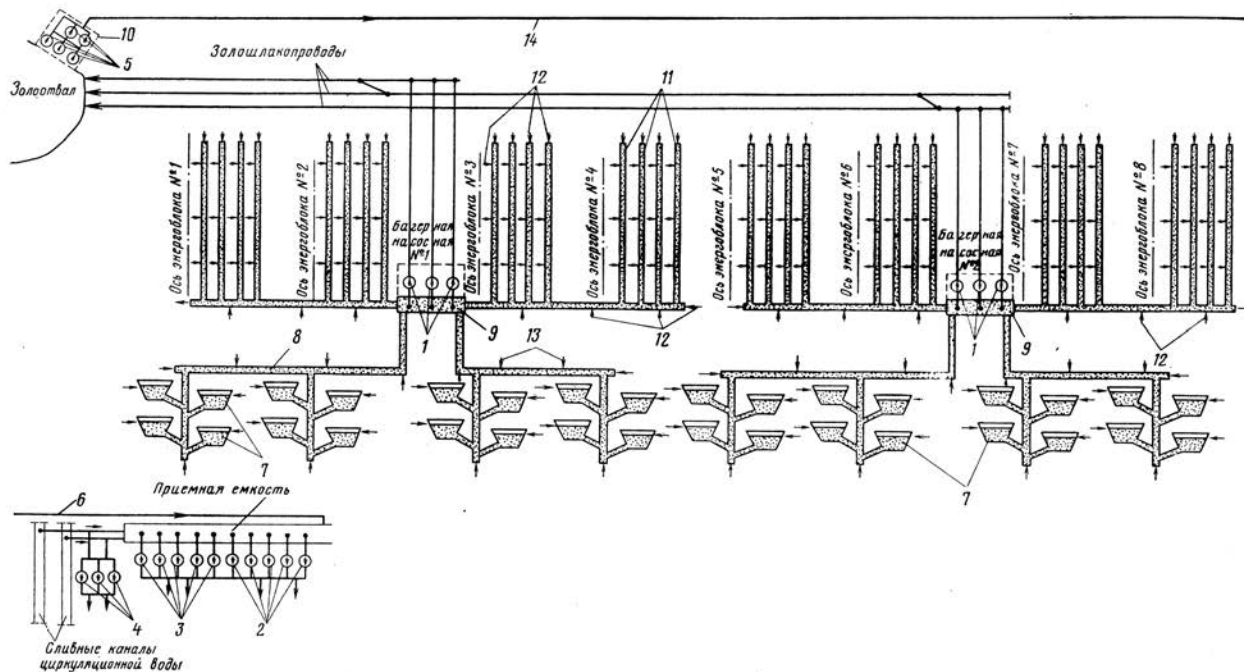


Рисунок 12.13 — Схема вакуумной системы пневматического золоудаления
а — с паровым эжектором; б — с вакуум-насосом; 1 — золовый бункер; 2 — насадка; 3 — пробковый кран; 4 — циклон осадитель; 5 — золовый бункер; 6 — пылеуловитель; 7 — паровой эжектор; 8 — золопровод; 9 — подача пара; 10 — поступление воздуха; 11 — мокрый фильтр; 12 — вакуум-насос.

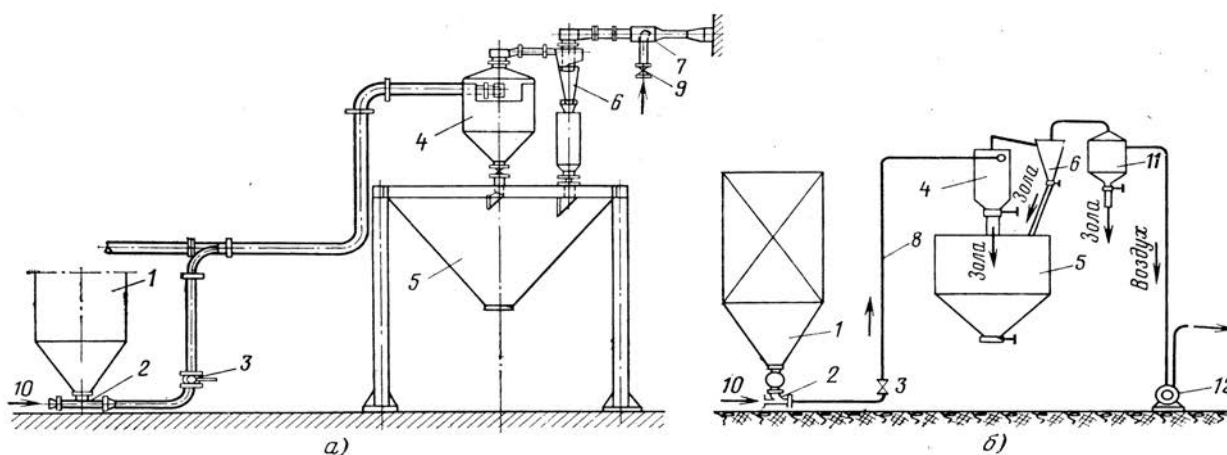


Рисунок 12.14 – Схема гидравлического золоудаления

удаления золы в пределах территории электростанции. Как правило, пневматическое золоудаление выполняется по вакуумной схеме. Вакуум создаётся паровыми эжекторами и реже водokolьцевыми вакуум-насосами или высоконапорными вентиляторами.

12.8. Тягодутьевые машины

К тягодутьевым машинам относятся дымососы и дутьевые вентиляторы. Для парогенераторов с наддувом на газомазутном топливе вместо дутьевых вентиляторов применяют воздуходувные машины. Дымососы при этом не требуются: их устанавливают пока как резерв на время освоения ПГ с наддувом. Крупный ПГ — оснащен двумя дымососами и двумя дутьевыми вентиляторами. Подача дымовых газов параллельно работающими дымососами и воздуха дутьевыми вентиляторами должна обеспечить производительность ПГ с запасом 10%. Один дымосос и один дутьевой вентилятор должны обеспечить не менее половинной нагрузки ПГ, а при использовании тощего угля или АШ — не менее 70% полной нагрузки.

При этом коэффициент избытка воздуха в пылеугольной топочной камере выбирают равным преимущественно 1,15, в циклонных и двухкамерных топках 1,05–1,10, при газомазутном топливе 1,05. Сернистый мазут сжигают с избытком 1,02–1,03 при установке соответствующей конструкции форсунки и уплотнении топки.

Присосы воздуха в газовом тракте ПГ от пароперегревателя до дымососа (зололовителя) не должно превышать 10% при трубчатом и 20% при регенеративном воздухоподогревателе.

Напор дымососов и дутьевых вентиляторов выбирают с запасом 15%.

Напор дымососов составляет — 3–5 кПа.
дутьевых вентиляторов — 4–7 кПа
воздуходувок — 10–13 кПа

Дымососы и дутьевые вентиляторы имеют привод от электродвигателя, воздуходувки — от электродвигателя или турбины. Мощность двигателя выбирают с учетом инерции (махового момента) ротора тягодутьевой машины при ее пуске.

Дымососы и дутьевые вентиляторы при номинальной нагрузке ПГ должны иметь к. п. д. не ниже 90%

Работа центробежных дымососов и дутьевых вентиляторов регулируется направляющими аппаратами с поворотными лопатками, а также двухскоростными электродвигателями.

Температура воздуха перед воздухоподогревателями при сжигании сухих несернистых топлив должна быть не ниже 30 °С.

При сжигании сернистого мазута температура воздуха для защиты входных поверхностей нагрева воздухоподогревателя от низкотемпературной коррозии должна быть не ниже 60 °С перед регенеративным и не ниже 70 °С перед трубчатым воздухоподогревателем. Воздух подогревают в калориферах, используя тепло пара из отборов главной турбины.

Дутьевые вентиляторы и дымососы для ТЭС СНГ выполняют преимущественно радиального типа.

Радиальные вентиляторы с турбоприводом или электроприводом с повышенным напором и плавными характеристиками регулирования и частоты вращения применяют преимущественно на мощных ПГ с наддувом. Общая мощность привода дымососов и вентиляторов составляет до 1,5% мощности энергоблока.

12.9. Водоподготовка

В соответствии с Нормами технологического проектирования электрических станций НТЭС на электрических станциях без внешних потерь конденсата с начальным давлением примерно 9 МПа и выше применяют химическое обессоливание исходной добавочной воды, если общее содержание анионов минеральных кислот ($\text{SO}_4 + \text{Cl} + \text{NO}_3 + \text{NO}_2$) в исходной воде меньше 7 мг-экв/кг, или ее дистилляцию в испарительной установке при более высоком содержании анионов.

При начальном давлении пара около 13,0 МПа и выше и суммарном содержании анионов сильных кислот не более 12 мг-экв/кг испарительная установка должна дополняться установкой химического обессоливания при любом типе парогенераторов.

На ТЭЦ с внешними потерями конденсата при $P_{нач} = 13,0$ МПа применяют химическое обессоливание, при $P = 9,0$ МПа — химическую очистку добавочной воды. При начальном давлении пара ниже 9 МПа применяют упрощенные методы химической очистки добавочной воды. В качестве исходной добавочной воды рекомендуется применять воду артезианских скважин, если она не хуже воды открытого водоема.

Для КЭС и отопительных ТЭЦ расчетный расход очищенной добавочной воды (обессоленной или дистиллята) принимают равным 2 % производительности устанавливаемых ПГ.

Воду для испарителей подготавливают в предочистке и катионных фильтрах обессоливающей установки. Подпиточная вода закрытых тепловых сетей очищается посредством противоточного Na-катионирования с предочисткой.

У каждой турбины электрической станции с прямоточными (котлами) ПГ предусматривается установка для обезжелезивания и обессоливания 100 % конденсата.

Конденсат турбин ТЭС с барабанными ПГ обессоливают лишь при охлаждении конденсаторов морской водой.

Дистиллят испарителей электрической станции с прямоточными ПГ обессоливают в конденсатоочистках турбин.

У прямоточных ПГ предусматривают обезжелезивание и обессоливание конденсата сетевых подогревателей и калориферов. Температура конденсата перед анионитовыми фильрами должна быть не выше 40 °С

и кратковременно 50 °С. Питательную воду ПГ с давлением 10 МПа и выше обрабатывают аммиаком и гидразингидратом.

Внутренние поверхности баков деаэрированной воды, запаса и сбора конденсата должны иметь защитные покрытия.

12.10. Влияние ТЭС на окружающую среду

Меры по уменьшению загрязнения. Основным фактором взаимодействия ТЭС с окружающей средой является потребление воды системами технического водоснабжения, выбросы на поверхность суши и воды продуктов сжигания топлива, а также продуктов продувок, очистки поверхностей нагрева и др. Схема взаимодействия ТЭС с атмосферой (рис. 12.15).

Газоочистка

Через дымовые трубы ТЭС в атмосферу выбрасывается летучая зола, сажа и водяные пары — сернистый ангидрид SO_2 , двуокись азота NO_2 и др. соединения, оказывающие вредное действие на человеческий организм, растительность. Летучая зола вызывает износ дымососов, а SO_2 — коррозию металлов. Летучая зола задерживается золоулавливателями до 99 %. Нерешенная проблема очистки дымовых газов от сернистого ангидрида и окислов азота. На сегодня пока единственный метод борьбы с ними — сооружение достаточно высоких труб до 250–320 м и рассматриваются проекты труб с $h = 400$ –500 м. По имеющимся расчетам при увеличении высоты дымовой трубы от 180 до 250 м стоимость ее возрастает в 3 раза, а до высоты в 320 м — в 6–10 раз. Поэтому стремятся к одной трубе присоединить большие мощности.

Основным типом золоулавливающего устройства на современных ТЭС в СНГ является электрофильтр. Расход электрической энергии на подзарядку электродов электрического фильтра составляет 0,1–0,2 квт. ч. на 10^3 м³ газов.

Для уменьшения концентрации SO_2 в продуктах сгорания топлив возможны два пути:

1) уменьшение содержания серы в топливе до его сжигания;

2) очистка дымовых газов от окислов серы.

Уменьшение содержания NO_2 в продуктах сгорания можно достигнуть режимными мероприятиями: снижением температуры; уменьшением избытка воздуха в топке; уменьшением времени пребывания газов в зоне высоких температур.

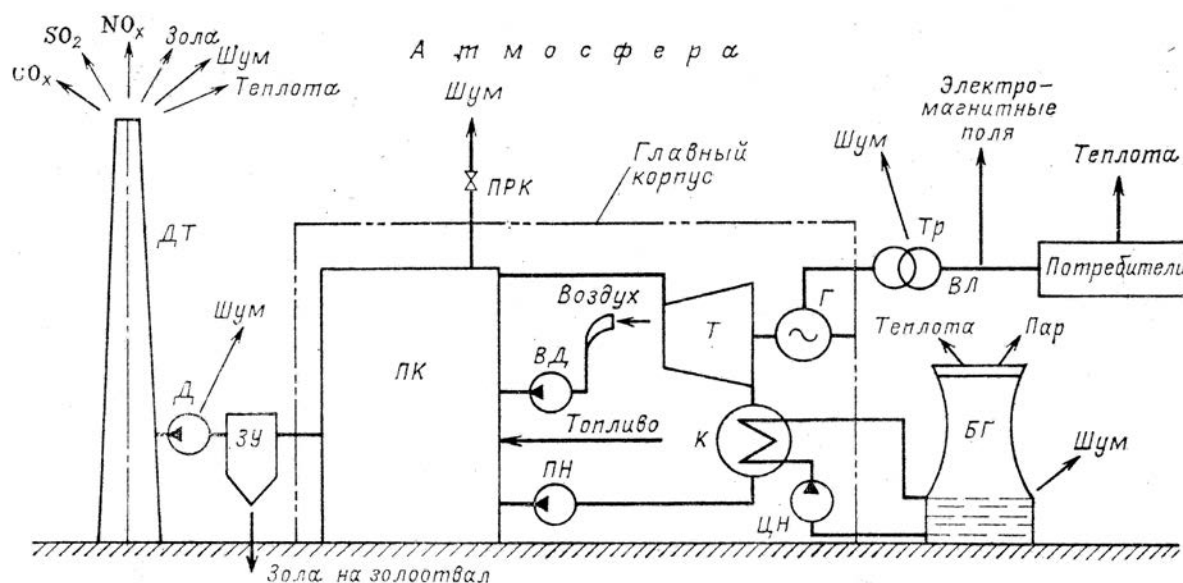


Рисунок 12.15 — Схема взаимодействия ТЭС с атмосферой

К примеру:

По данным 2-го Международного конгресса по загрязнению воздуха (Вашингтон, декабрь 1970 г.) ежегодный выброс в атмосферу вредных веществ составил 700 млн. тонн, в том числе 100 млн. тонн твердых веществ и около 600 млн. тонн газообразных, включая 146 млн. тонн сернистого ангидрида, 304 млн. тонн окиси углерода, 58 млн. тонн окиси азота и около 90 млн. тонн углеводородов и сажистых веществ, содержащих канцерогенные вещества.

Годовое количество выбросов на электростанции мощностью 1000 МВт

Топливо	Уголь	Мазут	Природный газ
SO ₂ , SO ₃	139 000	52 500	12
NO, NO ₂	21 000	21 500	12 000
Углеводороды	210	670	—
СО	520	8	—
Альдегиды	52	115	31

В западных странах большое внимание уделяется обогащению углей с целью извлечения из них серы.

В США — 27% общего объема использования; Великобритании — 64%.

12.11. Способы уменьшения содержания окислов серы и азота в уходящих дымовых газах

Уменьшение содержания серы в топливе

При использовании твердого топлива возможно уменьшение содержания в нем серы

посредством механического обогащения, если сера находится в нем в виде относительно крупных включений колчедана (FeS₂).

Выделение серы из мазута встречает большие затруднения из-за того, что основная его часть находится в мазуте в виде малоактивных соединений, обладающих высокой термостойкостью, вследствие чего их трудно разрушить только воздействием кислот и щелочей. Поэтому для выделения серы мазут подвергают нагреву или сочетают этот процесс с воздействием химических веществ.

С учетом технологической сложности очистки дымовых газов от SO₂ и вытекающей из этого их дороговизны получения малосернистого мазута для снабжения топливом электростанций, радикальным является решение вопроса снижения содержания серы в нефти на самих заводах (до 0,5–1,0%).

Очистка дымовых газов от окислов серы

В СНГ были сооружены крупные опытно-промышленные установки для очистки дымовых газов от SO₂ по аммиачно-актоклавному методу с получением элементарной серы и сульфата аммония и по магнезитовому методу с получением серной кислоты и окиси магния, возвращаемой в цикл сероочистки.

В Японии на электрической станции, сжигающей мазут с содержанием серы 1,8% для очистки дымовых газов от SO₂ применяют активированный уголь. Степень очистки газов 80%. Метод состоит из нескольких ступеней: 1) адсорбция двуокиси серы, 2) образование серной кислоты путем гидратной реакции SO₃ и 3) растворения серной кислоты в воде.

Эти опыты пока не нашли промышленного применения из-за большой стоимости установленного 1 кВт на 25%. Стоимость отпускаемой электрической энергии возрастает на 15–20%.

За последние годы предложено более 50 различных методов очистки газов от серы.

Основные методы

1. Сероочистка дымовых газов.

Эффективность 90–95%, возможность применения практически вне зависимости от вида топлива.

Недостаток: требует больших капиталовложений; большие эксплуатационные расходы.

Наиболее эффективные методы для промышленности:

- а) аммиачно-циклический;
- б) магнезитовый;
- в) известняковый.

При этом первые два метода дают товарную продукцию в виде жидкого сернистого ангидрида, серной кислоты и элементарной серы.

Известняковый и известковый методы включают в себя несколько вариантов мокрой очистки газов с использованием извести $\text{Ca}(\text{OH})_2$ или известняка CaCO_3 . Эффективность 85–95% при работе на топливе с сернистостью 3,5–4%. Надежность установок оценивается 100%. Невысокие капиталовложения и эксплуатационные расходы, возможность снижения летучей золы.

Недостаток: нет выхода товарной продукции; значительный выход шлака.

Применяются широко в США — более 30 лет, в Японии с 1973 г, самая мощная на блоке 880 МВт.

2. Сжигание углей в псевдооживленном слое.

Применение кипящего слоя для сжигания сернистых топлив позволяет значительно уменьшить выбросы в атмосферу окислов серы и азота. В топках с кипящим слоем используется гранулированная зола или другой зернистый материал. Процесс десульфурзации топочных газов происходит одновременно с процессом горения путем введения в кипящий слой адсорбируемых веществ. Адсорбентом служит молотый известняк (CaCO_3).

3. Газификация углей.

Процесс идет при давлении 2,0 МПа и паровоздушном дутье. В качестве сорбента H_2S применен карбонат калия.

Недостаток: дозированная загрузка, ограниченный объем, требование неспекаемости угля.

4. Пиролиз нефтепродуктов.

12.12. Снижение загрязняющих выбросов АЭС

В процессе цепной реакции происходит выработка продуктов деления, вследствие чего образуются газообразные, жидкие и твердые радиоактивные отходы.

Очистка радиоактивных стоков производится обычно методом выпарки и ионного обмена. Концентрированные жидкие отходы хранятся в специальных контейнерах-могильниках.

В конденсатор турбины с паром поступают продукты коррозии — окись железа, кобальта, никеля, циркония. Для удаления этих загрязнений конденсат турбины подвергают очистке на ионнообменных фильтрах.

12.13. Очистка сточных вод электрической станции

1. Воды, загрязненные нефтепродуктами (ловушки, флотация напорная и др.). При напорной флотации воздух под давлением насыщает сточную воду, которая выпускается в открытый резервуар, где воздух выделяясь из воды виде пузырьков, захватывает с собой частицы нефтепродуктов и др.

2. Сбросные воды водоподогревательных установок:

- 1) продувочные воды — слабощелочные;
- 2) воды от промывок и взрыхления механических фильтров;
- 3) регенерационные воды ионитовых фильтров (подлежат обязательной нейтрализации).

3. Воды, сбрасываемые системами гидромеханоудаления.

Работают по замкнутому циклу. Они содержат карбонаты Cu и Mg .

Очистка и нейтрализация сточных вод значительно удорожает стоимость электрической энергии.

12.14. Уменьшение выбросов окислов азота в атмосферу

Количество образующихся окислов азота увеличивается с ростом температуры, избытка воздуха и времени пребывания газов в зоне реагирования.

В атмосферу выбрасывается окись азота, которая медленно окисляется до двуокиси, что вредно сказывается на организме человека — органах дыхания.

Основным методом для снижения выбросов окислов азота в атмосферу является воздействие на их образование в топочных камерах ПГ. Образование окислов азота снижается как при снижении температуры горения, так и концентрации кислорода и длительности пребывания продуктов сгорания в зоне высоких температур. В настоящее время применяются следующие методы уменьшения окислов азота в дымовых газах:

- 1) рециркуляция дымовых газов в зону повышенных температур;
- 2) рациональный выбор типа, производительности и размещения горелочных устройств;

- 3) работа с малыми избытками воздуха;
- 4) двухступенчатое сжигание.

При рециркуляции дымовых газов при сжигании сернистого мазута концентрация окислов азота может быть уменьшена в 2,5 раза.

При двухступенчатом сжигании, когда в первой ступени топливо сжигается при недостатке или стехиометрическом количестве первичного воздуха, а вторичный воздух подводится к факелу в сечении, где температура газового потока снижается, образование окислов азота ограничивается не только пониженной температурой, но и недостатком кислорода.

13. ПАРОГЕНЕРАТОРЫ ТЭС

На крупных ТЭС применяют парогенераторы в основном двух типов: — с циркуляцией и прямоточные. В странах СНГ на ТЭС применяют котлы с естественной циркуляцией; за рубежом, в частности в США, широко применяют котлы с многократной принудительной циркуляцией.

Широкое распространение в СНГ получили прямоточные котлы. В европейской части их применяют давно, в США их применять начали позже в связи с переходом на сверхкритические параметры.

До последнего времени прямоточные котлы применяли преимущественно на конденсационных электростанциях и реже на ТЭЦ. Прямоточные котлы требуют меньшей затраты металла и дешевле барабанных при одинаковых параметрах пара и производительности. На КЭС с давлением пара 13–17 Мпа возможно применение обоих типов котлов. При сверхкритических параметрах пара применяют прямоточные котлы. На КЭС, использующих морскую воду, должны применяться докритические параметры пара и барабанные котлы.

Барабанные котлы, благодаря применению совершенной сепарации пара, продувки и многоступенчатого испарения, менее чувствительны к качеству питательной воды по сравнению с прямоточными котлами.

В прямоточных котлах высокого давления соли и кремниевая кислота выносятся паром и откладываются в проточной части турбины. Поэтому электростанции с прямоточными котлами требуют наиболее совершенной подготовки добавочной воды, тщательной очистки конденсата турбин и теплообменников.

13.1. Тепловые схемы ПГ

На крупных электростанциях с промежуточным перегревом пара устанавливают, как правило, моноблоки (рис. 13.1). Ранее устанавливались дубль-блоки (рис. 13.2). На моноблоках применяют однокорпусные ПГ. Устанавливают их до мощности $N=1200$ МВт на газомазутном топливе.

Некоторые моноблоки в СНГ выполнены с двухкорпусными разнотипными (несимметричными) парогенераторами. Промежуточный перегреватель размещается в одном из корпусов ПГ, что позволяет регулировать его температуру распределением нагрузки между корпусами (изменением подачи

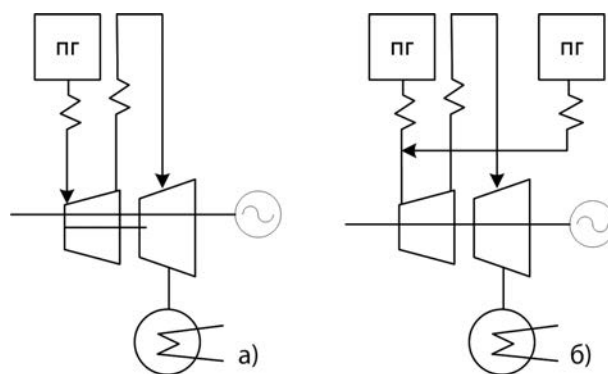


Рисунок 13.1 – Тепловая схема ПГ

а - моноблок с однокорпусным ПГ; б - моноблок с двухкорпусным ПГ

топлива в каждый из корпусов). Такое решение не получило распространения и в настоящее время не применяется.

При укрупнении мощности энергоблока 800 МВт и более (на твердом топливе), возможно придется выполнять с двух корпусными ПГ, т. е. в виде дубль-блоков.

Паропроизводительность ПГ по максимальному расходу пара на турбину с запасом 3%, учитывая гарантийный допуск, возможное ухудшение вакуума, потери пара на пути от ПГ к турбине. Установка резервных ПГ на КЭС не предусматривается.

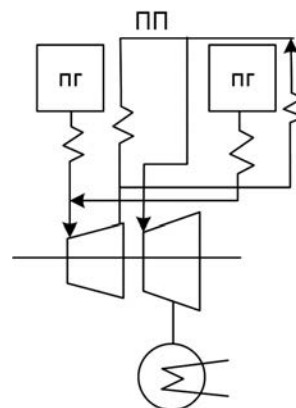


Рисунок 13.2 – Тепловая схема ПГ, дубль-блок

13.2. Газотурбинные электростанции

Газотурбинные электростанции как самостоятельный источник энергоснабжения в крупной энергетике не получили распространения. В настоящее время электростанции с газовыми турбинами следует рассматривать как дополнение к основному виду тепловых электростанций с паровыми турбинами. Мощность газовых турбин значительно меньше и доходит до 100 МВт.

КПД газотурбинных электростанций редко превышает 35%, т.е. ниже чем у паротурбинных (достигает 40%). Газотурбинные электростанции на газовом топливе проще и дешевле паротурбинных (по капитальным затратам), однако использование мазута и твёрдого топлива встречает значительные технические трудности и пока экономически не оправдывается.

В зависимости от вида применяемого топлива газотурбинные электростанции работают по открытому (разомкнутому) (рис. 13.3) или закрытому (замкнутому) циклу (рис. 13.4). В открытом цикле газовое топливо (природный газ, малосернистое жидкое топливо) и воздух, необходимый для горения, поступает в камеру сгорания; газообразные продукты сгорания с высокой температурой служат рабочим телом в газовой турбине. Отработавший в турбине газ выбрасывается в атмосферу. Для подачи воздуха в камеру сгорания и создания повышенного давления газа перед турбиной 700–1000 °С требуется большой избыток воздуха в камере сгорания (до 3 и выше кгс/см²). Температура отработавших газов при атмосферном давлении высока (380–400°С). По этой причине велика потеря с физическим уносом тепла с уходящим газом. Это тепло можно использовать в регенераторе для подогрева воздуха перед камерой сгорания.

В настоящее время признано, что газотурбинная установка должна служить для покрытия пиковой части нагрузки, регулирования частоты электрического тока, снабжения электроэнергией механизмов собственного расхода электростанции, а следовательно, должны быть простой и мобильной.

На таких газотурбинных установках с невысоким использованием мощности устанавливается регенератор нецелесообразно. Мощность газотурбинной установки открытого типа ограничена.

Газотурбинные установки на твёрдом или жидком топливе (сырая нефть и мазут не очищенные от серы) выполняют по закрытой схеме (рис. 13.4), в которой рабочим телом служит воздух, нагреваемый в воздухоподогревателе поверхностного типа.

Воздух циркулирует по замкнутому контуру включающему-компрессор (2–4), регенератор-5, воздухоподогреватель-3, турбину и водяной охладитель воздуха, необходимый для получения в соответствии со вторым законом термодинамики работы в замкнутом

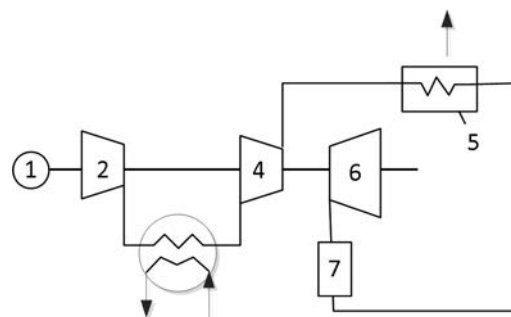


Рисунок 13.3 – Принципиальная схема газотурбинной установки открытого типа
1 — электрический генератор; 2-4 — компрессор низкого и высокого давления; 3 — воздухоохладитель; 5 — регенератор; 6 — газовая турбина; 7 — камера сгорания

цикле. В закрытой схеме можно применять повышенное противодавление воздушной турбины, (1,0 МПа) и, следовательно, повышенное начальное давление воздуха перед турбиной (4–6 МПа). Благодаря этому можно получить большую мощность турбины, чем в открытой схеме, при тех же её размерах. Потеря в холодном источнике также велика, а стоимость соизмерима со стоимостью паротурбинной установки. Газотурбинные установки с закрытой схемой имеют ограниченное применение.

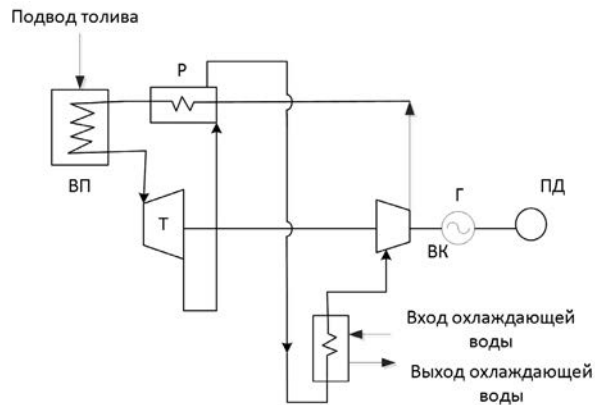


Рисунок 13.4 – Принципиальная схема газотурбинной установки закрытого типа
ВП — воздухоподогреватель; Т — турбина; Р — регенератор; ВК — воздушный компрессор; Г — электрогенератор; ПД — пусковой двигатель

Возможны частично открытые (полуоткрытые) и частично закрытые (полузакрытые) схемы газотурбинных установок. Практически применяют открытые схемы ГТУ с несколькими ступенями сжатия воздуха, сжигания топлива, работы газа в турбинах. В многоступенчатом цикле процессы подвода и отвода тепла приближаются к изотермическому и КПД ГТУ повышается.

13.3. Парогазовые электростанции

Сочетание паротурбинной и газотурбинной установок, объединенных общим технологическим циклом, называют парогазовой электростанцией (рис. 13.5). Смысл объединения этих установок в единое целое заключается в снижении потерь отработавшего тепла газовых турбин или тепла уходящих газов ПГ и, следовательно, в повышении КПД парогазовой электростанции по сравнению с отдельно взятыми паротурбинной и газотурбинной электростанциями. Применение в СНГ получили разработанные в ЦКТИ парогазовые установки с высоконапорными ПГ.

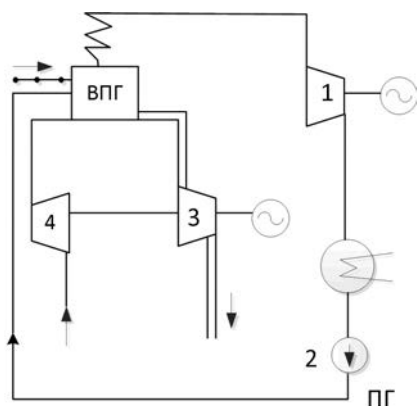


Рисунок 13.5 – Схема парогенераторной электростанции

ВПГ — высоконапорный ПГ; 1 — паровая турбина; 2 — питательный насос; 3 — газовая турбина; 4 — воздушный компрессор.

Разработаны также ПГУ со сбросом отработавших газов турбины в топочную камеру парогенератора. Высоконапорный парогенератор (ПГ) работает на газовом или очищенном жидком топливе с давлением в топочной камере и газоходах 0,45–0,55 Мпа.

Дымовые газы, выходящие из ПГ с высокой температурой и избыточным давлением, направляются в газовую турбину. На одном валу с газовой турбиной находится воздушный компрессор, нагнетающий воздух в топочную камеру ПГ. Особенности такой установки заключается в том, что не требуется дымосос для удаления уходящих газов высоконапорного ПГ. Уходящие газы являются рабочим телом газовой турбины, применяемой для привода электрогенератора и, кроме того, воздушного компрессора, заменяющего дутьевой вентилятор.

Пар из высоконапорного ПГ направляется к конденсационной турбине, имеющей обычную тепловую схему с регенеративным подогревом, деаэрацией воды и т. д.

Парогазовые электростанции со сбросом отработавших газов в топочную камеру ПГ имеют те преимущества, что при этом используется ПГ обычной конструкции и возможно применение в нем любого вида топлива. Парогазовая установка может состоять из паротурбинного и газотурбинного энергоблоков обычного типа.

Такое объединение двух установок в общий парогазовый энергоблок имеет целью быстрое увеличение мощности паротурбинным блоком на 40–45 МВт при отключении регенеративных подогревателей высокого давления (ПВД) в периоды пиковых нагрузок и быстрого из роста. Чтобы сохранить нормальный режим работы ПГ, питательную воду подогревают отработавшими газами газотурбинной установки в двух последовательно включённых экономайзерах.

К парогазовым установкам относятся также установки с парогазовыми турбинами (рис. 13.6), работающими на парогазовой смеси. В такой установке в камеру сгорания для снижения температуры продуктов сгорания топлива до требуемого значения впрыскивают воду. Испаряясь, вода в виде парогазовой смеси направляется в турбину. Использование воды в камере сгорания позволяет снизить избыток воздуха для горения по сравнению с обычной газотурбинной установкой и несколько повысить КПД установки. Отработавшая, парогазовая смесь удаляется в атмосферу непосредственно или через регенератор, в котором подогреется вода перед камерой сгорания. Установки с парогазовыми турбинами после опытной проверки могут применяться для покрытия пиковых или полупиковых нагрузок.

Схема установки с парогазовыми турбинами.

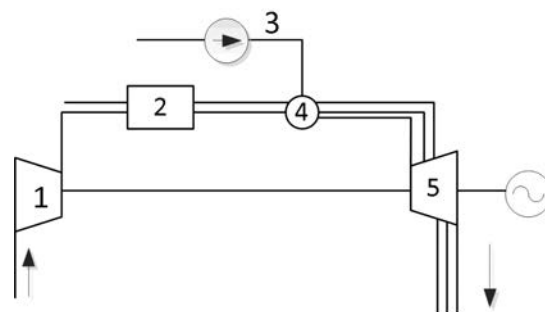


Рисунок 13.6 – Схема установки с парогазовыми турбинами

1 — воздушный компрессор; 2 — камера сгорания; 3 — насос; 4 — увлажнитель газа; 5 — газопаровая турбина

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. В. Я. Рыжкин «Тепловые электрические станции». Энергия. Москва. 1976. — 448 с.
2. И. Т. Швец, В. И. Толубинский, А. П. Алабовский, Н. Ф. Кираковский, И. А. Недужий, Л. А. Пивоваров «ТЕПЛОТЕХНИКА» Киев, 1976 — 520.
3. Паровые турбины А. В. Щегляев «Энергия» Москва. 1976. 358 — с.
4. Теплофикационные паровые турбины Е. И. Бененсон, Л. С. Иоффе «Энергия». Москва 1976 — 264 с.
5. Тепловые и атомные электрические станции. Справочник под общей редакцией В. А. Григорьевы и В. М. Зорина. Книга 3. Москва Энергоатом издат 1989 г. — 608 - с.
6. Методические указания по выполнению курсовой работы по курсу «Теплотехническая часть электрических станций». Расчет принципиальной тепловой схемы электрической станции./Касилов В. И., Рябокобыленко И. В. — Харьков: ХПИ, 1985. — 35 с.
7. Методические указания по выполнению дипломного проекта по курсу «Тепломеханическая часть электрических станций»./Касилов В. И., Рябокобыленко И. В. — Харьков: ХПИ, 1986. — 46 с.
8. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции: Учебник для вузов/под ред. Гиршфельда. — 3-е изд., — М.: Энергоатомиздат, 1987. — 328 с.
9. Методические указания по выполнению курсовой работы по курсу «Энергетические установки электрических станций» Расчет принципиальной тепловой схемы электрической станции./Борисенко О. М., Касилов В. И., Станкевич Г. Л. — Харьков: ХПИ, 1993. — 20 с.
10. Методические указания к дипломному проекту. Раздел «Энергетические установки электрических станций». Разработка генерального плана, компоновка главного корпуса, расчет принципиальной тепловой схемы электрической станции./Касилов В. И., Вороновский Г. К.. — Харьков: ХГПУ, 1995. — 49 с.
11. Г. К. Вороновський. Сучасна теплова електрична станція. Навчальний посібник — Харків: ХДАМГ, 1997. — 152 с.
12. Маляренко В. А. Энергетические установки и окружающая среда/под ред. проф. Маляренко В. А. Учебное пособие. — Харьков: ХГАГХ, 2002. — 398 с.
13. Ефимов А. В. Анализ эффективности работы газотурбинных установок с усовершенствованной схемой впрыска водяного пара в камеру сгорания и паровым охлаждением газовой турбины: учеб. пособие/А. В. Ефимов, Т. А. Гаркуша, Т. А. Есипенко. — Х.: НТУ «ХПИ», 2008. — 68 с.
14. Электроэнергетика. Проблемы та перспективи розвитку галузі./Єфімов О. В., Тютюник Л. І., Іванова Л. А. — Тези доповіді НТУ «ХПИ» MicroCAD Харків 2013 р.
15. Энергетика та енергоресурси./Єфімов О. В., Тютюник Л. І., Іванова Л. А., Стельник О. В. — Тези доповіді НТУ «ХПИ» MicroCAD Харків 2014 р.
16. Энергетика та навколишнє середовище./Єфімов О. В., Тютюник Л. І., Іванова Л. А., Клімова О. О. — Тези доповіді НТУ «ХПИ» MicroCAD Харків 2014 р.
17. Програма, методичні вказівки, контрольні завдання та лабораторні роботи з курсу «Основи проектування об'єктів виробництва електроенергії та теплоти»./Тютюник Л. І., Касілов В. И., Іванова Л. А. — ТОВ «ДРУКАРНЯ МАДРИД» Харків 2014 р. — 36 с.
18. Програма, методичні вказівки, контрольні завдання з курсу «Теплоенергетичні процеси і об'єкти виробництва електроенергії та теплоти»./Тютюник Л. І., Касілов В. И., Іванова Л. А. — ТОВ «ДРУКАРНЯ МАДРИД» Харків 2014 р. — 40 с.
19. Энергетика и энергоснабжение./Єфімов О. В., Тютюник Л. І., Іванова Л. А., Гаркуша Т. А. — Тези доповіді НТУ «ХПИ» MicroCAD Харків 2015 р.
20. Роль енергетики у розвитку цивілізації./Єфімов О. В., Тютюник Л. І., Іванова Л. А., Налізко О. В. Вестник НТУ «ХПИ» № 63 2015 г. «История науки и техники» с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. Энергетика и тепловые электростанции	5
1.1. Энергетика Украины, проблемы и перспективы ее развития в современных условиях	5
1.2. Принципиальная технологическая схема электростанции Система парового котла, турбинная установка с теплообменниками и насосами и соединяющие их трубопроводы образуют пароводяной тракт ТЭС.....	7
1.3. Классификация тепловых электростанций	7
2. ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ.....	11
2.1. Классификация тепловых электростанций.....	11
2.2. Распределение и потребление электрической энергии	12
2.3. Тепловая нагрузка	14
2.4. Показатели режимов электрического и теплового потребления	15
2.5. Тепловой цикл паротурбинной электростанции	15
Цикл Карно.....	15
2.6. Принципиальная схема ЭС. Цикл Ренкина	16
3. КЭС И ИХ ТЕПЛОВАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ. РАСХОДЫ ПАРА, ТЕПЛА И ТОПЛИВА	19
3.1. Основные составляющие абсолютного КПД электрической станции. КПД КЭС и его составляющие.....	19
3.2. Расход пара, теплоты и топлива.....	22
4.1. Общие положения	25
4.2. Расходы пара и тепла на теплофикационные турбоустановки с противодавлением.....	25
4.3. Турбины конденсационные и регулируемым отбором пара (Т (КО)-турбины)	27
4.4. Расход тепла на КО-турбине.....	28
4.5. КПД ТЭЦ.....	28
4.6. Удельный расход топлива на ТЭЦ	29
4.7. Сравнение тепловой экономичности ТЭЦ и отдельной установки.....	29
5. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОНДЕНСАЦИОННОЙ АТОМНОЙ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СТАНЦИИ.....	31
5.1. Общие сведения.....	31
Атомные электростанции	31
Тепловыделяющие элементы (ТВЭЛ).....	31
5.2. Тепловые схемы АЭС	31
Одноконтурная схема	31
Трёхконтурная схема.....	32
5.3. Расчёт энергетических показателей АЭС.....	33
6. НАЧАЛЬНЫЕ И КОНЕЧНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПАРА КЭС И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ	35
6.1. Начальные параметры.....	35
6.2. Цикл с перегревом пара	35
6.3. Сопряженные параметры пара.....	37
6.4. Параметры промежуточного перегрева пара.....	37
6.5. Паровой перегрев свежим паром или из отбора	38
6.6. Экономическая эффективность вторичного перегрева пара. Цикл Ренкина с проперегревом.....	38
6.7. Влияние конечных параметров на экономичность установки.....	39
6.8. Повышение экономичности паротурбинных установок надстройками высоких параметров	39
6.9. Расход пара и тепла на предвключенную турбину.....	40

7. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ.....	42
7.1. Общие положения	42
7.2. Одноступенчатый и многоступенчатый регенеративный подогрев воды.....	43
7.3. Схемы регенеративного подогрева воды	43
7.4. Схема регенеративного подогрева воды в поверхностных и смешивающих подогревателях	44
7.5. Схема отвода дренажа	44
7.6. Каскадная схема	44
7.7. Особенности смешивающих подогревателей.....	45
7.9. Методика расчета схемы регенеративного подогрева.....	45
7.10. Экономически выгодная температура питательной воды	45
7.11. Типы регенеративных подогревателей и схемы их включения	46
7.12. Уравнение теплового баланса смешивающего подогревателя	46
7.12. КПД турбоустановки с регенеративным подогревом воды.....	47
8. ПОТЕРИ ПАРА И КОНДЕНСАТА И ИХ ВОСПОЛНЕНИЕ	49
8.1. Потери пара и конденсата	49
8.2. Испарительные установки.....	50
8.3. Уравнение теплового баланса испарителя.....	50
8.4. Многоступенчатые испарительные установки.....	51
9. ОТПУСК ТЕПЛА С ПАРОМ И ГОРЯЧЕЙ ВОДОЙ ВНЕШНИМ ПОТРЕБИТЕЛЯМ.....	52
9.1. Отпуск тепла с паром.....	52
9.2. Отпуск тепла для отопления. Отопительная нагрузка.....	53
9.3. Тепловая нагрузка	54
9.4. Схема включения сетевых подогревателей и определение отборов пара на них.....	54
9.5. Деаэраторы и питательные установки. Деаэраторные установки	55
10. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ И ЕЕ РАСЧЕТ	57
10.1. Содержание и значение принципиальной тепловой схемы (ПТС).....	57
10.2. Назначение принципиальной схемы	57
10.3. Полная (развёрнутая) тепловая схема	66
10.4. Методика расчета принципиальной тепловой схемы.....	66
10.5. Схемы главных паропроводов.....	67
10.6. Схема питательных трубопроводов	67
10.7. Выбор питательных насосов	68
10.8. Конденсатные насосы.....	69
10.9. Насосы охлаждающей воды конденсаторов турбин (циркуляционные).....	69
10.10. Определение напора питательных насосов.....	69
10.11. Трубопроводы.....	70
10.12. Расчет трубопроводов.....	71
10.13. Гидравлический расчет	71
10.14. Механический расчет.....	71
11. КОМПОНОВКА ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ	72
11.1. Выбор площади и генеральный план станции.....	72
11.2. Основные требования к площадкам ТЭС	72
11.3. Генплан. Пример компоновки ТЭС	72
11.4. Компоновка главного корпуса электростанции.....	73
11.5. Типы компоновок	73
11.6. Техническое водоснабжение.....	75
11.7. Источники и системы технического водоснабжения.....	76
11.8. Прямоточная система водоснабжения	77
11.9. Обратная система водоснабжения	77
11.10. Водохранилища-охладители	78

11.11. Расчет необходимой поверхности пруда-охладителя	78
11.14. Искусственные охладители. Градирни	79
11.15. Брызгальные устройства	79
12. ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ	82
12.1. Доставка топлива на электростанции.....	82
12.2. Хранение топлива.....	86
12.3. Системы пылеприготовления	88
12.4. Угольные мельницы	88
12.5. Характеристики мельниц.....	89
12.6. Мазутное хозяйство ЭС	89
12.7. Газовое хозяйство ЭС.....	89
12.7. Золошлакоудаление.....	90
12.8. Тягодутьевые машины	92
12.9. Водоподготовка	93
12.10. Влияние ТЭС на окружающую среду	93
12.11. Способы уменьшения содержания окислов серы и азота в уходящих дымовых газах.....	94
12.12. Снижение загрязняющих выбросов АЭС.....	95
12.13. Очистка сточных вод электрической станции	95
12.14. Уменьшение выбросов окислов азота в атмосферу.....	95
13. ПАРОГЕНЕРАТОРЫ ТЭС	97
13.1. Тепловые схемы ПГ	97
13.2. Газотурбинные электростанции	97
13.3. Парогазовые электростанции.....	99
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	100

Навчальне видання

Касілов Віктор Йосипович

Касілов Олег Вікторович

Тютюник Лариса Іванівна

Іванова Лідія Анатоліївна

ТЕПЛОВІ І АТОМНІ ЕЛЕКТРИЧНІ СТАНЦІЇ

для студентів технічних спеціальностей,
в тому числі для іноземних студентів

Текст лекцій

Російською мовою

Редактор *Гобельовська Л. П.*

Дизайн та верстка *Власова Ю. Ф.*

План 2016, поз. 69

Підписано до друку 27.02.2017 р.

Формат 60x84/8. Папір офісний.

Друк цифровий. Гарнітура PetersburgС.

Ум.-друк. арк. 12,09. Наклад 100 прим. Зам № 0254.

Видавець і виготовлювач:

ТОВ «ДРУКАРНЯ МАДРИД»

61024, м. Харків, вул. Максиміліанівська, 11

Тел.: (057) 756-53-25

www.madrid.in.ua info@madrid.in.ua



Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:

ДК №4399 від 27.08.2012 року