

Федеральное агентство по образованию
ГОУ Московский Государственный Университет

Кафедра Теплотехники и котельных установок

П. А. Хаванов

Источники теплоты систем теплоснабжения

Учебное пособие для студентов специальности 29700
«Теплогазоснабжение и вентиляция»

Москва 2009

Оглавление

Введение

Глава I Системы теплоснабжения

1.1. Классификация систем теплоснабжения

1.2. Принципиальные схемы систем теплоснабжения

1.3. Теплогенерирующие установки

1.4. Примеры расчетов

Глава II Принципиальные тепловые схемы теплогенерирующих установок

2.1 Тепловая схема производственной теплогенерирующей установки

2.2 Тепловые схемы производственно-отопительных теплогенерирующих установок

2.3 Тепловые схемы отопительных теплогенерирующих установок

Глава III Методы обработки воды для производственных и отопительных котельных

3.1 Физико-химические свойства воды и показатели качества воды и пара

3.2 Схемы водоподготовки

3.3 Выбор схемы водоподготовки

3.4 Расчет водоподготовительных установок

3.5 Термическая деаэрация воды

Литература

Приложение

Введение

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по специальности 29700 «Теплогазоснабжение и вентиляция» инженерно-строительных вузов и соответствующих факультетов политехнических вузов и написано в соответствии с программой дисциплины «Теплогенерирующие установки».

В пособии рассмотрен весь комплекс устройств системы теплоснабжения производящих целевую энергию и доставляющих её потребителю в виде пара, горячей воды и др. теплоносителей. Основным звеном единой системы энерготеплоснабжения является теплогенерирующая установка. В учебном пособии изложены основные принципы работы теплогенерирующей установки в системе теплоснабжения, структура системы теплоснабжения, роль и место в ней источника теплоты.

Материалы учебного пособия помогут студенту при изучении дисциплины, овладеть методикой теплотехнических расчетов, обосновать выбор компоновочных и технологических решений при разработке источника теплоты системы теплоснабжения, при выполнении курсовых проектов.

Для большей информативности приведенного материала все основные разделы учебного пособия заканчиваются примерами расчетов.

ГЛАВА I. СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Система теплоснабжения предназначена для обеспечения потребителей тепловой энергией. Она состоит из теплогенерирующей установки, служащей для выработки энергоносителя в виде водяного пара или горячей воды заданных параметров, тепловой сети для транспортировки энергоносителя к потребителю, тепловых пунктов и местных систем потребителей теплоты.

Потребителями тепловой энергии (абонентами системы теплоснабжения) являются:

- объекты жилищно-коммунального хозяйства, расходующие тепловую энергию в санитарно-технических системах зданий различного назначения (отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха, горячее водоснабжение);
- промышленные предприятия, на которых энергоноситель используется на технологические нужды и в санитарно-технических системах промышленных и административных зданий в пределах предприятия.

1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Системы теплоснабжения (рис. 1.1) классифицируются по следующим признакам:

- типу источника, производящего энергоноситель;
- виду энергоносителя;
- способу подачи воды на горячее водоснабжение;
- количеству трубопроводов тепловой сети;
- способу обеспечения потребителей тепловой энергией.

По способу обеспечения потребителей тепловой энергией системы теплоснабжения разделяют на централизованные и децентрализованные.

Централизованное теплоснабжение потребителей осуществляется по протяженным и разветвленным тепловым сетям от теплоэлектроцентралей на базе комбинированной выработки тепловой и электрической энергии (теплофикация), а также от крупных районных и других теплогенерирующих установок мощностью более 58 МВт.

Для децентрализованных систем теплоснабжения характерна малая протяженность или даже полное отсутствие тепловых сетей от теплогенерирующей установки к потребителям тепловой энергии. Децентрализованное теплоснабжение осуществляется от теплогенерирующих установок малой мощности, автономных квартирных теплогенераторов и печей.

По виду энергоносителя системы теплоснабжения делятся на водяные и паровые.

Водяные системы используются для обеспечения тепловой энергией объектов жилищно-коммунального назначения (отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха, горячее водоснабжение), а также с целью снабжения промышленных предприятий горячей водой на технологические нужды. В ряде случаев тепловые сети системы теплоснабжения могут включать кроме трубопроводов жилищно-коммунального назначения и трубопроводы пароснабжения технологических потребителей паром низкого давления (до 1,4 МПа).

Паровые системы теплоснабжения распространены на промышленных предприятиях, где пар используется в качестве

энергоносителя в технологических процессах, а также для нужд санитарно-технических систем в пределах этих предприятий.

По способу подачи воды на горячее водоснабжение водяные системы теплоснабжения разделяются на закрытые и открытые.

В закрытых системах воду из тепловых сетей используют только в качестве энергоносителя в теплообменниках для подогрева холодной водопроводной воды, поступающей в местную систему горячего водоснабжения.

В открытых системах вода непосредственно из тепловой сети забирается для приготовления и подачи ее в систему горячего водоснабжения потребителя.



Рис. 1.1.

Структурная схема системы теплоснабжения *ТГУ* — *тепло генерирующая установка*; *ТС* — *тепловые сети*; *ТП* — *тепловой пункт*; *ПКБ* - *потребители коммунально-бытовые (отопление, вентиляции, горячее водоснабжение)*; *ПТ*— *потребители технологические*

Наибольшее распространение получили двух- и четырехтрубные тепловые сети, однако, возможно применение одно - и трехтрубных тепловых сетей. Системы теплоснабжения большой и средней мощности экономически целесообразно выполнять двухтрубными — с общим подающим трубопроводом горячей воды для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения и общим обратным трубопроводом.

Использование четырехтрубных тепловых сетей упрощает процессы подготовки теплоносителя для потребителей теплоты, так

как сети включают два подающих трубопровода для подачи горячей воды на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения и два обратных трубопровода от потребителей (из систем отопления, вентиляции и циркуляционного трубопровода горячего водоснабжения).

Тепловые потребители могут присоединяться непосредственно к тепловым сетям через центральные тепловые пункты (ЦТП) или индивидуальные тепловые пункты (ИТП, абонентские вводы), в которых осуществляются приготовление и подача горячей воды нужных параметров для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения потребителей. ЦТП, ИТП в общем случае включают подогреватели, элеваторы, насосы, запорно-регулирующую арматуру и средства автоматического регулирования расхода и параметров теплоносителей и т.д.

1.2. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

На рис. 1.2 представлены схемы водяных двухтрубных систем теплоснабжения — закрытой и открытой. Головной частью систем являются водогрейные теплогенерирующие установки (ТГУ), включающие водогрейный котел 1, насосы — рециркуляционный 2, сетевой 4 и подпиточный 6, водоподготовительную установку 5, узел регулирования температуры сетевой воды 3, узлы подключения нагрузки отопления 8 и 11, а также нагрузки горячего водоснабжения 7 и 10. Основное отличие теплогенерирующих установок для открытых и закрытых систем теплоснабжения — разная производительность водоподготовительных установок, подпиточных насосов и наличие или отсутствие в их тепловых схемах баков-аккумуляторов 9. В закрытых системах должно обеспечиваться восполнение потерь воды в тепловых системах, у потребителей и в теплогенерирующей установке (включая собственные нужды ТГУ). В открытых системах к указанным потерям и расходу воды на собственные нужды добавляется расход сетевой воды на горячее водоснабжение потребителей.

Для двухтрубных водяных систем теплоснабжения применяются два способа центрального качественного регулирования отпуска теплоты коммунально-бытовому потребителю: по отопительному температурному графику; по суммарному графику (отопление, вентиляция и горячее водоснабжение).

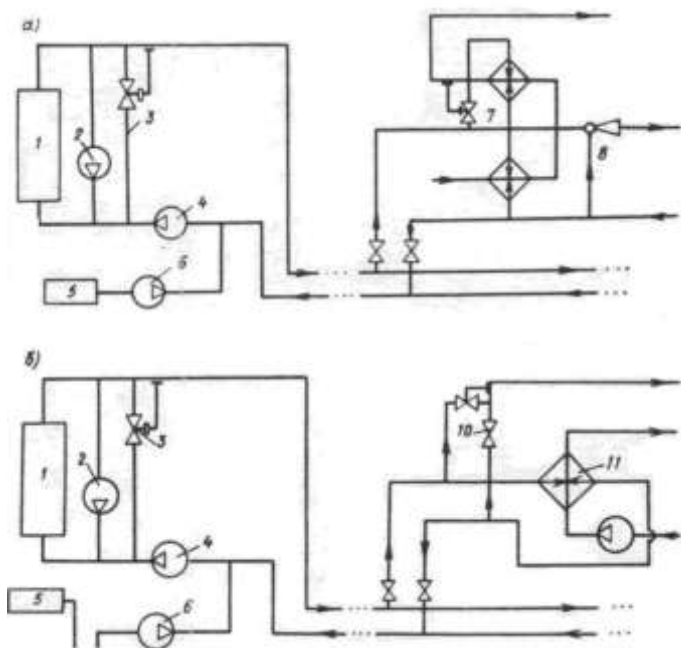


Рис. 1.2. Водяные двухтрубные системы теплоснабжения
а — закрытая; б — открытая

В первом случае расход сетевой воды (при различных режимах потребления на нужды отопления и вентиляции) в подающем трубопроводе остается примерно постоянным (изменяется только температура воды), а суммарный расход сетевой воды (включая горячее водоснабжение) будет переменным за счет изменения расхода сетевой воды на нужды горячего водоснабжения.

Пример отопительного температурного графика для расчетной температуры воды в подающем трубопроводе 150°C , а в обратном 70°C представлен на рис. 1.3. При расчетной температуре наружного воздуха температуры воды в подающем и обратном трубопроводах принимаются максимальными (соответственно 150 и 70°C). При температуре наружного воздуха, отличной от расчетной, температура воды в подающем трубопроводе регулируется путем перепуска части воды из обратного трубопровода в подающий по перемычке 3⁹ (см. рис. 1.2. *а*), на которой установлен регулятор температуры.

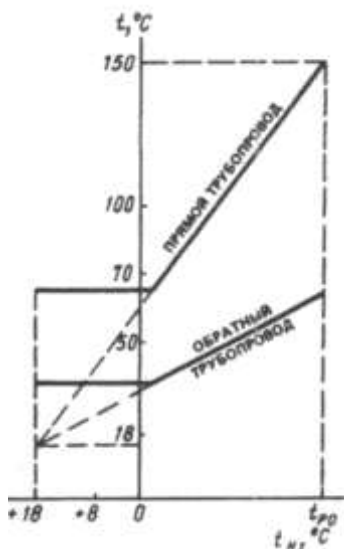


Рис. 1.3. Отопительный температурный график тепловой сети

При центральном качественном регулировании отпуска теплоты системой теплоснабжения по суммарному графику (на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение) расход сетевой воды в подающем трубопроводе остается примерно постоянным по всех режимах теплопотребления — равным расходу сетевой воды на нужды отопления и вентиляции.

Важно отметить, что повышение параметров теплоносителя в подающем трубопроводе при постоянной тепловой мощности системы теплоснабжения приводит к уменьшению металлоемкости системы (уменьшаются диаметры трубопроводов и др.) и снижению эксплуатационных расходов. Эти факторы приобретают особо важное значение для систем теплоснабжения большой мощности, поэтому по мере внедрения водогрейных котлов, трубная система которых рассчитана на температуру 200°C и выше, рекомендуется повышать параметры воды в подающих трубопроводах систем теплоснабжения до 180-210°C.

Продолжительность отопительного периода и расчетную температуру наружного воздуха $t_{p.o}$ для заданного района

(города) принимают в соответствии со СНиП 2.01.01—82 или указывают в задании на проектирование. Отопительный период заканчивается при температуре наружного воздуха 8°C . Температура воздуха в отапливаемом помещении в зависимости от назначения принимается равной $289\text{—}293\text{ K}$ ($16\text{—}23^{\circ}\text{C}$).

Система отопления потребителя может присоединяться к тепловой сети по независимой схеме — через теплообменник 11 (см. рис. 1.2, б), а также по зависимой схеме: с непосредственным подключением местной системы к тепловым сетям; с подключением через элеватор 8 (см. рис. 1.2, а), в котором смешивается вода из подающего и обратного трубопроводов и, таким образом, достигается температура воды, идущей на отопление; с установкой подмешивающего насоса на перемычке между подающей и обратной линиями, выполняющего те же задачи, что и элеватор 8 (см. рис. 1.2, а).

Подача воды на горячее водоснабжение в закрытых системах теплоснабжения осуществляется через водо-водяные теплообменники 7, в которых водопроводная вода подогревается до температуры не ниже 60°C и не выше 70°C . Температура горячей воды ($60\text{—}70^{\circ}\text{C}$) достигается в узле смешения 11, например, путем подмешивания воды из обратного трубопровода (рис. 1.4).

Вода на горячее водоснабжение в открытых системах теплоснабжения отбирается непосредственно из тепловой сети.

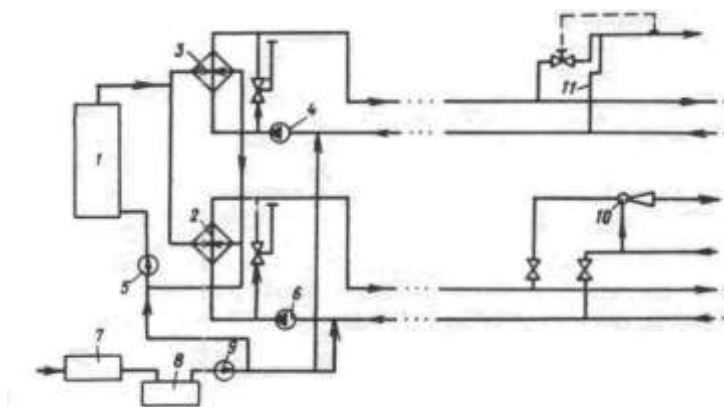


Рис. 1.4. Водяная четырехтрубная система теплоснабжения

На рис. 1.4 показана принципиальная схема водяной четырехтрубной системы теплоснабжения. Головная часть системы — паровая ТГУ, состоящая из парового котельного агрегата 1, сетевых пароводяных теплообменников 2 и 3, водоподготовительной установки 7, насосов — питательного 5, подпиточного 9, горячего водоснабжения 4 и сетевого 6, баков-аккумуляторов 8.

Система отопления потребителя 10 присоединяется, например, по зависимой схеме к тепловым сетям, получающим теплоту от сетевого пароводяного подогревателя 2, а горячее водоснабжение 11 осуществляется от пароводяного теплообменника 3.

Четырехтрубные системы теплоснабжения применяются в основном с теплогенерирующими установками небольшой мощности до 38—58 МВт при небольшом радиусе расположения потребителей. В этих системах осуществляется раздельное центральное регулирование нагрузки на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. Подробно схемы присоединения потребителей к тепловым сетям рассматриваются в курсе "Теплоснабжение".

1.3. ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИЕ УСТАНОВКИ

Теплогенерирующие установки для систем теплоснабжения — это комплекс технических устройств и агрегатов, предназначенных для выработки энергоносителя заданных параметров (водяного пара или горячей воды) за счет сжигания топлива, подготовки энергоносителя с параметрами, соответствующими требованиям потребителя, а также подачи его в систему теплоснабжения.

Технологическую структуру теплогенерирующих установок можно представить как несколько условно замкнутых циклов, отражающих основные технологические процессы и функциональные группы оборудования. Рассмотрим структурную схему на примере теплогенерирующей установки с паровыми котлами на твердом топливе, вырабатывающей тепловую энергию для технологических и коммунально-бытовых нужд.

На схеме (рис. 1.5) процессы преобразования и использования рабочих тел условно сгруппированы в шесть циклов.

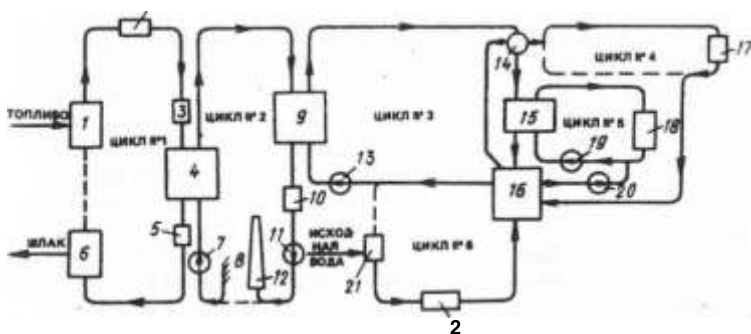


Рис. 1.5. Технологическая структурная схема производственно-отопительной теплогенерирующей

Цикл № 1 (топливно-шлаковый) включает комплекс оборудования для приемки, складирования, подготовки, подачи и сжигания топлива, а также системы сбора и удаления шлаков. В состав цикла включаются: топливный склад 1 с устройствами для приема и хранения топлива, группа оборудования топливоподготовки и₁₃ топливоподачи 2, питательные устройства 3, обеспечивающие

дозированную подачу топлива в топку котельного агрегата 4, группа оборудования системы золошлакоудаления 5 и шлаковый отвал 6.

Цикл №2 (воздушно-газовый) обеспечивает подачу воздуха на горение, перемещение высокотемпературных газообразных продуктов сгорания топлива по газовому тракту котельного агрегата и удаление их в атмосферу. В состав цикла включаются: воздухозаборные устройства 8, дутьевой вентилятор 7 для подачи воздуха на горение в топку 4 котельного агрегата 9, устройство очистки газообразных продуктов сгорания от вредных выбросов 10, дымосос 11 и дымовая труба 12.

Цикл № 3 (пароводяной) — замкнутый цикл питания парового котла, получения пара в котельном агрегате за счет охлаждения дымовых газов, распределения пара по группам потребляющего оборудования.

В состав цикла входят: котельный агрегат 9, парораспределительный коллектор 14, от которого пар направляется на собственные нужды, к технологическим потребителям и на пароводяные подогреватели 15 сетевой воды для коммунально-бытовых нужд, деаэрационная установка конденсата 16 (поступающего от подогревателя 15, технологических потребителей 17) и питательные насосы 13 для подачи воды в котельный агрегат.

Цикл № 4 (технологического потребления) — обеспечивает транспорт пара к технологическим потребителям 17 от парораспределительного коллектора 14 цикла № 3 и возврат конденсата от технологических потребителей пара после его деаэрации 16 в цикл № 3.

Цикл № 5 (теплоснабжения) — полностью замкнутый цикл получения горячей воды для нужд отопления, вентиляции и горячего водоснабжения в пароводяном подогревателе 15, ее транспортирования по тепловым сетям к потребителям 18 и возврата обратной воды по тепловым сетям за счет работы циркуляционных насосов 19. Компенсация потерь в тепловых сетях обеспечивается подпиточным насосом 20 из деаэратора 16.

Цикл №6 (подготовки питательной и подпиточной воды) — предназначен для восполнения потерь теплоносителя в циклах № 3, 4, 5. В состав оборудования этого цикла включаются водозаборные устройства 21, установки химводообработки 22 и деаэрации 16. В деаэраторе 16 осуществляется удаление коррозионно-активных газов из химобработанной воды и из всего возвращаемого в теплогенерирующую установку конденсата. Деаэрированная вода подается насосами 13 для питания котлов, а насосами 20 — на подпитку тепловых сетей.

1.3.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Теплогенерирующие установки подразделяются на районные, квартальные, групповые и установки предприятий.

Районные теплогенерирующие установки (районные тепловые станции) используются для теплоснабжения всех потребителей района жилой застройки или промышленной зоны.

Квартальные и групповые теплогенерирующие установки предназначены для теплоснабжения одного или нескольких кварталов, группы жилых домов, общественных зданий. Эти установки являются, как правило, отопительными.

Теплогенерирующая установка предприятия предназначена для теплоснабжения этого предприятия или группы предприятий (на основе кооперирования) и примыкающего жилого фонда.

По характеру тепловых нагрузок потребителей теплогенерирующие установки подразделяются на:

- производственные, предназначенные для теплоснабжения технологических потребителей предприятий;
- производственно-отопительные, служащие для теплоснабжения технологических потребителей предприятий, а также обеспечивающие тепловые нагрузки отопления, вентиляции и горячего водоснабжения промышленных, общественных и жилых зданий и сооружений;
- отопительные, предназначенные только для обеспечения отопления, вентиляции и горячего водоснабжения коммунально-бытовых потребителей.

Теплогенерирующие установки классифицируются только по технологическим признакам:

— **по типу котельных агрегатов**, которые являются основным оборудованием теплогенерирующих установок (паровые, водогрейные, пароводогрейные);

— **по виду энергоносителя и схеме его подачи потребителю** (отпускающие пар с возвратом или без возврата конденсата, горячую воду по закрытой или открытой схеме теплоснабжения, пар и горячую воду по перечисленным схемам в различных сочетаниях);

— **по виду сжигаемого топлива** (на твердом топливе, газе, жидком топливе).

По мощности теплогенерирующие установки можно условно разделить

на следующие группы: автономные теплогенераторы поквартирных систем (до 30 кВт), малой (до 23,3 МВт), средней (23,3–116 МВт) и большой (116–700 МВт) мощности. Теплогенерирующие установки мощностью 350 МВт и выше называются **тепловыми станциями**.

Производственные теплогенерирующие установки проектируются на базе технологических нагрузок по пару или пару и горячей воде с учетом возврата от технологического оборудования определенного количества конденсата. Если имеется технологическая нагрузка по горячей воде, то в состав теплогенерирующей установки включается водонагревательная установка для получения горячей воды требуемых параметров.

При тепловой мощности производственных теплогенерирующих установок до 58 МВт они проектируются с паровыми котельными агрегатами низкого ($p = 1,4$ МПа) или среднего ($p = 2,4—4,0$ МПа) давления.

При больших технологических нагрузках по горячей воде производственные теплогенерирующие установки могут включать как паровые, так и водогрейные котельные агрегаты.

Производственно-отопительные теплогенерирующие установки проектируются исходя из технологических и отопительных нагрузок. Потребителю производится отпуск пара или пара и горячей воды на технологические нужды и горячей воды для покрытия нагрузок отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Производственно-отопительные теплогенерирующие установки оснащаются, как правило, паровыми котлами и водонагревательными установками. При больших нагрузках по горячей воде в состав теплогенерирующей установки могут включаться паровые котлы, вырабатывающие пар на технологические нужды, и водогрейные котлы, нагревающие воду для технологических нужд и целей теплоснабжения коммунально-бытовых потребителей. При установке паровых котлов горячая вода для технологических нужд готовится в отдельной водонагревательной установке, работающей по температурному графику, заданному технологическим режимом. Горячая вода для отопительных целей готовится также в отдельной водонагревательной установке, которая работает по отопительному температурному графику (см. рис. 1.2, б).

Производственно-отопительные теплогенерирующие установки оснащаются паровыми котельными агрегатами низкого ($p = 1,4$ МПа) и среднего ($p = 2,4—4,0$ МПа) давления. При необходимости в состав теплогенерирующей установки могут включаться водогрейные котлы, работающие по самостоятельному контуру.

Отопительные теплогенерирующие установки проектируются исходя из тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. Температура воды в подающем трубопроводе изменяется в интервале 150—70°С для систем отопления и вентиляции и 65—75°С для систем горячего водоснабжения.

В отопительных теплогенерирующих установках используются паровые котельные агрегаты низкого давления или водогрейные котлы. Теплогенерирующие установки с паровыми котельными агрегатами включают водонагревательную установку для подготовки сетевой воды; при использовании водогрейных котельных агрегатов они присоединяются непосредственно к тепловым сетям.

Для открытой системы теплоснабжения в состав водогрейной теплогенерирующей установки включаются дополнительные элементы: баки-аккумуляторы для создания запаса воды на горячее водоснабжение в часы максимального ее расходования потребителем, перекачивающие насосы, насосы для подачи горячей воды потребителю и др.

Для четырехтрубных водяных систем теплоснабжения в состав паровой теплогенерирующей установки включаются две водонагревательные установки, одна из которых предназначена для подогрева воды для системы отопления и вентиляции, а другая — для подогрева воды системы горячего водоснабжения (см. рис. 1.4).

1.3.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕЙ ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩЕЙ УСТАНОВКИ

Рабочая тепловая мощность теплогенерирующей установки — сумма максимальной мощности, подаваемой в тепловую сеть потребителям по всем видам энергоносителя (пару и горячей воде), и мощности, расходуемой установкой для выработки энергоносителя, т.е. мощности на собственные нужды $Q_{с.н}$ и потерь мощности ΔQ .

В общем случае

$$Q_{мз} = Q_{о.в} + Q_{тех} + Q_{г.в} + Q_{с.н} + \Delta Q \quad (1.1)$$

Сумма $Q_{ОВ} + Q_{тех} + Q_{ГВ}$ называется **тепловой мощностью** теплогенерирующей установки. Она определяется в зависимости от типа системы теплоснабжения и типа теплогенерирующей установки. Обычно $Q_{ОВ}$, $Q_{ГВ}$, $Q_{тех}$ задаются в исходных данных на проектирование теплогенерирующих установок.

Тепловая мощность отопительной теплогенерирующей установки для закрытой системы теплоснабжения определяется как

$$Q_{к} = Q_{о.в} + Q_{г.в}^{max} \quad (1.2)$$

Если отопительная теплогенерирующая установка присоединяется к открытой системе теплоснабжения, то ее тепловая мощность определяется по формуле

$$Q_{к} = Q_{о.в} + Q_{г.в} \quad (1.3)$$

В формулах (1.1) и (1.3) приняты обозначения: $Q_{к}$ — тепловая мощность периодическая тепловая мощность на горячее водоснабжение, МВт; $Q_{о.в}$ — тепловая мощность на отопление и вентиляцию при максимально-зимнем режиме, МВт; $Q_{г.в}$ — среднечасовая за отопительный; $Q_{г.в}^{max}$ — максимально-часовая мощность на горячее водоснабжение, МВт.

Тепловая мощность производственно-отопительной теплогенерирующей установки складывается из мощностей на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и мощности на технологические нужды:

$$Q_{\kappa} = Q_{o.б} + Q_{\epsilon.б} + Q_{mex} \quad (1.4)$$

Тепловая мощность Q_{Γ} в задается в зависимости от типа системы теплоснабжения (открытой или закрытой).

Тепловая мощность, потребляемая теплогенерирующей установкой на собственные нужды, зависит от ее типа и вида топлива, сжигаемого в топках котельных агрегатов, а также от типа системы теплоснабжения. Она расходуется на подогрев воды перед установкой для ее химической очистки, деаэрацию воды, подогрев мазута (при использовании этого вида топлива) и др.

Ниже приводятся формулы для ориентировочного определения рабочей тепловой мощности теплогенерирующих установок различных типов.

Для отопительных теплогенерирующих установок с водогрейными котлами рабочая тепловая мощность определяется по формуле

$$Q_{\kappa}^g = A Q_{o.б} + B Q_{\epsilon.б}, \quad (1.5)$$

где значения коэффициентов А и Б приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1. Значения коэффициентов А,Б,В для определения тепловой рабочей мощности ТГУ

Тип теплогенерирующей установки	Система тепло-снабжения	Тип котла	Топливо	А	Б	В
Отопительная	Закрытая	Водогрей-ный	Мазут	1,0526	1,0	-
			Твердое топливо, газ	1,018	526 1,0 18	-

Производственно-отопительная	Открытая В ($Q_{г.в}=0,2 Q_{к}$)	Водогрей- ный	Мазут Твердое топливо, газ	1,519 1,0172	1,1 82 1,1 82	- -
	Закрытая ($Q_{г.в} \leq 0,2 Q_{к}$)	Паровой	Мазут Твердое топливо, газ	1,273 1,217	0,0 0168 0,0 0168	- -
	Закрытая ($Q_{г.в} > 0,2 Q_{к}$)	Паровой	Мазут Твердое топливо, газ	0,4375 0,4231	0,4 375 0,4 231	1,0184 0,9736
	Открытая ($Q_{г.в} > 0,2 Q_{к}$)	Паровой	Мазут Твердое топливо, газ	0,4372 0,4227	0,4 912 0,4 912	1,0184 0,9736

Для производственно-отопительных теплогенерирующих установок с паровыми котлами низкого давления ($p = 1,4$ МПа) и отпуском теплоты по закрытой схеме на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение в размере 20% тепловой мощности теплогенерирующей установки рабочая паропроизводительность D_k определяется по формуле

$$D_k = AD_n - Bt_k G_k = D_n (A - Bt_k \mu), \quad (1.6)$$

где D_n — расход пара на технологические нужды, кг/с; G_k — возврат конденсата от потребителя, кг/с; μ — доля возврата конденсата (по заданию); t_k — температура возвращаемого конденсата, °С.

При нагрузке на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение более 20% тепловой мощности рабочая паропроизводительность производственно-отопительной теплогенерирующей установки может быть определена по формуле

$$D_k = A Q_{o.в} + B Q_{з.в} + D_m (B - 0,00134 \mu t_k) \quad (1.7)$$

Коэффициенты А, Б и В в формулах (1.5)—(1.7), приведенные в табл. 1.1, учитывают затраты мощности на собственные нужды и потери в ТГУ.

1.3.3. ВЫБОР ТИПА И МОЩНОСТИ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Число работающих котельных агрегатов по режимам отопительного периода зависит от требуемой тепловой мощности теплогенерирующей установки, необходимой для покрытия тепловых нагрузок отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и технологического потребления.

Тепловая мощность на горячее водоснабжение и технологические нужды (если нет сезонного изменения $Q_{\text{ТЕХ}}$) в течение года остается приблизительно постоянной. Тепловая мощность на отопление и вентиляцию, расходуемая только в течение отопительного периода, является переменной величиной.

Экономичность работы котельного агрегата зависит от его нагрузки (Q или D). Максимальная экономичность его работы достигается при номинальной (проектной) нагрузке. Поэтому мощность и количество котельных агрегатов необходимо выбирать таким образом, чтобы в различных режимах отопительного периода они имели нагрузки, приближающиеся к номинальным.

Число котельных агрегатов, находящихся в рабочем состоянии, определяется по относительной величине допустимого снижения тепловой мощности теплогенерирующей установки в режиме наиболее холодного месяца отопительного периода при выходе из строя одного из котельных агрегатов:

$$\alpha = Q_{\text{н.х.м}} / Q_{\text{м.р.}} \quad (1.8)$$

где $Q_{\text{н.х.м}}$ — допустимое снижение тепловой мощности теплогенерирующей установки, равное ее минимально допустимой мощности в режиме наиболее холодного месяца, МВт; $Q_{\text{м.р.}}$ — максимальная (расчетная) тепловая мощность теплогенерирующей установки, МВт.

Максимальная (расчетная) рабочая тепловая мощность равна $Q_{\text{м.р}} = z Q_{\text{к.а}}$. Тогда число устанавливаемых котельных агрегатов определяется из равенства ($z - 1$) $Q_{\text{к.а}} = Q_{\text{н.х.м}}$

т.е.

$$z = \frac{1}{1 - \alpha} \quad (1.9)$$

где z — количество котельных агрегатов; $Q_{\text{к.а}}$ — единичная тепловая мощность котельного агрегата, МВт.

Резервные котельные агрегаты устанавливают только при особых требованиях к надежности теплоснабжения потребителей.

В паровых и водогрейных теплогенерирующих установках, как правило,

устанавливают три-четыре котельных агрегата, что соответствует $\alpha = 0,67$ и $\alpha = 0,75$. В ТГУ следует устанавливать однотипные котельные агрегаты одинаковой тепловой мощности.

Технико-экономическое обоснование применения в производственно-отопительных теплогенерирующих установках паровых и водогрейных агрегатов показало, что при общей тепловой мощности теплогенерирующей установки менее 60 МВт рекомендуется устанавливать только паровые котлоагрегаты одинаковой тепловой мощности. Горячая вода для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения в этом случае подготавливается в пароводяных сетевых подогревателях.

В более мощных теплогенерирующих установках целесообразно устанавливать паровые котельные агрегаты (для получения пара на технологические нужды) совместно с водогрейными котлами (для получения горячей воды для коммунально-бытовых целей).

1.3.4. ПАРОВЫЕ КОТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Паровой котельный агрегат — основной элемент паровой теплогенерирующей установки — предназначен для выработки водяного пара. В производственных и производственно-отопительных теплогенерирующих установках устанавливают паровые котлоагрегаты среднего или низкого давления, в отопительных теплогенерирующих установках — котлоагрегаты, вырабатывающие пар только низкого давления.

Основными характеристиками паровых котлоагрегатов, которыми руководствуются при выборе их типа, мощности и числа, являются производительность и параметры (давление и температура) вырабатываемого пара.

Различают номинальную и минимальную производительность, номинальные параметры пара.

Номинальная производительность — количество вырабатываемого пара в единицу времени, принятое при проектировании котлоагрегата, которое обеспечивается при длительной эксплуатации при сжигании основного топлива при номинальных параметрах пара и питательной воды.

Номинальные параметры пара — номинальные давление и температура пара, принятые при проектировании котельного агрегата..

Таблица 1.2. Номинальные значения основных параметров паровых котлоагрегатов

Типоразмер	Производительность, кг/с (т/ч)	Абсолютное давление пара, МПа	Состояние и температура пара, К (°C)	Температура питательной воды, К (°C)
Е-4-14	1,1 (4)	1,4	Насыщенный или перегре- тый, 498 (225)	363 (100)
Е-6,5-14	1,8 (6,5)			
Е-10-14	2,8 (10)			
Е-16-14	4,4 (16)			
Е-25-14	6,9 (25)			
Е-35-14	9,7 (35,0)			

E-50-15 E-75-14 E-100-14	13,9 (50) 20,8 (75) 28,0 (100)	-	Перегретый, 498 (225)	-
E-10-24 E-25-24 E-35-24	2,8 (10) 6,9 (25) 9,7 (35)	2,4	Насыщенный или перегре- тый, 523 (250)	373 (100)
E-50-24 E-100-24 E-160-24	13,9 (50) 28,0 (100) 44,4 (160)	2,4	Перегретый, 523 (250)	373 (100)
E-25-40 E-35-40 E-50-40 E-75-40	6,9 (25) 9,7 (35) 13,9 (50) 20,8 (75)	4,0	Перегретый, 713 (440)	428 (145)

Минимальная производительность — наименьшая паропроизводительность, при которой котельный агрегат может длительно работать без нарушения режимов циркуляции воды в трубах и горения топлива.

Паровые котельные агрегаты (табл. 1.2) по производительности разделяются на три группы: малой мощности — до 6,9 кг/с (25 т/ч); средней - 9,7-20,8 кг/с (35-75 т/ч), большой - 27,8-44,4 кг/с (100-160 т/ч).

По давлению вырабатываемого пара котлоагрегаты объединяются в группы: с давлением пара 1,4—2,4 МПа — низкого давления, 4,0 МПа — среднего давления.

К паровым котельным агрегатам низкого давления и малой мощности относятся котлоагрегаты ДКВР, КЕ и ДЕ. Общие конструктивные признаки этих котлоагрегатов — естественная циркуляция воды, наличие двух барабанов (верхнего и нижнего), вертикальное расположение труб, в которых происходит парообразование.

Новые специализированные паровые котельные агрегаты КЕ и ДЕ низкого давления имеют производительность 0,69—6,9 кг/с (2,5—25 т/ч).

Котлоагрегаты серии КЕ предназначены для сжигания твердого топлива в неподвижном слое на движущейся колосниковой решетке. Загрузка топлива и удаление шлака механизированы.

Котлоагрегаты КЕ-2,5-14С, КЕ-4-14С (табл. 1.3) предназначены для выработки только насыщенного пара давлением 1,4 МПа. Котлоагрегаты

КЕ остальных типоразмеров предназначены для выработки насыщенного пара как при давлении 1,4, так и 2,4 МПа, а также перегретого пара с температурой 498 К (225°С) при $p = 1,4$ МПа и 523 К (250°С) при $p = 2,4$ МПа.

Котлоагрегаты серии ДЕ (табл. 1.4) предназначены для сжигания жидкого или газообразного топлива. Котлоагрегаты ДЕ всех типоразмеров могут вырабатывать перегретый пар с температурой 498 К (225°С) при давлении $p = 1,4$ МПа, а при $p = 2,4$ МПа (за исключением ДЕ-4ГМ и ДЕ-6,5ГМ) - перегретый пар с температурой 523 К (250°С).

Котельные агрегаты типа ДКВР оборудуются топками для сжигания твердого, жидкого и газообразного топлива. Твердое топливо сжигается в неподвижном слое на подвижной или неподвижной колосниковой решетке. Загрузка топлива, шлакоудаление осуществляются механически. По рекомендации завода-изготовителя котлоагрегаты ДКВР могут эксплуатироваться при повышенной сверх номинальной паропроизводительности (табл. 1.5).

Минимальная производительность котлоагрегатов ДКВР при избыточном давлении 1,3 МПа допускается не ниже 25% номинальной при работе на твердом топливе, при работе на жидком или газообразном топливе — не ниже 30% минимальной.

Таблица 1.3. Основные расчетные характеристики котельных агрегатов КЕ-14С

<i>Характеристика</i>	<i>КЕ-2,5-14С</i>	<i>КЕ-4-14С</i>	<i>КЕ-6,5-14С</i>	<i>КЕ-10-14С</i>	<i>КЕ-25-14С</i>
Производительность*, кг/с (т/ч)	0,69 (2,5)	1,1 (4,0)	1,8 (6,5)	2,8 (10)	6,9 (25)
Давление пара **, МПа	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37
Температура пара, °С	194	194	194/225	194/225	194/225
КПД (при сжигании каменных углей), %	81-83	81-83	81-83	81-83	87
Площадь поверхности нагрева, м ² : -радиационная -конвективная	19,0 62	20,5 94	24,8 149	30,3 214	92,1 418
Тип топочного устройства	ЭП-РПК-2-1800/1525	ТЛЗМ-1870/2400	ТЛЗМ-2700/3000	ТЛЗМ-2700/3000	ТЧЗ-2700/5600
Площадь зеркала горения, м ²	2,75	3,3	4,4	6,4	13,4
Диаметр экранных и капиллярных труб, мм	51х2,5				
Площадь поверхности нагрева экономайзера (ВТИ), м ²	94	142	236	330	808
Масса и объем заводской поставки, т	9,82	11,34	13,95	16,99	37,37

* Котлы серии КЕ обеспечивают устойчивую работу в диапазоне от 25 до 100 % номинальной производительности.

** Котлы КЕ-25-24Р (КЕ-25-24С) могут работать при давлении пара 1,8-2,4 МПа.

Таблица 1.4 Основные расчетные характеристики котельных агрегатов ДЕ-14ГМ

<i>Характеристика</i>	<i>ДЕ-4-14-ГМ</i>		<i>ДЕ-6,5-14ГМ</i>		<i>ДЕ-10-14ГМ</i>		<i>ДЕ-16-14ГМ</i>		<i>ДЕ-25-14ГМ</i>	
	<i>газ</i>	<i>мазут</i>	<i>газ</i>	<i>мазут</i>	<i>газ</i>	<i>мазут</i>	<i>газ</i>	<i>мазут</i>	<i>газ</i>	<i>мазут</i>
Паропроизводительность, кг/с (т/ч)	1,15 (4,14)		1,87 (6,73)		2,88(10,35)		4,6 (16,56)		7,47(26,88)	
Давление пара*, МПа	1,37		1,37		1,37		1,37		1,37	
Коэффициент избытка воздуха	1,05	1,1	1,05	1,1	1,05	1,1	1,05	1,1	1,05	1,1
КПД котельного агрегата, %	90,31	88,68	90,96	89,32	92,15	90,85	91,76	90,07	92,79	91,35
Объем топочной камеры, м ³	8,01		11,2		17,14		22,5		29,0	
Площадь поверхности нагрева, м ² : -радиационной -конвективной	21,81		27,93		38,96		48,13		60,46	
	48,51		68,04		117,69		156,0		212,4	
Полная площадь поверхности стен топки, м ²	23,8		29,97		41,47		51,84		64,22	
Площадь поверхности нагрева экономайзера (ВТИ), м ²	94,4		141,8		236,0		330,4		808,2	
Температура газов за	156	192	155	191	143	172	157	194	140	172

экономайзером, °С										
Тип топочного устройства (горелки)	ГМ-2,5		ГМ-4,5		ГМ-7		ГМ-10		ГПМ-16	
Масса в объеме заводской поставки, т	8,0		9,6		13,2		18,2		24,4	
Суммарное аэродинамическое сопротивление газоходов котельного агрегата, Па	495		923		1570		1700,8		2753,3	

* Пар насыщенный ($t_H=194\text{ }^{\circ}\text{C}$) или слабоперегретый ($t_{II}=225\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Таблица 1.5 Основные расчетные характеристики котельных агрегатов ДКВР

<i>Характеристика</i>	<i>ДКВР-2,5-13</i>		<i>ДКВР-4-13</i>		<i>ДКВР-6,5-13</i>		<i>ДКВР-10-13</i>		<i>ДКВР-20-13</i>	
	<i>тв</i>	<i>газ, мазут</i>	<i>тв</i>	<i>газ, мазут</i>	<i>тв</i>	<i>газ, мазут</i>	<i>тв</i>	<i>газ, мазут</i>	<i>тв</i>	<i>газ, мазут</i>
Максимальная производительность, кг/с (т/ч)	0,7 (2,6)	1,0 (2,6)	1,3(4,6)	1,67 (6,0)	2,1 (7,5)	2,7 (9,7)	3,2 (11,5)	4,2 (15,0)	5,8 (21,0)	7,8 (26,0)
Давление пара, МПа	1,37		1,37		1,37		1,37		1,37	
КПД котельного агрегата, %	80,7- 83,7	88,8- 90,2	80,4- 84,3	88,5- 90,6	81,5- 85,2	89,0- 91,2	85- 86,8	88,8- 91,3	84,4- 86,4	89,5- 91,8
Тип топочного устройства	ПМЗ-РПК	Горелки ГМГ	ПМЗ-РПК	Горелки ГМГ	ПМЗ-РПК	Горелки ГМГ	ПМЗ-ЛЦР ПМЗ-ЧЦР	Горелки ГМГ	ПМЗ-ЛЦР ПМЗ-ЧЦР	Горелки ГМГ
Площадь зеркала горения, м ²	2,75	-	3,84	-	6,34	-	9,1	-	13,4	-
Площадь поверхности нагрева, м ² :										

-радиационной -конвективной	1,67 58	21 99	27 171	37 227	59,7 301
Площадь поверхности нагрева экономайзера (ВТИ), м ²	94	142	236	330	808
Масса в объеме заводской поставки, т	7,1	9,0	12,5	15,6	27,4
Диаметр экранных и кипятильных труб, мм	51x2,5				

1.3.5. ВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

В отопительных теплогенерирующих установках, как правило, устанавливают водогрейные котельные агрегаты для получения высокотемпературной воды. При разработке конструкций водогрейных котельных агрегатов серии КВ за основу принят температурный график работы системы теплоснабжения 423-343 К (150-70°C).

Стальные водогрейные котлы имеют следующую маркировку: **КВ-ГМ** (КВ — котел водогрейный, ГМ — газомазутный); **КВ-ТС** (котел водогрейный, Т — на твердом топливе, С — слоевое сжигание); **КВ-ТК** (котел водогрейный, Т — на твердом топливе, К — камерное сжигание); цифры после буквенных обозначений указывают мощность водогрейного котла, Гкал/ч.

Водогрейные котельные агрегаты подразделяются по тепловой мощности на три группы: до 11,6 МВт (10 Гкал/ч) — котлоагрегаты малой мощности; 23,2 и 34,8 МВт (20 и 30 Гкал/ч) - средней; 58,116 и 209 МВт (50,100 и 180 Гкал/ч) — большой мощности.

Конструкция стальных водогрейных котлов серии КВ — безбарабанная с прямоточным движением воды и принудительной циркуляцией. В котлах малой и средней мощности (4—34,8 МВт) поверхности нагрева komponуются по горизонтальной схеме, в котлах большой мощности 58 и 116 МВт использована П-образная компоновка; при мощности 209 МВт - Т-образная.

Водогрейные котлы серии КВ выпускаются с топками для сжигания твердого или жидкого и газообразного топлива.

В **котельных агрегатах КВ-ГМ**, предназначенных для сжигания газообразного и жидкого топлива, устанавливают ротационные газомазутные горелки РГМГ (кроме КВ-ГМ-180) соответствующей производительности (табл. 1.6).

В **котлах КВ-ТС**, предназначенных для сжигания твердого топлива в слое, применены топки с пневматическими забрасывателями (ПМЗ) и цепными решетками обратного хода типа ТЛЗ; они оборудованы системой возврата уноса угольной мелочи и острым дутьем.

В **топках котлов КВ-ТС** (табл. 1.7) не рекомендуется сжигать высокозольные высоковлажные бурые угли с теплотой сгорания меньше 11,7 МДж/кг (2800 ккал/кг), горючие сланцы, торф и твердое топливо с высоким содержанием серы. При сжигании высоковлажных бурых углей рекомендуется устанавливать воздухоподогреватели. Котельные агрегаты

КВ-ТСВ оборудуются воздухоподогревателем, обеспечивающим подогрев воздуха до 200—220°C.

В котлах со слоевыми топками отсутствует подовый экран, имеющийся в газомазутных котлах. Экранные поверхности нагрева котлов серии КВ выполнены из труб диаметром 60х3 мм, а конвективные поверхности — из труб диаметром 28х3 мм.

Таблица 1.6 Основные расчетные характеристики водогрейных котлов серии КВ-ГМ

<i>Характеристика</i>	<i>КВ-ГМ-4</i>	<i>КВ-ГМ-6,5</i>	<i>КВ-ГМ-10</i>	<i>КВ-ГМ-20</i>	<i>КВ-ГМ-30</i>	<i>КВ-ГМ-50</i>	<i>КВ-ГМ-100</i>
Тепловая мощность котла, МВт (Гкал/ч)	4,6 (4)	7,5 (6,5)	11,6 (10)	23,2 (20)	35 (30)	58(50)	116 (100)
Рабочее давление воды, МПа	1,0-2,45						
Температура воды, °С : -на входе в котел -на выходе из котла	70 150						
Температура уходящих газов, °С , при сжигании: -газа -мазута	150 245	153 245	185 230	190 242	160 250	140 180	140 180
КПД при номинальной нагрузке, %, при сжигании : -газа -мазута	90,5 86,35	91,1 87,0	91,9 88,4	91,9 88,0	91,2 87,7	92,5 91,1	92,5 91,3
Аэродинамическое сопротивление газового тракта, Па, при сжигании : -газа -мазута	221 258	229 261	460 460	600 600	670 670	1000 1000	1200 1200
Гидравлическое сопротивление	0,119	0,120	0,15	0,23	0,19	Основной режим	

котла, МПа						0,133	0,165
Расход топлива :							
-газа, м ³ /ч	515	830	1260	2520	3680	6260	12520
-мазута кг/ч	500	800	1200	2450	3490	5750	11500
Расход воды через котел, т/ч	49,5	80	123,5	247	370	Основной режим	
						618	1235
Площадь поверхности нагрева, м ² :							
-радиационной	38,6	48,9	53,6	106,6	126,9	245	325
-конвективной	88,7	150,4	221,5	406,5	592,6	1223	2385

Таблица 1.7 Основные расчетные характеристики водогрейных котлов серии KB-TC

<i>Характеристика</i>	<i>KB-TC-4</i>	<i>KB-TC-6,5</i>	<i>KB-TC-10</i>	<i>KB-TCB-10</i>	<i>KB-TC-20</i>	<i>KB-TCB-20</i>	<i>KB-TC-30</i>
Тепловая мощность котла, МВт (Гкал/ч)	4,6 (4)	8,5 (6,5)	11,6 (10)	11,6 (10)	23,2 (20)	23,2 (20)	36 (30)
Рабочее давление воды, МПа	1,0-2,45						
Температура воды, °С : -на входе в котел -на выходе из котла	70 150						
КПД брутто, %, при сжигании угля : -каменного марки Д -бурого марки Б2	81,9 81,1	82,2 82,1	80,9 -	- 82,8	80,66 -	- 82,5	80,6 -
Температура уходящих газов, °С	225	225	220	205	230	218	235
Аэродинамическое сопротивление газового тракта, Па	360-440		670	1000	870	1060	960
Гидравлическое сопротивление котла, МПа	0,1	0,11	0,12	0,11	0,21	0,19	0,15
Расход воды через котел, т/ч	49,5	80	123,5	123,5	247	247	370
Расход топлива, кг/ч : -каменного угля марки Д -бурого угля марки Б2	875 1280	1420 2060	2160 -	- 3140	4320 -	- 6290	6480 -

Площадь							
---------	--	--	--	--	--	--	--

поверхности нагрева, м ² :							
-радиационной	38,66	48,9	55,9	55,9	82,8	82,8	-
-конвективной	88,7	150,4	229	229	417	417	-
(включая фестон)							
воздухоподогревателя	-	-	-	365	-	728	-

1.4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Пример 1.1. Определить рабочую паропроизводительность теплогенерирующей установки, число, мощность и тип устанавливаемых агрегатов.

Исходные данные. Система теплоснабжения закрытая. Тепловая мощность, отпускаемая потребителям: технологическая (насыщенный пар $p = 0,7$ МПа) $Q_{\text{тех}} = 24,1$ МВт; отопительная и вентиляционная (вода) $Q_{\text{ов}} = 14,6$ МВт; горячего водоснабжения (вода) $Q_{\text{гв}} = 3,4$ МВт.

Допустимое относительное снижение тепловой мощности теплогенерирующей установки

$$\alpha = 0,75.$$

Доля конденсата, возвращаемая от потребителя, $\mu = 0,55$ с температурой $t_k = 60^\circ\text{C}$.

Топливо — мазут.

Решение. Доля отопительно-вентиляционной нагрузки и горячего водоснабжения в тепловой мощности, отпускаемой потребителям,

$$\rho = \frac{Q_{\text{ов}} + Q_{\text{гв}}}{Q_{\text{ов}} + Q_{\text{гв}} + Q_{\text{тех}}} = \frac{14,6 + 3,4}{14,6 + 3,4 + 24,1} \approx 0,43,$$

т.е. более 20%.

При этих условиях рабочая паропроизводительность производственно-отопительной теплогенерирующей установки определяется по формуле (1.7)

$$\begin{aligned} D_k &= A Q_{\text{ов}} + B Q_{\text{гв}} + D_{\text{тех}} (B - 0,00134 \mu t_k) = \\ &= 0,4375 \cdot 14,6 + 0,4375 \cdot 3,4 + 9,18(1,0184 - 0,00134 \cdot 0,55 \cdot 60) = \\ &= 16,8 \text{ кг} / \text{с}. \end{aligned}$$

Входящая в эту формулу величина $D_{\text{тех}}$ — технологическая паропроизводительность — может быть определена по тепловой мощности на технологические нужды

$$D_{\text{тех}} (i''_{0,7} - \mu i'_{\text{к}}) = Q_{\text{тех}},$$

где $i''_{0,7} = 2764,1$ кДж/кг — энтальпия насыщенного пара давлением $p = 0,7$ МПа; определяется по паровым таблицам, например табл. XXIII [10]; $i'_{\text{к}}$

$= ct_K = 4,19 \cdot 60 = 251,4 \text{ кДж/кг}$ — энтальпия конденсата, возвращаемого от технологического потребителя;

$$D_{\text{ТЕХ}} = Q_{\text{ТЕХ}} / (i''_{0,7} - \mu i'_K) = 24,1 \cdot 10^3 / (2764,1 - 0,55 \cdot 251,4) = 9,18 \text{ кг/с}$$

Коэффициенты $A = 0,4375$; $B = 0,4375$; $V = 1,0184$ в формуле (1.7) подбираем из табл. 1.1 для закрытой системы теплоснабжения и теплогенерирующей установки, работающей на мазуте.

Количество устанавливаемых котельных агрегатов определим по формуле (1.9) при $a = 0,75$

$$z = \frac{1}{1-a} = \frac{1}{1-0,75} = 4$$

тогда единичная паропроизводительность котельного агрегата составит

$$D_{\kappa.a} = \frac{D_{\kappa}}{z} = \frac{16,8}{4} = 4,2 \text{ кг/с} (15,12 \text{ т/ч}).$$

По табл. 1.4 принимаем к установке котельный агрегат ДЕ-16-14ГМ номинальной паропроизводительностью 4,4 кг/с (16 т/ч) насыщенного пара давлением 1,4 МПа..

Пример 1.2. Определить рабочую тепловую мощность отопительной теплогенерирующей установки, число, мощность и тип устанавливаемых котельных агрегатов.

Исходные данные. Система теплоснабжения закрытая. Тепловая мощность, отпускаемая потребителям: отопительная и вентиляционная (вода) $Q_{\text{ОВ}} = 10 \text{ МВт}$, горячее водоснабжение

$$Q_{\text{ГВ}} = 2,8 \text{ МВт}.$$

Допустимое относительное снижение тепловой мощности теплогенерирующей установки

$$a = 0,67.$$

Топливо — природный газ.

Решение. В отопительных теплогенерирующих установках (при отсутствии нагрузки потребления в виде пара) устанавливают водогрейные котельные агрегаты. Тогда рабочая тепловая мощность отопительной теплогенерирующей установки определяется по формуле (1.5)

$$Q_{\kappa}^{\epsilon} = 1,018 \cdot 10 + 1,018 \cdot 2,8 = 13,03 MBm$$

Коэффициенты $A = 1,018$; $B = 1,018$ принимаем в соответствии с табл. 1.1.
Количество устанавливаемых агрегатов по формуле (1.9)

$$z = \frac{1}{1 - 0,67} = 3$$

Единичная расчетная тепловая мощность одного котельного агрегата

$$Q_{\kappa,a} = Q_{\kappa}^{\epsilon} / z = 13,03 / 3 = 4,34 MBm$$

Пользуясь табл. 1.5, принимаем для отопительной теплогенерирующей установки три водогрейных котельных агрегата КВ-ГМ-4 номинальной мощностью 4,6 МВт.

ГЛАВА II. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК.

В структурной схеме теплогенерирующей установки (см. рис. 1.5) отдельной группой можно выделить технологическое оборудование, объединенное в циклы 3; 4; 5; 6 и обеспечивающее процессы подготовки и использования энергоносителя в виде пара или горячей воды. В этой группе оборудования выработанный в цикле 3 энергоноситель используется для получения пара (цикл 4) для технологических целей и горячей воды (цикл 5) для коммунально-бытовых нужд. К этой отдельной группе можно отнести процессы и оборудование для химической обработки исходной воды и ее деаэрации (цикл 6) с целью использования в выделенных выше циклах.

Условное графическое изображение теплотехнического оборудования, входящего в состав перечисленных циклов теплогенерирующей установки, объединенного линиями трубопроводов для транспортировки теплоносителя в соответствии с технологической последовательностью его движения, называется **тепловой схемой**.

Последовательность разработки тепловой схемы теплогенерирующей установки состоит из этапов составления принципиальной тепловой схемы, ее расчета и (на его основании) подбора всего вспомогательного оборудования (теплообменников, деаэраторов, насосов и др.), а затем составления развернутой и монтажной тепловых схем.

Принципиальная тепловая схема, являющаяся первым этапом проектирования, включает в себя только главное оборудование (котельный агрегат, подогреватели, деаэраторы, насосы и др.) и соединяющие его трубопроводы без вспомогательных устройств, запорно-регулирующей арматуры и второстепенных трубопроводов, без указания количества и расположения оборудования.

В развернутой тепловой схеме теплогенерирующей установки указывают все устанавливаемое оборудование (его количество и технические характеристики), а также все трубопроводы, соединяющие оборудование, их диаметры и размещаемую на них запорную и регулирующую арматуру.

Монтажная тепловая схема "привязывает" развернутую схему к конкретному проекту с указанием мест и способа установки оборудования, его массы, отметок узлов монтажа

трубопроводов, радиусов изгибов, уклонов, мест крепления и мест

установки на трубопроводах запорной и регулирующей арматуры, марки сталей и т.д.

Принципиальную тепловую схему составляют на основании следующих исходных данных: назначения теплогенерирующей установки, параметров используемых теплоносителей, тепловых нагрузок по видам потребления, типа системы теплоснабжения, вида используемого топлива; характеристик исходной воды и др.

Расчет принципиальной тепловой схемы состоит из нескольких этапов:

- 1) анализ и обработка исходных данных;
- 2) составление материальных балансов потоков теплоносителя для отдельных узлов схемы;
- 3) составление тепловых балансов и решение их уравнений для отдельных узлов схемы;
- 4) увязка решения уравнений тепловых балансов отдельных узлов в целом по всей схеме.

Расчет производится для характерных режимов работы теплогенерирующей установки. Выбор расчетных режимов определяется назначением теплогенерирующей установки (отопительная, производственная, производственно-отопительная) и зависит от графика ее работы.

Сложность тепловых схем и большое количество единиц оборудования, входящего в схему, расчет нескольких режимов работы тепловых систем приводят к необходимости задаваться некоторыми величинами (расход теплоты на собственные нужды, потери в ТГУ и тепловых сетях и т.д.) с последующим их уточнением. Если расхождение полученных расчетных величин с ранее принятыми более 2%, расчет следует повторить, используя вместо ранее принятых величин полученные расчетные. Обычно требуемая сходимость результатов получается уже после второго приближения.

2.1. ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩЕЙ УСТАНОВКИ

Производственные предприятия используют пар (преимущественно насыщенный, давлением 0,5—0,7 МПа) для обеспечения технологических процессов и нужд отопления, вентиляции и горячего водоснабжения производственных корпусов и административных зданий.

Условия потребления пара на технологические цели зависят от характера производства и количества смен работы оборудования. При непрерывном технологическом процессе (трехсменной работе предприятий) суточный график потребления пара имеет малую часовую неравномерность (рис. 2.1).

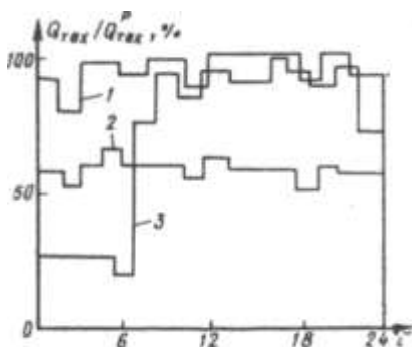


Рис. 2.1. Суточный график потребления пара предприятием с непрерывным технологическим процессом зимой (1) и летом (2), с двухсменной работой технологического оборудования (3)

При сокращении числа смен работы оборудования в сутки часовая неравномерность потребления пара возрастает и может быть весьма значительной.

В летнее время расход пара на производственные нужды обычно уменьшается, что обусловлено повышением температуры исходного сырья, используемых в технологическом процессе воздуха и воды, а также снижением тепловых потерь в окружающую среду через ограждающие конструкции теплотехнического оборудования и установок.

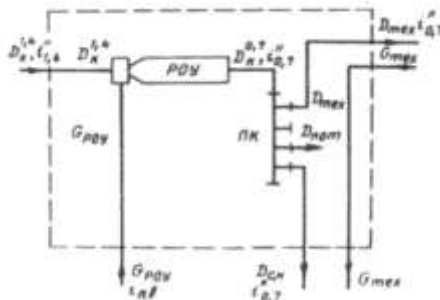
От технологического потребителя в теплогенерирующую установку возвращается конденсат, количество которого, его температура и характер возможных загрязнений (масла, окись железа, коррозионные газы и т.д.) определяются технологическим процессом использования пара, возможностями сбора конденсата и др. Все потери энергоносителя (пара и конденсата) у технологического потребителя восполняются в тепловой

Исходные данные для составления и расчета принципиальной тепловой схемы производственной теплогенерирующей установки должны содержать:

- а) значения тепловых нагрузок технологического теплопотребления;
- б) тип и мощность устанавливаемых котельных агрегатов;
- в) параметры используемых теплоносителей (включая пар и горячую воду), отпускаемых потребителю и возвращаемых от потребителя (конденсат и вода);
- г) характеристику исходной воды;
- д) вид топлива и др.

На основе анализа исходных данных составляют принципиальную тепловую схему. Наиболее простым и наглядным способом составления схемы представляется ее узловое проектирование, при котором выделяются отдельные блоки из групп функционально связанного оборудования с последующим их объединением.

Рис. 2.2. Принципиальная схема блока технологического потребления пара



В качестве примера рассмотрим процесс составления принципиальной тепловой схемы производственной теплогенерирующей установки. Исходные данные: тип котельных агрегатов — паровые, низкого давления $p = 1,4$ МПа, малой мощности с естественной циркуляцией воды. Технологический теплоноситель — насыщенный пар давлением $p = 0,7$ МПа, расход пара на технологические цели $D_{\text{ТЕХ}}$. Количество возвращаемого от технологического потребления конденсата μ . Характеристика исходной воды — солесодержание $S_{\text{ИВ}}$. Вид используемого топлива — мазут.

Составлять схему будем отдельными блоками оборудования, которые затем объединяются в принципиальную тепловую схему. Начинать нужно с блока потребления тепловой энергии, так как для него можно получить наибольшее количество исходных данных.

В блоке технологического потребления пара (рис. 2.2) вырабатывается

насыщенный пар $D_{\text{к}}^{0,7}$ давлением $p = 0,7$ МПа, который поступает от парораспределительного коллектора (ПК) к технологическому потребителю $D_{\text{тех}}$ и на собственные нужды $D_{\text{с.н}}$ теплогенерирующей установки. Насыщенный пар давлением $p = 0,7$ МПа получается в редукционно-охладительной установке (РОУ) путем дросселирования (редуцирования) пара, поступающего в него от котельных агрегатов давлением $p = 1,4$ МПа, и добавления необходимого количества питательной воды. Материальный баланс блока будет выражен равенством потоков, покидающих и поступающих в блок:

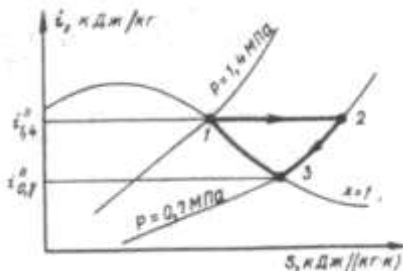
$$D_{\text{тех}} + D_{\text{с.н}} + G_{\text{тех}} = D_{\text{к}}^{1,4} + G_{\text{роу}} + G_{\text{тех}}, \quad (2.1)$$

где $D_{\text{тех}}$ — расход пара на технологические цели, принимаемый по исходным данным, кг/с; $G_{\text{тех}}$ — расход возвращаемого с производства конденсата, кг/с (определяется по заданной величине μ — проценту возврата конденсата, $G_{\text{тех}} = \mu D_{\text{тех}} / 100$; $D_{\text{с.н}}$ — расход пара на собственные нужды теплогенерирующей установки (принимается предварительно), кг/с; $D_{\text{к}}^{1,4}$ — расход насыщенного пара из котельного агрегата давлением $p = 1,4$ МПа; кг/с; $G_{\text{роу}}$ — расход питательной воды для получения в редукционно-охладительной установке пара требуемых по исходным данным параметров (насыщенный, давлением $p = 0,7$ МПа с расходом $D_{\text{к}}^{0,7}$), кг/с.

Входящие в материальный баланс величины принимаются по исходным данным, рассчитываются или задаются предварительно с последующим уточнением.

Редукционно-охладительная установка РОУ предназначена для снижения давления пара путем дросселирования. Однако в результате дросселирования пар получается перегретый. Процесс дросселирования можно изобразить на i - s -диаграмме водяного пара (рис. 2.3) в виде прямой процесса 1—2 при $i = \text{const}$. По исходным же данным требуется насыщенный пар (состояние 3), который можно получить, охладив полученный после дросселирования перегретый пар (состояние 2), путем введения в него питательной воды в необходимом количестве (процесс 2—3).

Рис. 2.3. Рабочий процесс в редукционно-охлаждающей установке



Для определения паропроизводительности всех котельных агрегатов теплогенерирующей установки $D_k^{1,4}$ и расхода питательной воды на редукционно-охлаждающую установку необходимо составить материальный и тепловой баланс РОУ.

Обозначим: $i_{1,4}''$ и $i_{0,7}''$ — энтальпия сухого насыщенного пара при давлении 1,4 и 0,7 МПа, кДж/кг; $i_{ПВ}$ — энтальпия питательной воды, определяемая для температур $t_{ПВ} = 70 \div 100^\circ\text{C}$ (например, для $t_{ПВ} = 80^\circ\text{C}$ $i_{ПВ} = c_p t_{ПВ} = 4,19 \times 80 = 335,2$ кДж/кг).

Уравнение материального баланса РОУ (см. рис. 2.2) определит равенство потоков теплоносителя

$$D_k^{0,7} = D_k^{1,4} + G_{\text{рой}} \quad (2.2)$$

Уравнение теплового баланса РОУ определит равенство тепловых потоков

$$D_k^{0,7} i_{0,7}' = D_k^{1,4} i_{1,4}' + G_{\text{рой}} i_{н.с.} \quad (2.3)$$

Совместное решение уравнений (2.2) и (2.3) позволит определить расход питательной воды $G_{\text{РОУ}}$ [подставляя $D_k^{1,4} = D_k^{0,7} - G_{\text{рой}}$ из уравнения (2.2) в (2.3)] :

$$D_k^{0,7} i_{0,7}' = (D_k^{0,7} - G_{\text{рой}}) i_{1,4}' + G_{\text{рой}} i_{н.с.}$$

$$D_k^{0,7} (i_{1,4}' - i_{0,7}') = G_{\text{рой}} (i_{1,4}' - i_{н.с.})$$

$$G_{\text{рой}} = \frac{D_k^{0,7} (i_{1,4}' - i_{0,7}')}{i_{1,4}'' - i_{н.с.}}$$

(2.4)

Для теплогенерирующей установки расход пара $D_1^{1,4}$ определяется из уравнения (2.2)

$$D_k^{1,4} = D_k^{0,7} - G_{\text{пот}}.$$

Полученный после РОУ пар $D_k^{0,7}$ расходуется на технологическое потребление $D_{\text{тех}}$, собственные нужды $D_{\text{сн}}$ и компенсацию потерь пара $D_{\text{пот}}$ в тепловой схеме теплогенерирующей установки.

Таким образом, полная паропроизводительность теплогенерирующей установки будет равна

$$D_k^{0,7} = D_{\text{тех}} + D_{\text{сн}} + D_{\text{пот}}. \quad (2.5)$$

Расход пара на собственные нужды в теплогенерирующих установках малой мощности предварительно принимается в размере 7—15% внешнего потребления пара, т.е.

$$D_{\text{сн}} = (0,07 \div 0,15) D_{\text{тех}}. \quad (2.6)$$

Расход пара на компенсацию потерь в тепловой схеме и другие неучтенные расходы пара принимаются в размере 2—3% внешнего потребления:

$$D_{\text{пот}} = (0,02 \div 0,03) D_{\text{тех}} \quad (2.7)$$

Такая форма учета потерь пара (и теплоты) упрощает тепловой расчет оборудования тепловой схемы теплогенерирующей установки малой мощности, так как позволяет в уравнения теплового баланса оборудования (например, подогревателей) не вводить коэффициент сохранения теплоты, учитывающий потери от внешнего охлаждения.

Предварительно принятые величины уточняются на заключительном этапе расчета при сопоставлении принятых $D_{\text{сн}}$ и полученных в результате расчета расходов пара на собственные нужды $D_{\text{сн}}^p$.

Составим блок котельного агрегата (рис. 2.4), в который включим котельный агрегат (КА), сепаратор непрерывной продувки (СНП) и

охладитель (Т №1) воды, сливаемой из СНП в барботер (БР) и далее в канализационную сеть.

Из котельного агрегата пар $D_K^{1,4}$ поступает в РОУ. По продувочной линии котловая вода $G_{ГР}$ поступает в сепаратор непрерывной продувки. В котельный агрегат подается питательная вода $G_{ПИТ}$ из узла химводообработки и деаэрации.

Расход пара из котельного агрегата $D_K^{1,4}$ определяется по уравнению (2.5), а расход продувочной воды $G_{ГР}$, кг/с, рассчитывается из условия поддержания солевого состава котловой воды по проценту продувки

$$G_{гр} = P_{гр} D_K^{1,4} / 100, \quad (2.8)$$

где $P_{ГР}$ — процент непрерывной продувки.

Величина непрерывной продувки (процент) зависит от допустимого содержания котловой воды и питательной воды после водоподготовки. Процент непрерывной продувки является контрольной величиной при выборе схемы химической обработки воды (см. гл. 3). Если процент непрерывной продувки на данном этапе расчета неизвестен, то его величину принимают равной 2—10% паропроизводительности котельных агрегатов

$$G_{гр} = (0,02 \div 0,1) D_K^{1,4}. \quad (2.8,a)$$

Сепаратор непрерывной продувки (СНП) устанавливают с целью уменьшения тепловых потерь в схеме теплогенерирующей установки с продувочной водой. Использование СНП экономически обосновано при расходе продувки $G_{ГР} \geq 0,14$ кг/с.

В сепараторе непрерывной продувки происходит снижение давления продувочной воды — от рабочего давления в котельном агрегате 1,4 МПа до 0,15 МПа. Котловая вода с высоким содержанием солей и шлама в СНП вскипает и разделяется на остаточную воду $G_{СНП}$ и пар вторичного вскипания $D_C^{0,15}$, который является "чистым" рабочим телом и может использоваться в тепловой схеме теплогенерирующей установки, например в деаэраторе.

При расходе продувочной воды $G_{ГР} > 0,28$ кг/с экономически целесообразно использовать не только теплоту, содержащуюся в паре вторичного вскипания, но и теплоту воды $G_{СНП}$, сливаемой из сепаратора, 16 например в водоподогревателе Т №1 (см. рис. 2.4).

Расчет СНП производится с целью определения расхода пара из сепаратора $D_{0,15}^{0,15}$ на основе уравнений материального и теплового балансов:

$$G_{np} = D_c^{0,15} + G_{снт} \quad \text{или} \quad G_{снт} = G_{np} - D_c^{0,15} \quad (2.9)$$

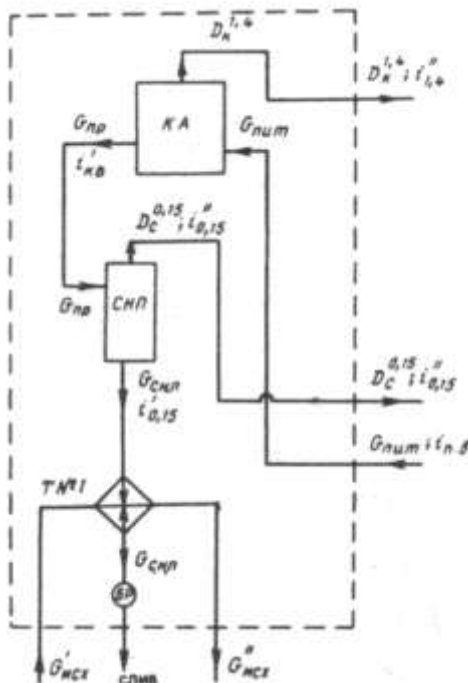
$$G_{np} i'_{кв} = D_c^{0,15} i'_{0,15} + G_{снт} i'_{0,15} \quad (2.10)$$

где $i'_{кв}$, $i''_{0,15}$, $i'_{0,15}$ - энтальпия, кДж/кг, котловой (продувочной) воды, насыщенного пара и воды при давлении $p=0,15$ МПа..

Совместное решение уравнений (2.9) и (2.10) позволяет получить расход

$$D_c^{0,15} = \frac{G_{np} (i'_{кв} - i'_{0,15})}{i'_{0,15} - i'_{0,15}} \quad (2.11)$$

Рис. 2.4.
Принципиальная
схема блока ко-
тельного агрегата



При установке в тепловой схеме подогревателя Т №1 определяют температуры подогреваемой $G_{п}$ и охлаждаемой $G_{снт}$ воды. Порядок расчета

подогревателя Т №1 аналогичен расчету подогревателя Т №5 [см. формулы (2.15) и (2.16)].

Составим блок водоподготовки (рис. 2.5), в который включим оборудование химической обработки воды (ХВО) и деаэрационную установку (ДР).

В разрабатываемый блок исходная вода БИСХ поступает из трубопровода питьевой или технической воды, артезианской скважины и др. для целей компенсации расхода воды на собственные нужды и всех потерь теплоносителя в тепловой схеме теплогенерирующей установки (продувка, выпар и др.) в тепловых сетях и у потребителя.

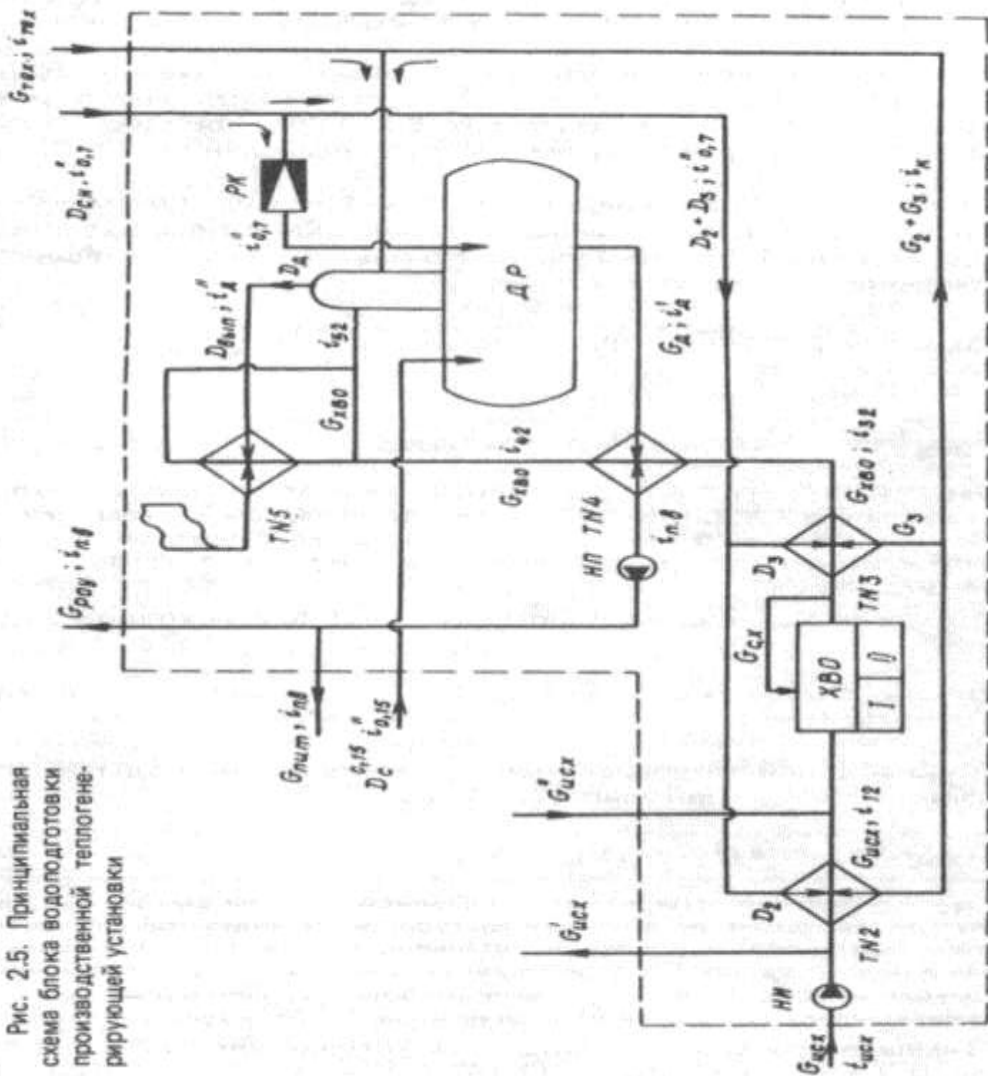
Химической обработке воды с целью ее умягчения предшествуют повышение ее напора в насосах исходной воды (НИ), необходимого для преодоления гидравлических сопротивлений в подогревателях, фильтрах ХВО, трубопроводах, а также предварительный подогрев паром D_2 в подогревателе Т №2 (см. рис. 2.5) и водой: сливаемой из сепаратора непрерывной продувки (СНП) (см. рис. 2.4), в подогревателе Т №1 (до температуры 25—40°C). Указанный диапазон температур исключает конденсацию водяных паров из воздуха на внешней поверхности трубопроводов и оборудовании (при минимальных тепловых потерях этими поверхностями) и, кроме того, не вызывает нежелательных процессов в реагентах ХВО при достаточно высокой скорости химических реакций. Температура исходной воды $t_{исх}$ летом принимается +15, зимой +5°C, а ее расход $G_{исх}$ определяется с учетом использования на собственные нужды химводообработки 15—20% ее расхода $G_{ХВО}$ (взрыхление, отмывка, регенерация реагентов и др.):

$$\begin{aligned} G_{исх} &= G_{хво} + G_{с.х} = G_{хво} + (0,15 \div 0,2)G_{хво} = \\ &= (1,15 \div 1,2)G_{хво}. \end{aligned} \quad (2.12)$$

Расход $G_{ХВО}$ определяется как сумма всех потерь теплоносителя в источнике и потребителе теплоты.

Пароводяной подогреватель Т №3 и водоводяной подогреватель Т №4 обеспечивают нагрев химобработанной воды перед деаэратором (ДР), в котором удаляются растворенные в ней коррозионно-активные газы.

Чем ниже температуры химочищенной воды и конденсата G_K , поступающих в деаэратор (ДР), тем больший расход пара потребуется на деаэрацию D_d .



При атмосферной термической деаэрации (температура насыщения в деаэраторе 102—104°C) рекомендуемая температура воды на входе в деаэратор 60—90°C, при вакуумной термической деаэрации (температура насыщения 70°C) — 55-65°C. 19

При расчете подогревателей в тепловой схеме используют уравнение теплового баланса, которое для теплообменника исходной воды Т №2 (без учета тепловых потерь от внешнего охлаждения) можно записать:

$$G_{исх} (i_{22} - i_{21}) = D_2 i_{0,7}'' - G_2 i_k,$$

но так как $D_2 = G_2$,

$$G_{исх} (i_{22} - i_{21}) = D_2 (i_{0,7}'' - i_k), \quad (2.13)$$

где $i_{22} = 4,19t_{22}$; $i_{21} = 4,19t_{исх}$ — энтальпия воды, на выходе и входе в подогреватель Т №2, кДж/кг; $i_{0,7}''$ — энтальпия, кДж/кг, насыщенного пара при давлении 0,7 МПа; i_k — энтальпия конденсата после подогревателя (может рассчитываться для температуры $t_k = 60—90^\circ\text{C}$; т.е. $i_k = 4,19t_k$, кДж/кг).

Расход пара, кг/с, на подогреватель Т №2 исходной воды

$$D_2 = \frac{G_{исх} (i_{22} - i_{21})}{i_{0,7}'' - i_k}. \quad (2.14)$$

Водоводяной подогреватель химочищенной воды Т №4 рассчитывается аналогично (2.13), т.е.

$$G_{хво} (i_{42} - i_{41}) = G_4 (i_4' - i_{нс}), \quad (2.15)$$

где i_{42} — энтальпия, кДж/кг, химочищенной воды на выходе из подогревателя, рассчитывается по температуре, рекомендуемой для данного типа деаэратора; $i_{41} = i_{32}$ — энтальпия химобработанной воды на входе в подогреватель Т №4 (искомая величина); i_4' — энтальпия воды на выходе из деаэратора; $i_{пв}$ — энтальпия питательной воды (температура питательной воды принимается не ниже 70°C), кДж/кг.

Температура воды на входе в подогреватель Т №4 (на выходе из Т №3) из формулы (2.15)

$$t_{32} = \frac{i_{32}}{4,19} = \frac{i_{42} - \frac{G_D}{G_{xво}}(i'_D - i_{н.с})}{4,19}. \quad (2.16)$$

Для определения требуемого расхода пара D_3 в пароводяном подогревателе Т №3 используем уравнение [аналогичное (2.14)] :

$$D_3 = \frac{G_{xво}(i_{32} - i_{22})}{i''_{0,7} - i_k}. \quad (2.17)$$

При работе деаэратора образуется выпар, состоящий из удаляемых из воды коррозионно-активных газов (O_2 и CO_2) и насыщенного пара. Расход выпара, кг/с, определяется по количеству деаэрируемой воды

$$D_{вып} = dG_D, \quad D_{вып} = dG_D, \quad (2.18)$$

где d — удельный расход выпара из деаэратора, принимаемый равным 0,002 кг/кг.

Для уменьшения потерь теплоты в тепловой схеме устанавливают охладитель выпара Т №5. Тепловая мощность охладителя выпара Т №5, так же как и подогревателя Т №1, охлаждающего сбросную воду из сепаратора непрерывной продувки (см. рис. 2.4), сравнительно невелика (подогрев воды в них редко превышает 5—7°C), поэтому с достаточной для технических расчетов точностью эти подогреватели рассчитывают так, как если бы через них проходила вся вода, соответственно $G_{хво}$ и $G_{исх}$.

Например, для подогревателя Т №5 уравнение теплового баланса можно записать

$$G_{xво}(i_{52} - i_{42}) = D_{вып}(i'_D - i_k),$$

где i_{52} — энтальпия химочищенной воды на входе в деаэратор (искомая величина), кДж/кг; i'_D ; i_k — энтальпия выпара насыщенного пара (при давлении в деаэраторе) и конденсата, кДж/кг;

$$t_{52} = \frac{i_{52}}{4,19} = \frac{i_{42} + \frac{D_{\text{бын}}}{G_{\text{хво}}} (i''_{\text{д}} - i_k)}{4,19}. \quad (2.19)$$

Завершим составление блока химводообработки определением расхода пара $D_{\text{д}}$ на деаэрацию питательной воды.

Материальный баланс деаэратора отражает равенство входящих и выходящих потоков теплоносителей:

$$G_{\text{д}} + D_{\text{бын}} = G_{\text{хво}} + D_{\text{с}} + G_{\text{к}} + D_{\text{д}}, \quad (2.20)$$

где расход конденсата

$$G_{\text{к}} = G_{\text{мех}} + G_2 + G_3,$$

а расход воды из деаэратора, кг/с,

$$G_{\text{д}} = G_{\text{ит}} + G_{\text{поп}} = D_{\text{к}}^{0,7} + G_{\text{нр}} \quad (2.21)$$

Определим искомый расход пара на деаэрацию $D_{\text{д}}$ из уравнения теплового баланса деаэратора

$$G_{\text{д}} i'_{\text{д}} + D_{\text{бын}} i''_{\text{д}} = G_{\text{хво}} i_{52} + D_{\text{с}} i''_{0,15} = G_{\text{мех}} i_{\text{мех}} + (G_2 + G_3) i_{\text{к}} + D_{\text{д}} i''_{0,7}. \quad (2.22)$$

где $i_{\text{ТЕХ}}$ — энтальпия конденсата, возвращаемого от технологического потребителя, кДж/кг; $i''_{0,7}$ — энтальпия пара, поступающего в деаэратор после редукционного клапана (РК) (см. рис. 2.5), в котором давление пара снижается от 0,7 до 0,15 МПа путем дросселирования (осуществляемого при $i = \text{const}$).

Преобразуя формулу 2.22, получим

$$D_D = \frac{G_D i'_D + D_{вып} i'_D}{i''_{0,7}} - \frac{G_{хво} i_{52} + D_c i''_{0,15} + G_{mex} i_{mex} + (G_2 + G_3) i_k}{i''_{0,7}}. \quad (2.23)$$

Расчетное значение расхода пара на собственные нужды, зная D_D , можно определить по формуле

$$D_{с.н}^p = D_D + D_2 + D_3 \quad D_{с.н}^p = D_D + D_2 + D_3. \quad (2.24)$$

Затем можно определить расчетную паропроизводительность теплогенерирующей установки, кг/с,

$$D_{к.р}^{0,7} = D_{mex} + D_{с.н}^p + D_{пот}. \quad (2.25)$$

На первом этапе расчета тепловой схемы расход пара на собственные нужды был предварительно принят [(см. формулу (2.6)], поэтому использованная в расчете паропроизводительность теплогенерирующей установки $D_{к}^{0,7}$ [формула (2.5)] должна быть сопоставлена с вычисленной по формуле (2.25) расчетной величиной $D_{кр}^{0,7}$. При расхождении указанных величин более чем на

$$\Delta = \frac{D_{кр}^{0,7} - D_k^{0,7}}{D_{кр}^{0,7}} 100 > 2\% \quad (2.26)$$

расчет следует повторить, приняв $D_{сн}$ [формула (2.6)] равным расходу $D_{сн}$ определенному по формуле (2.24).

Если расхождение менее указанной величины, расчет режима работы тепловой схемы считается законченным.

Расчет других режимов работы теплогенерирующей установки производится аналогично.

Принципиальная тепловая схема производственной теплогенерирующей установки (рис. 2.6) составляется путем объединения всех рассмотренных блоков.

Подбор мощности и числа теплотехнического оборудования, насосов и

др. осуществляется по результатам расчетов работы тепловой схемы в различных режимах с использованием данных справочников и каталогов типового оборудования [5, 8].

Пример расчета принципиальной тепловой схемы производственной теплогенерирующей установки (см. рис. 2.6) с паровыми котлами малой мощности низкого давления $p = 1,4$ МПа серии ДЕ при работе на газе приведен в табл. 2.1 в виде исходных данных и результатов расчета одного режима работы с максимальной нагрузкой.

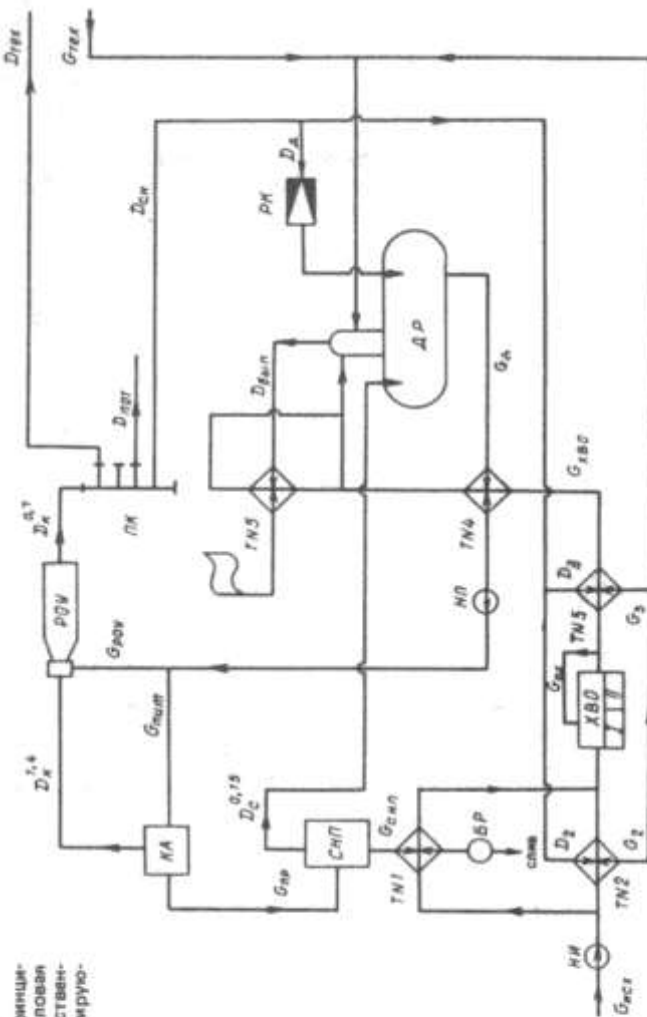


Рис. 2.6. Принципиальная тепловая схема производственной теплогенерирующей установки

Таблица 2.1. Исходные данные и результаты расчета тепловой схемы производственной теплогенерирующей установки

№ пп.	Показатели	Метод определения	Величина
Исходные данные			
1	Параметры технологического пара; давление, МПа	$p_{\text{ТЕХ}}$	0,7, насыщенный
2	Технологическая нагрузка, кг/с	Режим максимального потребления, $D_{\text{ТЕХ}}$	7,2
3	Доля возвращаемого конденсата от технологического потребителя, %	μ	60
4	Солесодержание	$S_{\text{и.в.}}$	360
5	Температура конденсатора от технологического потребителя, °С	$t_{\text{ТЕХ}}$	55
Результаты расчета			
6	Расход технологического конденсата с производства, кг/с	Формула (2.1) $G_{\text{ТЕХ}} = (\mu D_{\text{ТЕХ}}) / (100)$	4,32
7	Потери технологического конденсата, кг/с	$G_{\text{ТЕХ}}^{\text{ПОТ}} = D_{\text{ТЕХ}} - G_{\text{ТЕХ}}$	2,88
8	Потери пара в тепловой схеме, кг/с	Формула (2.7) $D_{\text{ПОТ}} = 0,03 D_{\text{ТЕХ}}$	0,22
9	Расход пара на собственные нужды	Формула (2.6) $D_{\text{СН}} = 0,1 D_{\text{ТЕХ}}$	0,72
10	Паропроизводительность ТГУ $p = 0,7$ МПа, кг/с	Формула (2.5) $D_{0,7}^{\text{К}} = D_{\text{ТЕХ}} + D_{\text{СН}} + D_{\text{ПОТ}}$	8,14
11	Сумма потерь пара и технологического конденсата (без учета потерь с выпаром и водой из сепаратора непрерывной продувки), кг/с	$G_{\text{ТЕХ}}^{\text{ПОТ}} + D_{\text{ПОТ}}$	3,1

12	Доля потерь теплоносителя	$\Pi_{\text{Х}} = G_{\text{ТЕХ}}^{\text{ПОТ}} / D_{0,7}^{\text{К}}$	0,38
----	---------------------------	---	------

13	Солесодержание химобработанной воды, мг/кг	Принимаем $S_X = S_{ИВ}$	360
14	Солесодержание котловой воды, мг/кг	$S_{КВ}$ (принимается по данным табл. 3.3)	3000
15	Процент продувки, %	$P_{\Pi} = (S_X \cdot \Pi_X \cdot 100) /$ $(S_{КВ} - S_X \cdot \Pi_X)$	4,78 $\approx$ 4,8
16	Энтальпия насыщенного пара, кДж/ кг, при давлении, МПа : 1,4 0,7 0,15	По паровым таблицам $i'_{1,4}$ $i''_{0,7}$ $i''_{0,15}$	 2790 2763 2693
17	Энтальпия, кДж / кг : -технологического конденсата -конденсата ($t_K = 80^\circ\text{C}$) -питательной воды ($t_{ПВ} = 90^\circ\text{C}$) - воды в деаэраторе ($t_D = 100^\circ\text{C}$) -исходной воды ($t_{ИВ} = 5^\circ\text{C}$) -насыщенной воды ($p = 0,15$ МПа) -котловой воды ($p = 1,4$ МПа)	$i_{ТЕХ} = 4,19$ $t_{ТЕХ} = 4,19$ $\cdot 55$ $i_K = 4,19$ $t_K = 4,19 \cdot 80$ $i_{ПВ} = 4,19$ $t_{ПВ} = 4,19 \cdot 90$ $i'_D = 4,19$ $t_D = 4,19 \cdot 100$ $i_{ИВ} = 4,19$ $t_{ИВ} = 4,19 \cdot 5$ $i'_{0,15}$ (по паровым таблицам) $i'_{1,4}$ (по паровым таблицам)	230,5 335,2 377,1 419 21 467 830
18	Расход питательной воды на РОУ, кг/с	Формула (2.4) $G_{РОУ} = D_{0,7}^K \cdot ((i'_{1,4} - i''_{0,7}) / (i'_{1,4} - i_{ПВ}))$	0,09
19	Паропроизводительность ТГУ ($p = 1,4$ МПа) кг/с	Формула (2.2) $D_{K'}^{1,4} = D_{K'}^{0,7} - G_{РОУ}$	8,05

№ пп.	Показатели	Метод определения	Величина
20	Расход продувочной воды, кг/с	Формула (2.8) $G_{\text{ПР}} = (P_{\text{ПР}} D_{\text{К}}^{1,4}) / 100$	0,38 > 0,14
21	Расход пара ($p = 0,15$ МПа) из сепаратора непрерывной продувки, кг/с	Формула (2.11) $D^{0,15}_{\text{C}} = G_{\text{ПР}} \cdot ((i'_{\text{КВ}} - i'_{0,15}) / (i''_{0,15} - i'_{0,15}))$	0,06
22	Расход воды из сепаратора непрерывной продувки, кг/с	Формула (2.9) $G_{\text{СНП}} = G_{\text{ПР}} - D^{0,15}_{\text{C}}$	8,52
23	Расход воды из деаэратора, кг/с	Формула (2.21) $G_{\text{Д}} = D^{0,7}_{\text{К}} + G_{\text{ПР}}$	8,52
24	Расход выпара из деаэратора, кг/с	Формула (2.18) $D_{\text{ВЫП}} = d G_{\text{Д}}$	0,02
25	Суммарные потери пара и конденсата (уточненные см. п.11), кг/с	$G_{\text{ПОТ}} = G^{\text{ТЕХ}}_{\text{ПОТ}} + D_{\text{ПОТ}} + D_{\text{ВЫП}} + G_{\text{СНП}}$	3,44
26	Расход химобработанной воды, кг/с	$G_{\text{ХВО}} = G_{\text{ПОТ}}$	3,44
27	Расход исходной воды, кг/с	Формула (2.12) $G_{\text{ИСХ}} = 1,15 G_{\text{ХВО}}$	3,96
28	Расход пара на подогреватель исходной воды Т№2, кг/с	$D_2 = G_{\text{ИСХ}} ((i_{22} - i_{21}) / (i''_{0,7} - i_{\text{К}}))$	0,13
29	Температура исходной воды после подогревателя Т№1, °С	Формула (2.19) $t_{12} = ((i_{22} + G_{\text{СНП}}) / G_{\text{ИСХ}} (i''_{0,15} - i_{\text{К}})) / 4,19$	27,5
30	Температура воды на входе в Т№4 (на выходе из Т№3), °С	Формула (2.16) $t_{41} = (1/4,19) \cdot [i_{42} - (G_{\text{Д}} / G_{\text{ХВО}}) \cdot (i'_{\text{Д}} - i_{\text{ПВ}})]$, где $i_{42} = 4,19 \cdot t_{42} = 4,19 \cdot 80 = 335,2$ кДж/кг	53,0

31	Расход пара на подогреватель	Формула (2.17)	0,14
----	------------------------------	----------------	------

	Т№3, кг/с	$D_3 = (G_{XBO}(i_{32} - i_{12})) / (i''_{0,7} - i_K)$, где $i_{32} = i_{41} = 4,19 t_{41}$; $i_{12} = 4,19 t_{12}$	
32	Температура химобработанной воды после охладителя выпара, °C	Формула (2.19) $t_{52} = (1/4,19) \cdot [i_{42} + (D_{ВЫП} / G_{XBO}) \cdot (i''_D - i_K)]$	83,3
33	Расход пара на деаэрацию, кг/с	Формула (2.23) $D_D = ((G_D i'_D + D_{ВЫП} i''_D) / i''_{0,7}) - ((G_{XBO} t_{52} + D_C i''_{0,15} + G_{ТЕХ} i_{ТЕХ} + (G_2 + G_3) i_K) / i''_{0,7})$	0,47
34	Расчетный расход пара на собственные нужды, кг/с	Формула (2.24) $D_{СН}^P = D_D + D_3 + D_2$ По п.9 $D_{СН} = 0,72$ кг/с	0,65
35	Расчетная Паропроизводительность ТГУ, кг/с	Формула (2.25) $D_{КР}^{0,7} = D_{ТЕХ} + D_{СН}^P + D_{ПОТ}$ По п.10 $D_{КР}^{0,7} = 8,14$ кг/с	8,07
36	Ошибка расчета, %	Формула (2.26) $\Delta = 100 \cdot (D_{КР}^{0,7} - D_K^{0,7}) / D_{КР}^{0,7}$	0,87 < 2%

2.2. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ПРОИЗВОДСТВЕННО-ОТОПИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Производственно-отопительные теплогенерирующие установки предназначены для обеспечения тепловой энергией коммунально-бытовых потребителей и теплотехнических нужд производственных предприятий. Коммунально-бытовые потребители получают от производственно-отопительной теплогенерирующей установки горячую воду для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения жилых и общественных зданий.

Для технологических целей требуется преимущественно насыщенный пар давлением 0,5—0,7 МПа, потребление которого зависит от мощности и режима работы предприятия (см. рис. 2.1). При одно- и двухсменных режимах работы предприятий потребление пара будет отличаться значительной суточной неравномерностью, что в случае большого удельного веса технологической нагрузки в объеме общей паропроизводительности производственно-отопительной теплогенерирующей установки может существенно сказаться на суточном графике ее работы.

Расход теплоты на отопление и вентиляцию зданий зависит от температуры наружного воздуха (рис. 2.7,а). При этом изменение расхода теплоты на вентиляцию зданий при колебаниях температуры наружного воздуха будет более существенным, чем на отопление, так как в последнем случае колебания температуры наружного воздуха компенсируются за счет теплоаккумулирующей способности зданий.

В течение суток колебания температуры атмосферного воздуха могут иметь значительную амплитуду, что повлечет за собой изменение потребности в тепловой мощности и обусловит неравномерность работы теплогенерирующей установки.

Потребление теплоты на горячее водоснабжение имеет сложный суточный график (рис. 2.7,б). В коммунально-бытовом потреблении горячей воды четко выражены максимумы в утренние и вечерние часы. Средний суточный расход теплоты на горячее водоснабжение является расчетной величиной, однако нужно учитывать, что в последние дни недели она резко увеличивается (примерно в 1,9—2,2 раза).

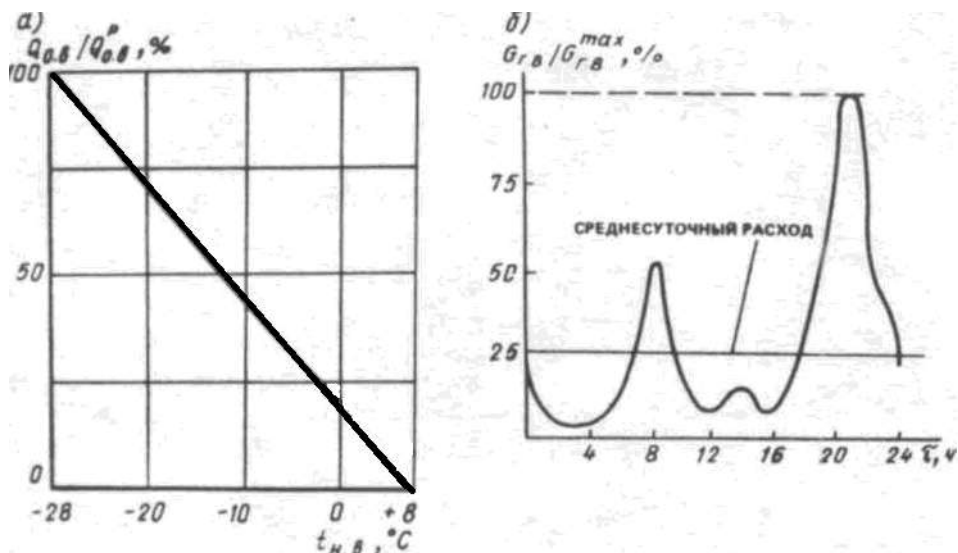


Рис. 2.7. Изменение расхода теплоты на отопление и вентиляцию зданий в зависимости от температуры наружного воздуха (а) и на горячее водоснабжение в течение суток (б)

Суммарный суточный график потребления теплоты для производственно-отопительной теплогенерирующей установки отражает суточную неравномерность перечисленных нагрузок и обычно имеет ступенчатый вид. Суточная неравномерность работы теплогенерирующей установки должна оцениваться исходя из конкретных условий; она определяется относительной долей нагрузки горячего водоснабжения и технологической нагрузки (при одно- и двухсменной работе предприятий—потребителей пара) в балансе тепловых нагрузок источника теплоты.

Если в балансе теплоснабжения основное количество теплоты идет на отопление и вентиляцию, то колебания тепловой мощности не столь существенны и могут характеризоваться величиной относительного среднесуточного теплоснабжения

$$\sum Q_{CP} / \sum Q_{MAX} \approx 0,8 \div 0,9$$

Годовой график нагрузки производственно-отопительной теплогенерирующей установки (рис. 2.8) строится путем сложения годовых графиков отопительной (отопления, вентиляции и горячего водоснабжения) и производственной нагрузок. При построении годовых графиков нагрузки суточная неравномерность потребления теплоты не учитывается. Для построения годового графика нагрузки отопления и вентиляции используются климатологические данные длительности стояния данной температуры [12].

В левой части графика строят зависимость требуемой тепловой мощности теплогенерирующей установки от температуры наружного воздуха. Затем эти данные переносят в правую часть графика, где по оси абсцисс откладывают число часов стояния конкретной температуры воздуха в заданном районе.

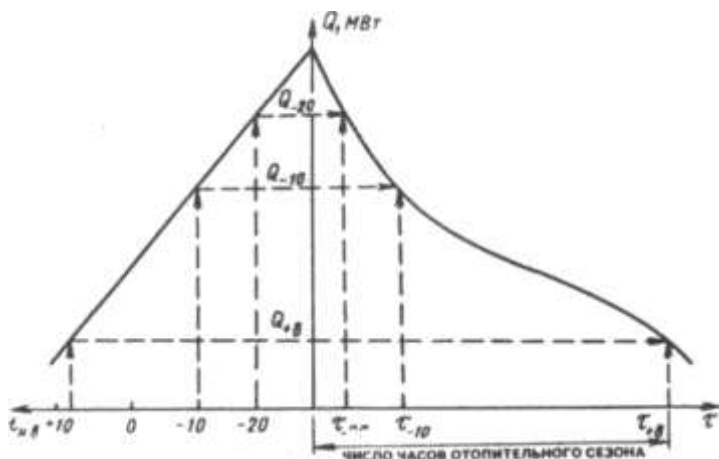


Рис. 2.8. Годовой график, отопительной нагрузки теплогенерирующей установки

Нагрузка горячего водоснабжения при построении годового графика принимается постоянной, не зависящей от температуры наружного воздуха как для отопительного, так и для летнего периода. Однако в летнее время расчетная нагрузка на горячее водоснабжение меньше, чем в отопительный период, так как расчетная температура холодной воды, поступающей в тепловой пункт из водопровода зимой, принимается $t = +5^{\circ}\text{C}$, а летом $t = +15^{\circ}\text{C}$. Следовательно, расход теплоты на горячее водоснабжение в летнее время по отношению к расходу теплоты в течение отопительного периода (при температуре воды, поступающей на горячее водоснабжение, $t_{ГВ} = 60^{\circ}\text{C}$) составит:

$$\frac{Q_{г.в}^л}{Q_{г.в}^з} = \frac{G_{г.в}^{номр} C_v (60 - 15)}{G_{г.в}^{номр} C_v (60 - 5)} = 0,82, \quad (2.27)$$

где $Q_{ГВ}^л$, $Q_{ГВ}^з$ — расчетный расход теплоты на горячее/водоснабжение летом и зимой, кВт; $G_{ГВ}^{номр}$ — расчетный (часовой) расход горячей воды у потребителя, кг/с; C_v — теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

За расчетный расход теплоты на горячее водоснабжение принимают

максимальный часовой (пиковый), если в системе теплоснабжения не используются аккумулирующие емкости (для выравнивания суточного графика), и средний часовой за сутки при установке баков-аккумуляторов.

Примерный годовой график тепловой нагрузки производственно-отопительной теплогенерирующей установки представлен на рис. 2.9. Следует иметь в виду, что расходы теплоты на коммунально-бытовые нужды должны определяться исходя из конкретных условий работы теплогенерирующей установки в системе теплоснабжения с учетом режимов работы тепловых сетей. Наибольшее влияние на состав тепловой схемы теплогенерирующей установки и режимы ее работы оказывает наличие (открытая система теплоснабжения) или отсутствие (закрытая система теплоснабжения) водоразбора из тепловых сетей на нужды горячего водоснабжения.

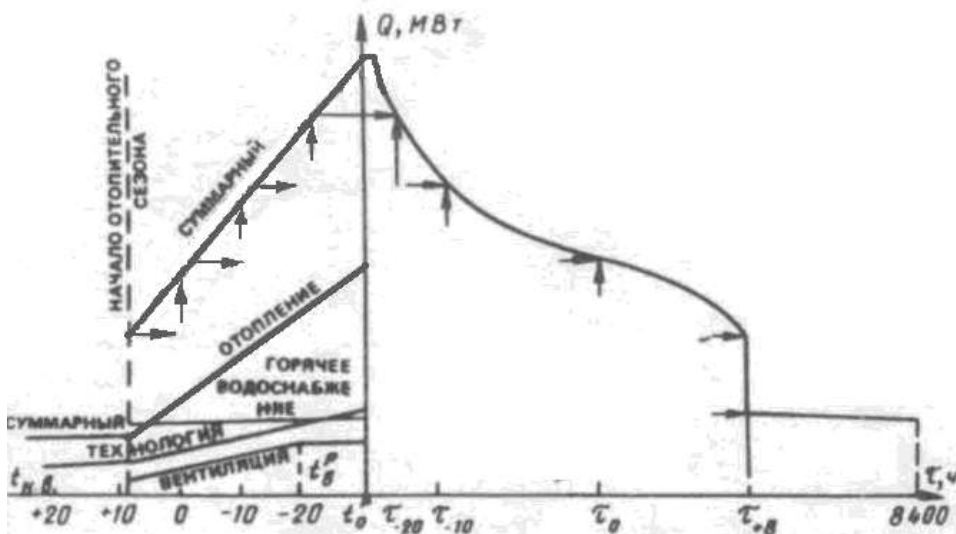


Рис. 2.9. Годовой график тепловой нагрузки производственно-отопительной теплогенерирующей установки

2.2.1. ЗАКРЫТЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

При составлении тепловой схемы производственно-отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения необходимо учитывать, что для целей горячего водоснабжения сетевая вода из подающего трубопровода поступает в подогреватели системы горячего водоснабжения, где холодная вода из водопровода нагревается и поступает к водоразборным кранам потребителей, а охлажденная сетевая вода возвращается в обратный трубопровод тепловых сетей.

Отсутствие водоразбора из тепловых сетей значительно уменьшает расход подпиточной воды, проходящей водоподготовку в тепловой схеме источника и направляемой для компенсации всех потерь теплоносителя в тепловых сетях и теплогенерирующей установке.

Принципиальную тепловую схему производственно-отопительной теплогенерирующей установки будем составлять, используя ранее рассмотренную (см. п. 2.1) принципиальную тепловую схему производственной теплогенерирующей установки.

Основные изменения потребуются внести в блок технологического потребления пара (см. рис. 2.2) , дополнив его установкой для подогрева сетевой воды, группой сетевых насосов и др. Блок отопительно-производственного потребления теплоты (рис. 2.10) предназначен для подготовки и отпуска насыщенного пара на нужды технологического потребления и горячей воды на коммунально-бытовые цели при закрытой двухтрубной системе теплоснабжения.

Пар на производственные цели $D_{\text{тех}}$ отпускается аналогично ранее рассмотренной схеме на рис. 2.2 через редуционно-охладительную установку и паровой коллектор. Технологический конденсат $G_{\text{тех}}$ также возвращается в блок водоподготовки, куда от парового коллектора направляется насыщенный пар на собственные нужды $D_{\text{сн}}$ источника теплоты.

Пар на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение $D_{\text{от}}$ от парового коллектора ПК направляется в сетевые подогреватели Т №6, Т №7, где передает теплоту воде тепловых сетей $G_{\text{с}}$ закрытой двухтрубной системы теплоснабжения (см. рис. 2.10).

Циркуляция теплоносителя в тепловых сетях осуществляется за счет работы группы сетевых насосов СН, устанавливаемых на обратной магистрали. Температура сетевой воды, направляемой в тепловые сети $G_{\text{с}}$, регулируется в соответствии с температурным графиком (см. рис. 1.3)

Рис. 2.10. Принципиальная схема блока теплоснабжения производственно-отопительной теплогенерирующей установки с закрытой двухтрубной системой теплоснабжения

Потери теплоносителя в тепловых сетях компенсируются подачей подпиточной воды $G_{\text{подп}}$, прошедшей водоподготовку, в обратный трубопровод перед сетевыми насосами. Расход подпиточной воды, кг/с, для закрытых систем теплоснабжения принимается в размере 1,5—2% расхода сетевой воды

$$G_{\text{подп}} = (0,015 \div 0,02) G_c' \quad (2.28)$$

Конденсат от сетевых подогревателей $G_{\text{КС}}$ подается на деаэрацию в блок водоподготовки.

При определении общего расхода сетевой воды важно учесть влияние схемы включения подогревателей системы горячего водоснабжения. Так, при параллельной схеме включения теплообменников горячего водоснабжения и отопительно-вентиляционных потребителей (см. рис. 2.10,а) общий расход сетевой воды будет складываться из расхода сетевой воды на горячее водоснабжение $G_{\text{С}}^{\text{ГВ}}$, отопление и вентиляцию $G_{\text{С}}^{\text{ОВ}}$:

$$G_c' = G_c^{2,6} + G_c^{0,6} \quad (2.29)$$

При качественном регулировании отпуска теплоты температуры подающей и обратной сетевой воды принимаются по отопительному температурному графику (см. рис. 1.3). Тогда для максимально-зимнего режима расход сетевой воды, кг/с, при параллельной схеме (см. рис. 2.10) можно определить по формуле

$$G_c' = \frac{Q_{2,6} + Q_{0,6}}{C_{\theta}(t_c' - t_c')} = \frac{Q_{2,6} + Q_{0,6}}{4,19(150 - 70)}.$$

Температура воды, поступающей в систему отопления и вентиляции потребителя регулируется, например, с помощью элеваторного узла смешения прямой сетевой воды ($t_c' = 150^\circ\text{C}$ в расчетном режиме) с обратной из системы отопления ($t''_{\text{ОВ}} = 70^\circ\text{C}$) для получения воды с температурой ($t''_{\text{ОВ}} = 95^\circ\text{C}$), поступающей в систему отопления и вентиляции коммунально-бытового потребителя.

Температура воды, поступающей в водоразборные краны системы горячего водоснабжения ($t'_{\text{ГВ}} = 60^\circ\text{C}$), регулируется изменением расхода

сетевой воды через подогреватели горячего водоснабжения, установленные в тепловом пункте.

Кроме независимой (параллельной) схемы подключения к тепловым сетям узла приготовления воды для отопления и вентиляции используются зависимые схемы.

При последовательном (см. рис. 2.10,б) и смешанном (см. рис. 2.10,в) включении подогревателей горячего водоснабжения сетевая вода после системы отопления, вентиляции поступает в подогреватели горячего водоснабжения I ступени, а уже затем в обратный трубопровод тепловой сети. При необходимости догрев воды горячего водоснабжения (до 60°C) осуществляется прямой сетевой водой в подогревателях II ступени.

Вместе с тем для нормального функционирования системы отопления снижение температуры сетевой воды в подогревателе II ступени при последовательной схеме (см. рис. 2.10,б) не должно отражаться на количестве теплоты, подаваемой в отапливаемое помещение. Поэтому для сохранения теплового режима отапливаемых помещений необходимо повышение температуры воды в тепловой сети при сохранении нормального отопительного расхода сетевой воды (повышенные температурные графики).

Основное преимущество последовательной и смешанной схем теплового пункта заключается в более глубоком охлаждении обратной сетевой воды, что обеспечивает снижение ее расчетных расходов. Подробное описание режимов работы этих схем и последовательность их расчета приведены в [5].

Важной особенностью закрытых систем теплоснабжения является отсутствие непосредственного водоразбора из тепловых сетей, что определяет малый расход подпиточной воды [формула (2.28)]. Поэтому оказывается экономически целесообразным не устанавливать дополнительный узел водоподготовки для подпиточной воды, а готовить ее в узле водоподготовки питательной воды котельных агрегатов, несмотря на то, что стоимость питательной воды выше, поскольку она требует двух ступеней умягчения и деаэрации, в то время как для подпиточной воды тепловых сетей достаточно одной ступени.

Таким образом, устройство блоков котельного агрегата и водоподготовки при закрытой системе теплоснабжения будет мало отличаться от этих же блоков в рассмотренной ранее тепловой схеме производственной теплогенерирующей установки (см. рис. 2.4 и 2.5).

В соответствии с [11] тепловые нагрузки для расчета и выбора оборудования теплогенерирующих установок должны определяться для трех характерных режимов:

- 1..) максимально-зимнего при средней температуре наружного воздуха в наиболее холодную пятидневку;
- 2.) наиболее холодного месяца — при средней температуре наружного воздуха в наиболее холодном месяце;
- 3.) летнего — при расчетной температуре наружного воздуха теплого периода (расчетные параметры А).

Указанные средние расчетные температуры наружного воздуха принимаются в соответствии с [12].

Пример расчета принципиальной тепловой схемы производственно-отопительной теплогенерирующей установки рассмотрим для закрытой системы теплоснабжения с независимой (параллельной) схемой подключения к тепловым сетям потребителей горячего водоснабжения, отопления и вентиляции (рис. 2.11). Теплогенерирующая установка с паровыми котельными агрегатами низкого давления $p = 1,4$ МПа, серии ДЕ при работе на газе. Исходные данные и результаты расчета максимально-зимнего и летнего режимов работы тепловой схемы приведены в табл. 2.2.

**Таблица 2.2. Исходные данные и результаты расчета тепловой схемы
производственно-отопительной теплогенерирующей установки для
закрытой системы теплоснабжения.**

№ пп.	Параметры	Метод определения	Режим	
			максимально зимний	летний
Исходные данные				
1	Расчетная температура наружного воздуха, °С	t _{нв}	-26	+8
2	Параметры технологического пара-давление, МПа	p _{тех}	0,7 (насыщенный)	
3	Технологическая нагрузка, кг/с	Режим максимального потребления D _{тех}	7,2	6,8
4	Доля возвращаемого конденсата от технологического потребителя, %	μ	60	
5	Температура конденсата от технологического потребителя, °С	t _{тех}	55	60
6	Отопительная нагрузка, МВт	Q _{ов}	12,0	-
7	Нагрузка горячего водоснабжения (зима), МВт	Q ³³ _{гв}	2,8	-
8	Солесодержание исходной воды, мг/кг	S _{ив}	360	
9	Температура, °С и энтальпия сетевой воды в трубопроводе: -подающем -обратном	t' _с температурный график i' _с =4,19 t' _с t'' _с температурный график i'' _с =4,19 t'' _с	50 628,5 70 293,3	70 293,3 42,5 178,1
10	Энтальпия, кДж/кг, насыщенного пара при давлении, МПа :1,4 0,7 0,15 0,12	Паровые таблицы i' _{1,4} i'' _{0,7} i'' _{0,15} i' _д	2790 2763 2693 2683	
11	Энтальпия, кДж/кг: -технологического конденсата -конденсата, t _к =80 °С -питательной воды (t _{пв} =90 °С) - воды в деаэраторе (t _д =100 °С) -исходной воды (t _{ив} =5 °С) -насыщенной воды	i _{тех} =4,19 t _{тех} i _к =4,19 t _к =4,19 · 80 i _{пв} =4,19 t _{пв} =4,19 · 90 i' _д =4,19 t _д =4,19 · 100 i _{ив} =4,19 t _{ив} =4,19 · 5 i' _{0,15} (по паровым таблицам)	230,5	251,4
			335,2	
			377,1	
			419	
			21	
			4667	

№ пп.	Параметры	Метод определения	Режим	
			максимально зимний	летний
	ρ=0,15 МПа) -котловой воды (ρ=1,4 МПа)	i'14 (по паровым таблицам)	830	
Результаты счета				
12	Расход технологического конденсата с производства, кг/с	Формула (2.1) GТЕХ = (μ DТЕХ)/100	4,32	4,08
13	Потери технологического конденсата, кг/с	GПОГТЕХ = DТЕХ — GТЕХ	2,88	2,72
14	Нагрузка горячего водоснабжения (лето), МВт	Формула (2.27) QГВII = 0,82 QГВIII	см. п. 7	2,3
15	Общая нагрузка отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, МВт	QС = QОВ + QГВ	14,8	2,3
16	Расход пара на сетевые подогреватели, кг/с	DСТ = (QС 10³)/(i''07 — iК)	6,09	0,95
17	Общий расход пара на внешние потребители теплоты, кг/с	DВН = DТЕХ + DСТ	13,29	7,75
18	Потери пара в тепловой схеме, кг/с	Формула (2.7) DПОГ = 0,03 DВН	0,4	0,23
19	Расход пара на собственные нужды ТГУ, кг/с	Формула (2.6) DС.Н = 0,05 DВН	0,66	0,39
20	Расход сетевой воды, кг/с : для отопления и вентиляции для горячего водоснабжения	GСОВ = (QОВ · 10³)/(i'С — i''С) GСГВ = (QГВ · 10³)/(i'С — i''С)	35,8 8,35	- 19,96
21	Общий расход сетевой воды, кг/с	GС = GСОВ + GСГВ	44,15	19,96
22	Расход воды на подпитку тепловых сетей, кг/с	Формула (2.28) GПОД = 0,015 GС	0,66	0,3
23	Паропроизводительность ТГУ ρ=0,7 Мпа, кг/с	D07К = DТЕХ + DСТ + DС.Н + DПОГ	14,35	8,37
24	Сумма потерь пара, конденсата и сетевой воды (без учета потерь с выпаром и водой из сепаратора непрерывной продувки), кг/с	GПОГ = GТЕХПОГ + DПОГ + GПОДП	3,94	3,25

№ пп.	Параметры	Метод определения	Режим	
			максимально зимний	летний
25	Доля потерь теплоносителя	$P_X = G_{\text{ПЮТ}} / D^{0,7}_K$	0,27	0,38
26	Солесодержание воды, кг/с -химобработанной -котловой	Принимаем $S_X = S_{\text{ИВ}}$ $S_{\text{КВ}}$ -(принимаем по табл. 3)	360 3000	
27	Процент продувки, %	$P_{\text{П}} = (S_X \cdot P_X \cdot 100) / (S_{\text{КВ}} - S_X \cdot P_X)$	3,22	4,7
28	Расход питательной воды на РОУ, кг/с	Формула (2.4) $G_{\text{РОУ}} = D^{0,7}_K \cdot (i''_{1,4} - i''_{0,7}) / (i''_{1,4} - i_{\text{ПВ}})$	0,16	0,1
29	Паропроизводительность ТГУ, $\rho=1,4$ Мпа, кг/с	Формула (2.2) $D^{1,4}_K = D^{0,7}_K - G_{\text{РОУ}}$	14,19	8,27
30	Расход продувочной воды, кг/с	Формула (2.8) $G_{\text{ТР}} = (P_{\text{ТР}} \cdot D^{0,7}_K) / 100$	0,46	0,39
31	Расход пара $\rho=0,15$ Мпа из сепаратора непрерывной продувки, кг/с	Формула (2.11) $D^{0,15}_C = G_{\text{ТР}} \cdot (i''_{\text{КВ}} - i''_{0,15}) / (i''_{0,15} - i'_{0,15})$	0,08	0,07
32	Расход воды из сепаратора непрерывной продувки, кг/с	Формула (2.9) $G_{\text{СНП}} = G_{\text{ТР}} - D^{0,15}_C$	0,38	0,32
33	Расход воды из деаэратора, кг/с	Формула (2.21) $G_{\text{Д}} = D^{0,15}_K + G_{\text{ТР}} + G_{\text{ПЮДП}}$	15,47	9,06
34	Расход выпара из деаэратора, кг/с	Формула (2.18) $D_{\text{ВЫП}} = d \cdot G_{\text{Д}}$	0,03	0,02
35	Суммарные потери пара и конденсата (уточненные см. П.26), кг/с	$G_{\text{ПЮТ}} = G^{\text{ПЮТ}}_{\text{ТЕХ}} + D_{\text{ПЮТ}} + G_{\text{ПЮДП}} + D_{\text{ВЫП}} + G_{\text{СНП}}$	4,35	3,59
36	Расход воды, кг/с : -химобработанной -исходной	$G_{\text{ХВО}} = G_{\text{ПЮТ}}$ Формула (2.12) $G_{\text{ИСХ}} = 1,15 \cdot G_{\text{ХВО}}$	4,35 5,0	3,59 4,13
37	Расход пара на подогреватель исходной воды Т№2, кг/с	Формула (2.14) (принято $t_{22}=25^\circ\text{C}$) $D_2 = G_{\text{ИСХ}} (i_{22} - i_{21}) / (i''_{0,7} - i_{\text{К}})$	0,17	0,07
38	Температура исходной воды после подогревателя Т №1, $^\circ\text{C}$	Формула (2.19) $t_{12} = (i_{22} + (G_{\text{СНП}} / G_{\text{ИСХ}})(i_{0,15} - i_{\text{К}})) / 4,19$	27,4	27,5
39	Температураводы на входе в Т№4 (на выходе из Т№3), $^\circ\text{C}$	Формула (2.16) Где $i_{42}=4,19$ $t_{42}=4,19 \cdot 80=335,2$ кДж/кг $t_{41}=1/4,19 \cdot (i_{42} - (G_{\text{Д}} / G_{\text{ХВО}})(i'_{\text{Д}} - i_{\text{ПВ}}))$	44,4	54,8
40	Расход пара на подогреватель Т№3, кг/с	Формула (2.17) $D_3 = (G_{\text{ХВО}}(i_{32} - i_{12})) / (i''_{0,7} - i_{\text{К}})$ где $i_{32}=i_{41}=4,19$ $t_{41}, i_{12}=4,19$ t_{12}	0,13	0,19

№ п/п.	Параметры	Метод определения	Режим	
			Максимально зимний	летний
41	Температура химобработанной воды после охладителя выпара, °C	Формула (2.19) $t_{52} = 1/4,19 \left(i_{42} + (D_{\text{вып}} / G_{\text{хво}}) (i''_{\text{д}} - i_{\text{к}}) \right)$	83,8	83,1
42	Расход пара на деаэрацию, кг/с	Формула (2.23) $D_{\text{д}} = (G_{\text{д}} i''_{\text{д}} + D_{\text{вып}} i''_{\text{д}}) / i''_{0,7} - (G_{\text{хво}} i_{52} + D_{\text{с}} i''_{0,15} + G_{\text{тех}} i_{\text{тех}} + (G_2 + G_3) i_{\text{к}}) / i''_{0,7}$	0,59	0,25
43	Расчетный расход пара на собственные нужды, кг/с	Формула (2.24) $D^{\text{п}}_{\text{сн}} = D_{\text{д}} + D_2 + D_3 \text{ по п. 19 } D_{\text{сн}}$	0,89 0,66	0,51 0,39
44	Расчетная паропроизводительность ТГУ, кг/с	Формула (2.25) $D^{0,7}_{\text{кр}} = D_{\text{тех}} + D^{\text{п}}_{\text{сн}} + D_{\text{пот}} + D_{\text{ст}} \text{ по п. 9 } D^{0,7}_{\text{к}}$	14,58 14,35	8,49 8,37
45	Ошибка расчета, %	Формула (2.26) $\Delta = 100 (D^{0,7}_{\text{кр}} - D^{0,7}_{\text{к}}) / D^{0,7}_{\text{кр}}$	1,6 < 2	1,4 < 2

2.2.2. ОТКРЫТЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Тепловая схема производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой системой теплоснабжения должна составляться с учетом основной особенности ее функционирования, связанной с наличием непосредственного водоразбора из тепловых сетей на нужды горячего водоснабжения (см. рис. 1.3). Предусмотренное расходование сетевой воды через водоразборные краны системы горячего водоснабжения приводит к существенному увеличению потерь теплоносителя, что требует соответствующего увеличения производительности системы водоподготовки в источнике теплоты. Чтобы получить некоторое количественное представление о соотношении расходов подпиточной воды в закрытой и открытой системах теплоснабжения одинаковой мощности, сопоставим эти цифры в примерах расчета (см. табл. 2.2 и 2.3).

Для закрытой системы теплоснабжения расход подпиточной воды для компенсации всех потерь в соответствии с формулой (2.28) составил

$$G_{подп} = (0,015 \div 0,02) G'_c = 0,66 \text{ кг/с}$$

для открытой системы теплоснабжения (табл. 2.3)

$$G_{подп} = (0,015 \div 0,02) G'_c + G^c_{сг} = 13,13 \text{ кг/с}$$

Как видно, расход подпиточной воды на компенсацию потерь теплоносителя в открытых системах теплоснабжения в данном примере в 20 раз больше, чем в закрытых. Столь значительное увеличение расхода подпиточной воды, а следовательно, и увеличение производительности водоподготовки (в составе ТГУ), обуславливает экономическую целесообразность раздельной подготовки питательной воды для паровых котлов и подпиточной воды тепловых сетей. Кроме того, показатели качества подпиточной воды тепловых сетей ниже, чем питательной воды паровых котлов низкого давления (см. гл. 3), что позволяет обойтись в подавляющем большинстве случаев одной ступенью умягчения и термической деаэрации подпиточной воды. Вместе с тем использование сетевой воды непосредственно для бытовых целей горячего водоснабжения предъявляет к ней повышенные санитарно-гигиенические требования. В открытых системах теплоснабжения сетевая вода должна отвечать требованиям ГОСТ 2874—82 "Вода питьевая".

Следствием предусматриваемого расходования сетевой воды на нужды горячего водоснабжения в открытых тепловых сетях является также существенное упрощение схемы тепловых пунктов (абонентских вводов), поскольку в них отсутствуют поверхностные теплообменники горячего водоснабжения.

Наряду с этим следует отметить достоинства открытых систем теплоснабжения:

а) возможность уменьшения расчетной производительности источника теплоты при установке в нем баков-аккумуляторов горячей воды (осреднение расхода теплоты на горячее водоснабжение);

б) снижение металлоемкости местных сетей холодного водоснабжения (вода для местных систем горячего водоснабжения подается по тепловым сетям) ;

в) увеличение срока службы местных распределительных сетей горячего водоснабжения, так как в них подается вода из тепловых сетей, не содержащая солей жесткости и коррозионно-активных газов.

К недостаткам открытых систем теплоснабжения (кроме необходимости раздельной подготовки питательной и подпиточной воды) следует отнести также возможность ухудшения качества разбираемой на цели горячего водоснабжения воды (цветность, запах и др.) и сложность контроля утечек теплоносителя из-за неплотности системы.

Открытые системы теплоснабжения целесообразно применять при малой и очень большой жесткости исходной воды, так как при малой жесткости исходной воды упрощается схема водоподготовки, а при очень жесткой воде или при высокой концентрации агрессивных газов вместо водоподготовки на каждом тепловом пункте (абонентском вводе) в открытых схемах можно использовать централизованную водоподготовку в теплогенерирующей установке, что является экономически более обоснованным решением.

В тепловой схеме теплогенерирующей установки при работе с открытой системой теплоснабжения изменяется блок водоподготовки (рис. 2.12). В узле химводоочистки этого блока обрабатываемая вода разделяется на два потока:

1) питательная вода G_{xgo}^1 паровых котельных агрегатов, прошедшая две ступени умягчения в узле ХВО и поступающая далее в деаэратор питательной воды ДР1, а из него — на питание котельных агрегатов и в РОУ;

2) подпиточная вода $G_{\text{хво}}^2$ тепловых сетей, прошедшая одну ступень умягчения в узле ХВО и поступающая далее в деаэратор подпиточной воды ДР2 (называемый в открытых схемах деаэратором горячего водоснабжения), а затем — на подпитку тепловых сетей.

При расчете тепловых схем важно знать, что увеличение количества воды, проходящей водоподготовку при открытых системах теплоснабжения, приводит к росту потребления пара на собственные нужды ДС.Н источника теплоты. Это обусловлено еще и тем, что расход пара на горячее водоснабжение учитывается как расход на собственные нужды. Поэтому формулу (2.6) рекомендуется изменить и предварительно принимать расходы пара, кг/с, на собственные нужды

$$D_{\text{с.н}} = (0,15 \div 0,3)(D_{\text{tex}} + D_{\text{с.т}}). \quad (2.31)$$

Режимы и условия работы водоподогревателей Т №8 и Т №10 аналогичны рассмотренным ранее режимам работы водоподогревателей Т №3 и Т №5. Работа теплообменника Т №9

определяется условием догрева умягченной воды $G_{\text{хво}}^2$ перед деаэратором ДР2, а также условием охлаждения подпиточной воды $G_{\text{д}}^2$ до температуры $t_{\text{подп}} \approx 65^\circ\text{C}$, что позволит в летнее время использовать эту воду непосредственно для горячего водоснабжения потребителей. Выбор промежуточной температуры t_{82} химобработанной воды после Т №8 (на входе в Т №9 — t_{91}) упрощается тем, что расход воды $G_{\text{д}}^2$ из деаэратора ДР2 примерно равен расходу воды, поступающей из химводоочистки,

$$G_{\text{д}}^2 = G_{\text{хво}}^2 + D_{\text{д}}^2 - D_{\text{вып}}^2. \quad (2.32)$$

где $D_{\text{д}}^2$ — расход пара на деаэрацию подпиточной воды, кг/с; $D_{\text{вып}}^2$ — расход выпара из подпиточного деаэратора ДР2.

Следовательно, соответствующие расходы теплоты на нагрев и охлаждение той и другой воды будут также примерно одинаковы.

После теплообменника Т №9 подпиточная вода может подаваться в тепловую сеть. Однако в этом случае все оборудование потребует выбирать по часовым максимумам потребления горячей воды (см. рис. 2.8), т.е. мощность устанавливаемого оборудования будет в несколько раз превышать среднечасовую за сутки.

Подбор оборудования по среднечасовым за сутки расходам возможен, если в тепловой схеме теплогенерирующей установки предусмотреть баки-аккумуляторы химобработанной воды. Тогда все трубопроводы, запорно-регулирующая арматура и вспомогательное оборудование, устанавливаемое в тепловой схеме до баков-аккумуляторов (ХВО I ступени, Т №8, Т №9, деаэратор ДР2, перекачивающие насосы НД), подбираются по среднечасовым расходам за сутки, а после баков-аккумуляторов (трубопроводы, арматура, подпиточные насосы НГ) — по максимальным часовым расходам.

Принципиальную схему блока потребления производственно-отопительной теплогенерирующей установки рассмотрим сначала для открытой двухтрубной системы теплоснабжения (рис. 2.13).

В открытой двухтрубной схеме нагрузка отопления и вентиляции подключается к сетевым трубопроводам аналогично ранее рассмотренным случаям, например через элеваторный узел. Нагрузка горячего водоснабжения обеспечивается подачей воды из обратного трубопровода тепловой сети. При необходимости ее догрева в узел смешения S через регулятор температуры РТ подается необходимое количество прямой сетевой воды. Во избежание охлаждения воды в системе горячего водоснабжения (при малых водоразборах) предусматривается циркуляция некоторого количества воды ГЦ с возвратом ее в обратный трубопровод тепловой сети. Количество циркуляционной воды, подаваемой насосом ЦН у потребителя ГЦ, принимается в размере 5% среднечасового за сутки расхода воды на цели горячего водоснабжения:

$$G_{ц} = 0,05 G_{г.в}^{nom} \quad G_{ц} = 0,05 G_{г.в}^{nom}$$

или для системы в целом

$$G_{ц} = 0,05 G_{г.в}^c \quad (2.33)$$

Тогда расход сетевой воды, кг/с, на нужды горячего водоснабжения можно определить по формуле

$$G_{г.в}^c = 1,05 \frac{Q_{г.в}}{i'_c - i_c} \quad (2.34)$$

Установка в блоке потребления теплогенерирующей установки бака-аккумулятора (БА) и подпиточных насосов (НГ) обеспечивает подачу необходимого для восполнения потерь количества подпиточной воды

$$G_{подп} = G_{пот} + G_{\epsilon \text{ ба}}^c .$$

В летнее время при отсутствии отопительно-вентиляционной нагрузки сетевые подогреватели Т №6 и Т №7 отключаются от тепловой сети и парового коллектора, а обеспечение нагрузки горячего водоснабжения может осуществляться подпиточными насосами НГ (иногда их называют "летними") подачей по перемычке АВ (минуя подогреватели Т №6 и Т №7) горячей воды из баков-аккумуляторов непосредственно в подающий трубопровод тепловой сети. По обратному трубопроводу в бак-аккумулятор по линии СЛ будет поступать циркуляционная вода.

Принципиальная тепловая схема производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения приведена на рис. 2.14.

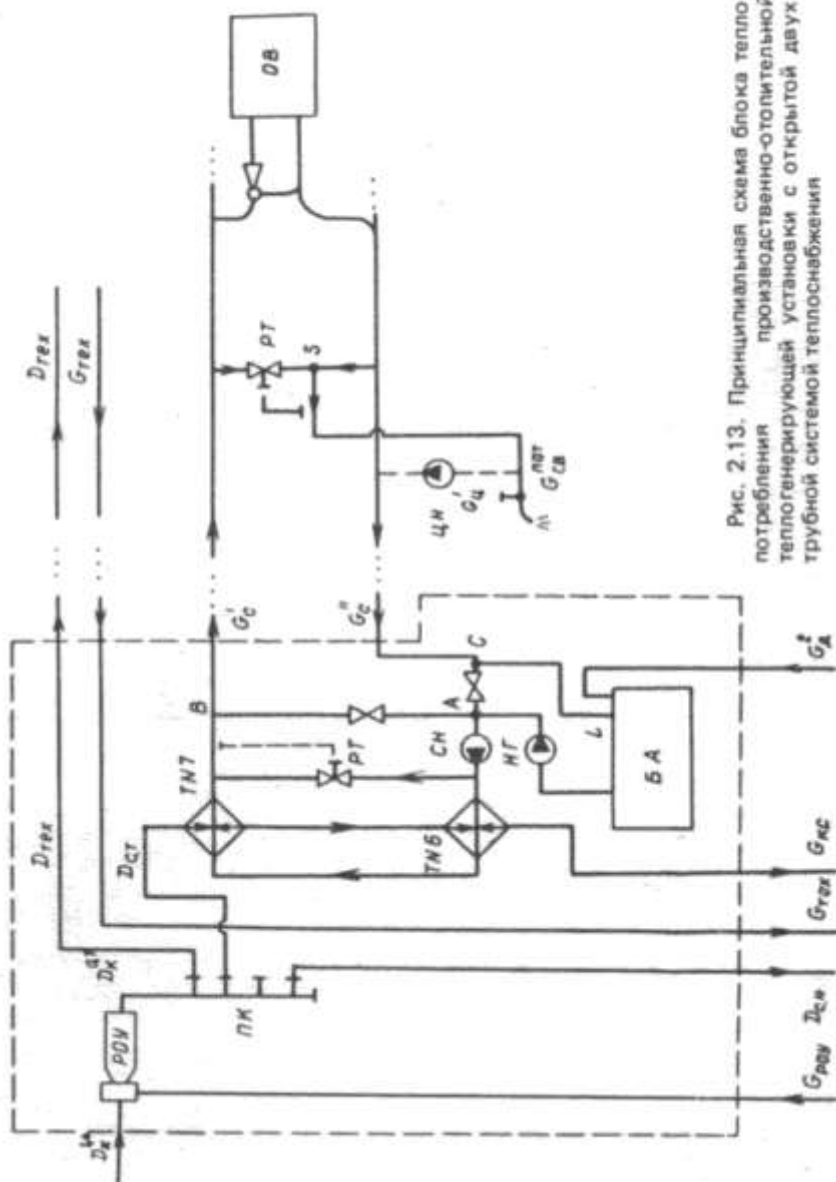


Рис. 2.13. Принципиальная схема блока тепло-
потребления производственно-отопительной
теплогенерирующей установки с открытой двух-
трубной системой теплоснабжения

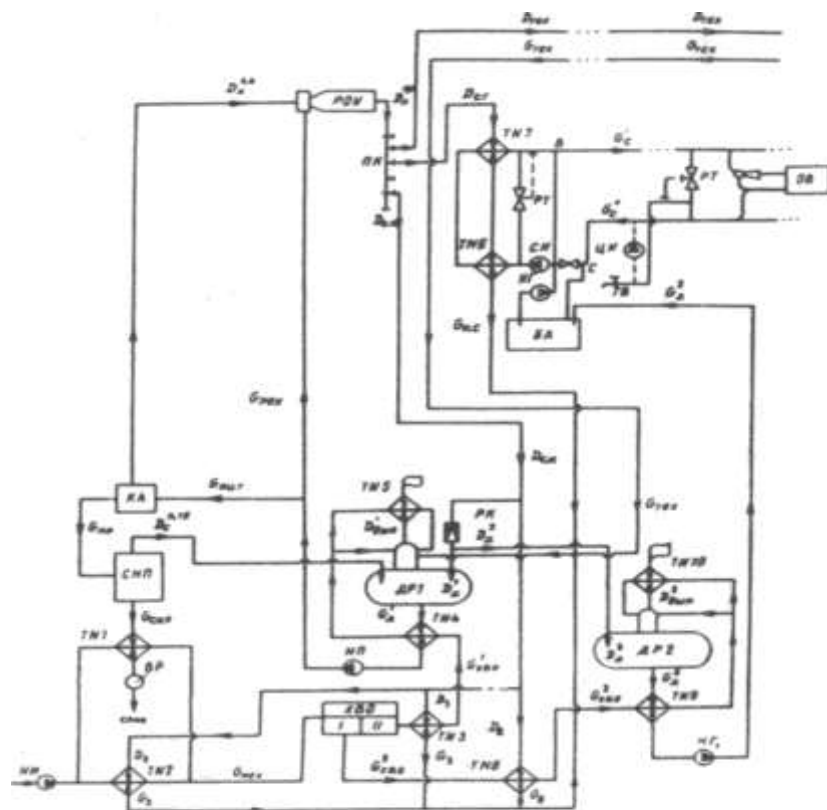


Рис. 2.14. Принципиальная тепловая схема производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения

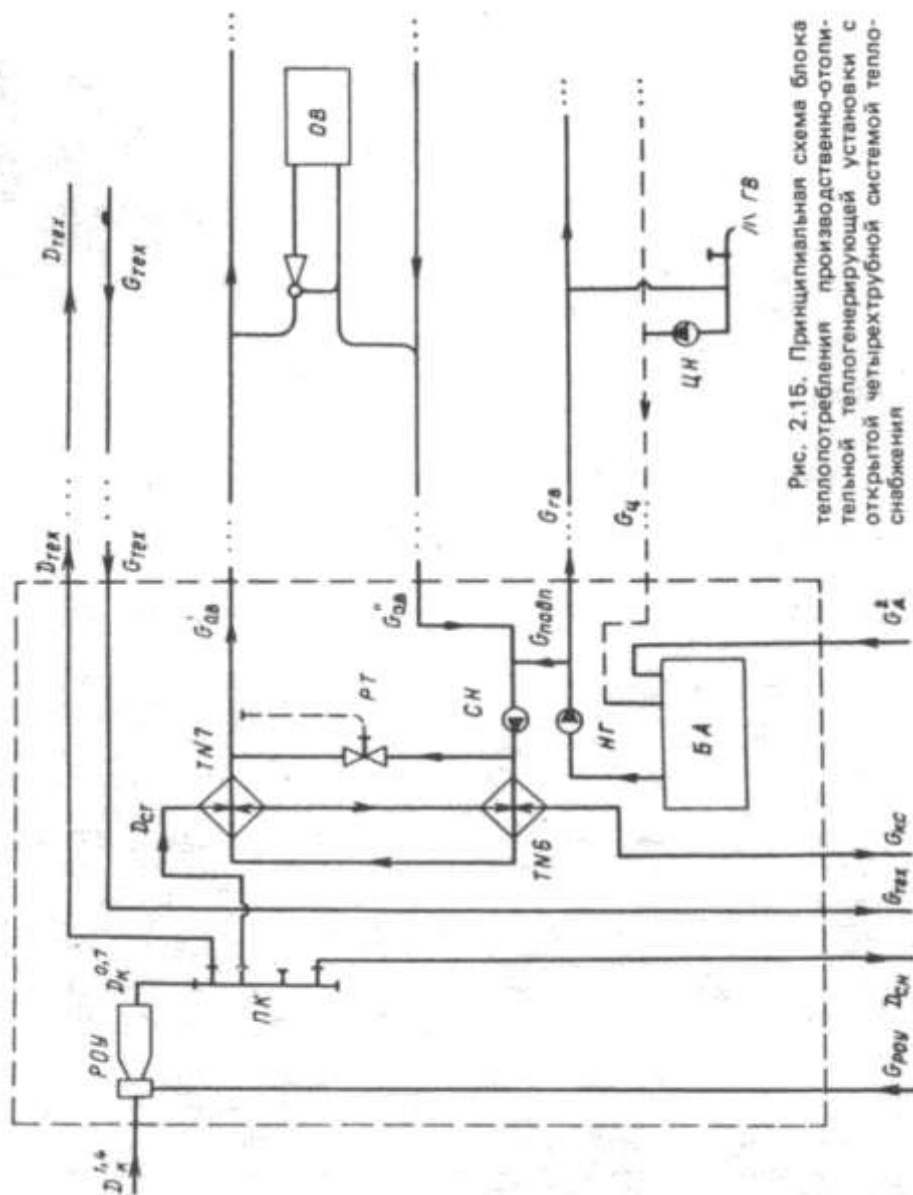


Рис. 2.15. Принципиальная схема блока теплоснабжения производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой четырехтрубной системой теплообеспечения

При четырехтрубной системе теплоснабжения (по принципу действия она должна быть отнесена к открытым системам) сетевая вода подается отдельно для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. В четырехтрубных системах теплоснабжения значительно упрощаются как схема тепловых пунктов (абонентских вводов), так и процессы управления тепловыми режимами, поскольку становится возможным центральное регулирование. Однако из-за большого расхода металла на тепловые сети четырехтрубные схемы применяют лишь в системах малой мощности.

В принципиальной тепловой схеме производственно-отопительной теплогенерирующей установки с четырехтрубной открытой системой теплоснабжения блок водоподготовки будет аналогичен ранее рассмотренному для открытой двухтрубной системы (см. рис. 2.12), а в блоке потребления можно выделить две группы оборудования: сетевые подогреватели воды для отопления и вентиляции; оборудование для аккумуляции и подачи воды для горячего водоснабжения.

В течение отопительного периода пар на коммунально-бытовые цели подается в сетевые подогреватели Т №6 и Т №7 и в деаэратор ДР2 горячего водоснабжения (см. рис. 2.12). Из деаэратора ДР2 обработанная вода поступает в бак-аккумулятор Б А (рис. 2.15), из которого направляется насосами горячего водоснабжения НГ на подпитку тепловых сетей и на горячее водоснабжение.

В летний период пар на коммунально-бытовые цели подается только в деаэратор горячего водоснабжения ДР2 (см. рис. 2.12). Деаэрированная вода после теплообменника Т №9 с температурой $\sim 65^{\circ}\text{C}$ поступает в бак-аккумулятор БА, из которого насосами горячего водоснабжения НГ направляется непосредственно в водоразборные краны потребителей ГВ. По циркуляционному трубопроводу в бак-аккумулятор возвращается циркуляционная вода [формула (2.34)]. Принципы расчета открытых систем теплоснабжения (двух- и четырехтрубных) одинаковы, поэтому ограничимся примером расчета двухтрубной схемы. Результаты расчета тепловой схемы производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения (см. рис. 2.14) приведены в табл. 2.3.

**Таблица 2.3 Исходные данные и результаты расчета тепловой
семы производственно-отопительной теплогенерирующей
установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения.**

№ пп.	Показатели	Метод определения	Режим	
			зимний	летний
Исходные данные				
1	Расчетная температура наружного воздуха, °С	$t_{\text{нр}}$	-26	+8
2	Параметры технологического пара- давление, МПа	$p_{\text{тех}}$	0,7(насыщенный)	
3	Технологическая нагрузка, кг/с	Режим максимального потребления $D_{\text{тех}}$	7,2	6,8
4	Доля возвращаемого конденсата от технологического потребителя, %	μ	60	
5	Температура конденсата от технологического потребителя, %	$t_{\text{тех}}$	55	60
6	Отопительная нагрузка, МВт	$Q_{\text{ов}}$	12,0	-
7	Нагрузка горячего водоснабжения, МВт	$Q_{\text{гв}}$	2,8	
8	Солесодержание исходной воды, мг/кг	$S_{\text{ив}}$	360	
9	Температура, °С, и энтальпия, кДж/кг, сетевой воды в трубопроводе отопления, вентиляции: -подающем -обратном	$t'_{\text{с}}$ температурный график $i'_{\text{с}}$ $t''_{\text{с}}$ температурный график $i''_{\text{с}}$	150 628,5 70 293,3	70 293,3 42,5 178,1
10	Энтальпия насыщенного пара, кДж/кг, при давлении, Мпа: 1,4 0,7 0,15 0,12	Паровые таблицы $i'_{1,4}$ $i'_{0,7}$ $i'_{0,15}$ $i'_{0,12}$	2790 2763 2693 2683	
11	Энтальпия, кДж/кг: -технологического -конденсата, -конденсата, $t_{\text{к}}=80$ °С -питательной воды ($t_{\text{пв}}=90$ °С)	$i_{\text{тех}}=4,19 t_{\text{тех}}$ $i_{\text{к}}=4,19 t_{\text{к}}=4,19 \cdot 80$ $i_{\text{пв}}=4,19 t_{\text{пв}}=4,19 \cdot 90$ $i'_{\text{д}}=4,19 t_{\text{д}}=4,19 \cdot 100$	230,5 21	251,4 335,2 377,1 419 62,9

	- воды в деаэраторе ($t_d=100\text{ }^{\circ}\text{C}$) -исходной воды ($t_{из}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$) -насыщенной воды $p=0,15\text{ МПа}$) -котловой воды ($p=1,4\text{ МПа}$)	$i_{из}=4,19\text{ } t_{из}=4,19 \cdot 5$ $i_{0,15}$ (по паровым таблицам) $i'_{1,4}$ (по паровым таблицам)	62,9 467 830
--	---	---	--------------------

Продолжение табл.(2.3)

№ пп.	Показатели	Метод определения	Режим	
			зимний	летний
Результаты расчета				
12	Расход технологического конденсата с производства, кг/с	Формула (2.1) $G_{\text{ТЕХ}} = (\mu D_{\text{ТЕХ}}) / 100$	4,32	4,08
13	Потери технологического конденсата, кг/с	$G^{\text{ПOT}}_{\text{ТЕХ}} = D_{\text{ТЕХ}} - G_{\text{ТЕХ}}$	2,88	2,72
14	Общая нагрузка отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, МВт	$Q_{\text{C}} = Q_{\text{ОВ}} + Q_{\text{ГВ}}$	14,8	2,8
15	Расход пара на сетевые подогреватели, кг/с Общий расход пара на внешние потребители теплоты, кг/с	$D_{\text{СТ}} = (Q_{\text{C}} 10^3) / (i''_{0,7} - i_{\text{К}})$ $D_{\text{ВН}} = D_{\text{ТЕХ}} + D_{\text{СТ}}$	4,94 12,14	- 6,8
16	Потери пара в тепловой схеме, кг/с	Формула (2.7) $D_{\text{ПОТ}} = 0,03 D_{\text{ВН}}$	0,37	0,20
17	Расход пара на собственные нужды ТГУ, кг/с	Формула (2.6) $D_{\text{С.Н}} = (0,15 \div 0,3) (D_{\text{ТЕХ}} + D_{\text{СТ}})$	2,18	1,6
18	Расход сетевой	$G^{\text{C}}_{\text{ОВ}} = (Q_{\text{ОВ}} \cdot 10^3) / (i'_{\text{C}} - i''_{\text{C}})$	35,8	-

	воды, кг/с : для отопления и вентиляции для горячего водоснабжения	Формула (2.33) $G_{Г.В}^C = 1,05(Q_{Г.В} \cdot 10^3) / (i'_{Г.В} - i'_{Г.В})$	8,77	8,77
19	Общий расход сетевой воды, кг/с	$G'_{Г.В} = G_{О.В.}^C + G_{Г.В.}^C$	44,57	19,96
20	Расход воды на подпитку тепловых сетей, кг/с	Формула (2.34) $G_{ПОД} = 0,015 (G_{О.В.}^C + G_{Г.В.}^C) + G_{Г.В.}^C$	9,44	8,9
21	Паропроизводительность ТГУ $\rho = 0,7$ Мпа, кг/с	$D^{0,7}_K = D_{ТЕХ} + D_{СТ} + D_{С.Н} + D_{ПОТ}$	14,69	8,6
22	Сумма потерь пара, конденсата и сетевой воды (без учета потерь с выпаром и водой из сепаратора непрерывной продувки), кг/с	$G_{ПОТ} = G_{ПОТ}^{ТЕХ} + D_{ПОТ}$	3,25	2,92
23	Доля потерь теплоносителя	$\Pi_X = G_{ПОТ} / D^{0,7}_K$	0,24	0,34
24	Солесодержание воды, кг/с -химобработанной -котловой	Принимаем $S_X = S_{И.В.}$ $S_{К.В.}$ -(принимаем по табл. 3)	360	

25	Процент продувки, %	$P_{\Pi} = (S_X \Pi_X 100) / (S_{KB} - S_X \Pi_X)$	3000	
26	Расход питательной воды на РОУ, кг/с	Формула (2.4) $G_{РОУ} = D^{0,7}_K \cdot (i''_{1,4} - i''_{0,7}) / (i''_{1,4} - i_{ПВ})$	0,16	0,11
27	Паропроизводительность ТГУ, $\rho=1,4$ Мпа, кг/с	Формула (2.2) $D^{1,4}_K = D^{0,7}_K - G_{РОУ}$	14,53	8,49

№ пп.	Показатели	Метод определения	Режим	
			зимний	летний
28	Расход продувочной воды, кг/с	Формула (2.8) $G_{ПР} = (P_{ПР} D^{1,4}_K) / 100$	0,43	0,38
29	Расход пара $\rho = 0,15$ Мпа из сепаратора непрерывной продувки, кг/с	Формула (2.11) $D^{0,15}_C = G_{ПР} \cdot (i'_{KB} - i'_{0,15}) / (i''_{0,15} - i'_{0,15})$	0,07	0,07
30	Расход воды из сепаратора непрерывной продувки из деаэратора питательной воды	Формула (2.9) $G_{СНП} = G_{ПР} - D^{0,15}_C$ $G^1_D = D^{0,7}_K + G_{ПР}$	0,36 15,12	0,31 8,89
31	Расход выпара из деаэратора питательной воды, кг/с	Формула (2.18) $D_{ВЫП} = d G^1_D$	0,03	0,02
32	Расход воды из деаэратора горячего водоснабжения, кг/с	$G^2_D = G_{ПОДП}$ (см. п. 20)	9,44	8,9

33	Расход выпара из деаэратора горячего водоснабжения, кг/с	$G_{\text{вып}}^{\text{з}} = D_{\text{д}}^{\text{з}}$	0,02	0,02
34	Суммарные потери сетевой воды, пара и конденсата (уточненные по п.22), кг/с	$G_{\text{пот}} = G_{\text{пот,тех}}^{\text{пот}} + D_{\text{пот,2}}^{\text{пот}} + G_{\text{подп}} + D_{\text{вып}}^{\text{з}} + G_{\text{снп}}$	13,13	12,18
35	Расход химобработанной воды первой ступени умягчения, кг/с	$G_{\text{хво}}^{\text{з}} = G_{\text{пот}}$	13,13	12,18
36	Расход химобработанной воды второй ступени умягчения, кг/с	$G_{\text{хво}}^{\text{1}} = G_{\text{пот}} - (G_{\text{подп}} + D_{\text{вып}}^{\text{з}})$	3,67	3,26
37	Расход исходной воды, кг/с	Формула (2.12) $G_{\text{исх}} = 1,15 (G_{\text{хво}}^{\text{1}} + G_{\text{хво}}^{\text{2}})$	19,37	17,75
38	Расход пара на подогреватель исходной воды Т№2 кг/с (принято $t_{22} 25^{\circ}\text{C}$)	Формула (2.14) $D_2 = G_{\text{исх}}(i_{22} - i_{21}) / (i''_{0,7} - i_K)$	0,52	0,24
39	Температура исходной воды после подогревателя Т№1, $^{\circ}\text{C}$	Формула (2.19) $t_{12} = (i_{22} + (G_{\text{снп}} / G_{\text{исх}})(i'_{0,15} - i_K)) / 4,19$	25,8	25,7
40	Температура воды на входе в Т№4 (на выходе из Т№3), $^{\circ}\text{C}$	Формула (2.16) Где $i_{42} = 4,19 \cdot t_{42} = 4,19 \cdot 80 = 335,2 \text{ кДж/кг}$ $t_{41} = 1/4,19 \cdot (i_{42} - (G_{\text{д}}^{\text{1}} / G_{\text{хво}}^{\text{1}})(i'_{\text{д}} - i_{\text{пв}}))$	41,5	52,5

41	Расход пара на подогреватель №3, кг/с	Формула (2.17) $D_3 = (G_{XBO}(i_{32} - i_{12})) / (i''_{0,7} - i_K)$ где $i_{32} = i_{41} = 4,19 t_{41}$, $i_{12} = 4,19 t_{12}$	0,11	0,15
42	Температура химообработанной воды после охладителя выпара деаэратора питательной воды, °C	Формула (2.19) $t_{52} = 1/4,19 (i_{42} + (D_{ВЫП} / G_{XBO}^1)(i''_D - i_K))$	84,6	83,4

№ пп.	Показатели	Метод определения	Режим	
			зимний	летний
43	Расход пара на деаэрацию питательной воды, кг/с	Формула (2.23) $D^1_D = (G_D i'_D + D_{ВЫП} i''_D) / i''_{0,7} - (G_{XBO} i_{52} + D^{0,15}_C i''_{0,15} + G_{ТЕХ} i_{ТЕХ} + (G_2 + G_3) i_K) / i''_{0,7}$	0,75	0,43
44	Температура подпиточной воды на входе в теплообменник Т№9, °C, допуская, что $G_{подп} \approx G_D$	Формула (2.16) при $t_{ГВ} = 65^\circ\text{C}$ $t_D = 100^\circ\text{C}$ $t_{92} = 80^\circ\text{C}$ $t_{92} = 1/4,19 (i_{92} + (G_D^2 / G_{подп})(i_D - i_{Г.В.}))$	45	45
45	Расход пара на подогрев подпиточной воды в Т№8, кг/с	Формула (2.17) $D_8 = (G_{подп}(i_{82} - i_{81})) / (i''_{0,7} - i_K)$ где $t_{82} = t_{91}$	0,31	0,32
46	Температура подпиточной воды	Формула (2.19)	81,1	81,3

	после охладителя выпара ДР2, °С	$t_{102}=1/4,19 (i_{92} + (D_{\text{ВЫП}}^2 / G_{\text{П}}) (i''_{\text{Д}} - i_{\text{К}}))$		
47	Расход пара на деаэрацию горячего водоснабжения, кг/с	$D_{\text{Д}}^2 = (G_{\text{Д}}^2 i'_{\text{Д}} + D_{\text{ВЫП}}^2 i''_{\text{Д}}) / i''_{0,7} - (G_{\text{ХВО}}^2 i_{102}) / i''_{0,7}$	0,29	0,27
48	Расчетный расход пара на собственные нужды, кг/с	Формула (2.24) $D_{\text{СН}}^{\text{Р}} = D_{\text{Д}}^1 + D_{\text{Д}}^2 + D_2 + D_3 + D_8$ (по п. 17)	1,98	1,41
49	Расчетная паропроизводительность ТГУ, кг/с	Формула (2.25) $D_{\text{КР}}^{0,7} = D_{\text{ТЕХ}} + D_{\text{СН}}^{\text{Р}} + D_{\text{ПОТ}} + D_{\text{С.Т}}$ (по п. 21 табл. 2.3)	2,18 14,48	1,22 8,41
50	Ошибка расчета, %	Формула (2.26) $\Delta = 100 (D_{\text{КР}}^{0,7} - D_{\text{К}}^{0,7}) / D_{\text{КР}}^{0,7}$	14,69 1,45<2	8,6 0,22<2

2.3. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Отопительные теплогенерирующие установки обеспечивают коммунально-бытовых потребителей тепловой энергией в виде горячей воды для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Тепловая мощность отопительной теплогенерирующей установки зависит от температуры наружного воздуха (см. рис. 1.3) и режимов потребления теплоты на горячее водоснабжение (см. рис. 2.7—2.9).

В рассмотренных ранее тепловых схемах производственно-отопительных теплогенерирующих установок с паровыми котельными агрегатами для отопительной нагрузки пар являлся промежуточным теплоносителем, что требовало установки сетевых пароводяных подогревателей, усложняло тепловую схему, водоподготовку и др. Водогрейные котельные агрегаты осуществляют непосредственный подогрев сетевой воды, благодаря чему капитальные затраты на водогрейные котельные агрегаты и вспомогательное оборудование ниже, чем при использовании паровых котельных агрегатов низкого давления, а тепловые схемы проще.

Однако при отсутствии в теплогенерирующей установке пара усложняются процессы подогрева мазута, требуется вакуумная деаэрация воды, имеющая энергетическое преимущество перед атмосферной, но более сложная в эксплуатации.

К работе водогрейных котельных агрегатов в тепловой схеме источника теплоты предъявляются следующие требования:

- гидродинамический режим котельного агрегата должен исключать возможность локального вскипания воды, не претерпевая значительных изменений во всем диапазоне тепловых нагрузок;

- температурный режим поверхностей нагрева не должен вызывать внешней низкотемпературной коррозии.

Выполнение указанных требований обеспечивается различными приемами организации потоков теплоносителя (рециркуляция и перемычка), а также регулированием отпуска тепловой энергии котельными агрегатами в тепловую сеть только путем изменения температуры воды на выходе из котельного агрегата.

Рассмотрим эти приемы регулирования на конкретном блоке водогрейного котельного агрегата (рис. 2.16). Вода из обратного трубопровода тепловой сети поступает с небольшим напором к сетевым насосам (НС). Во всасывающую линию сетевых насосов подается также вода, использованная

в тепловой схеме для собственных нужд источника теплоты, и подпиточная вода из блока водоподготовки, компенсирующая утечки в тепловой сети.

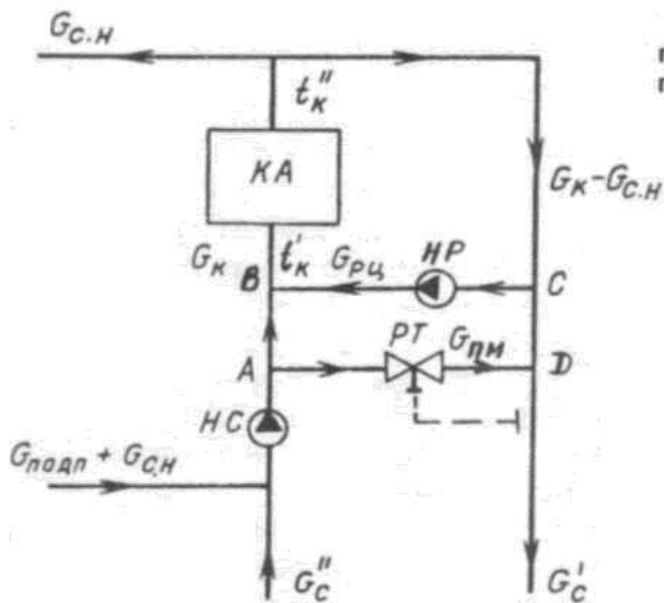


Рис. 2.16. Блок водогрейного котельного агрегата

Во избежание низкотемпературной коррозии перед вводом обратной сетевой воды в водогрейный котельный агрегат ее температура повышается путем подачи по линии рециркуляции СВ насосом НР расчетного количества уже подогретой в котельном агрегате воды. Минимальная температура воды $t_{c'}$ на входе в стальные водогрейные котлы при работе на газе и малосернистом мазуте принимается не ниже 70°C , а при работе на сернистом и высокосернистом мазуте — соответственно не ниже 90 и 110°C .

После подогрева в котельном агрегате вода разделяется на три потока: на собственные нужды $G_{СН}$ источника теплоты, на рециркуляцию $G_{РЦ}$ и в тепловую сеть $G_{С.}$ Рециркуляция воды требуется практически во всех режимах (за исключением максимально-зимнего режима при работе котельных агрегатов на газе и малосернистом мазуте по повышенному температурному графику $t_{c'} = 150$; $t_{c''} = 70^{\circ}\text{C}$), так как обратная сетевая вода имеет температуру ниже нормируемых минимальных значений $t'_{К.}$

При всех режимах работы, кроме максимально-зимнего, для обеспечения требуемой (по температурному графику) температуры воды в подающей линии тепловой сети t_c' необходимое количество обратной сетевой воды $G_{ПМ}$ через регулятор температуры (РТ) по переключке AD подается, минуя котельный агрегат, на смешивание с водой, выходящей из него G_K .

Температура воды и расходы по переключке $G_{ПМ}$, линии рециркуляции $G_{РЦ}$, сетевой воды G_C , подпиточной воды $G_{ПОДП}$ и горячей воды на собственные нужды источника $G_{СН}$ необходимо определить для следующих температур наружного воздуха:

- 1.) минимально-зимней;
- 2.) средней наиболее холодного месяца;
- 3.) средней за отопительный период;
- 4.) в точке излома температурного графика;
- 5.) летней.

Для перечисленных режимов важно определить также расход воды через котельный агрегат и сопоставить его с паспортными данными завода-изготовителя. Особо подлежит проверке гидродинамический режим котельного агрегата в летний период при минимальном теплоснабжении.

Результаты расчета пяти режимов работы тепловой схемы позволяют определить рациональное количество, единичную производительность и другие характеристики вспомогательного оборудования источника теплоты в соответствии с требованиями регулирования работы тепловых сетей для экономного расходования тепловой и электрической энергии.

Значительное влияние на тепловую схему и оборудование теплогенерирующей установки оказывают тип системы теплоснабжения (открытая или закрытая) и соотношение нагрузок на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение.

2.3.1. ЗАКРЫТЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Для тепловой схемы отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения характерны малые расходы подпиточной воды, компенсирующие утечки в тепловых сетях и потери в тепловой схеме.

При расчете блока котельного агрегата (см. рис. 2.16) можно руководствоваться следующими положениями:

1.) потери воды, кг/с, в закрытой системе теплоснабжения принимаются в размере 1,5—2% расхода сетевой воды;

$$G_{подн}^c = (0,015 \div 0,02) G_C ;$$

2.) потери воды, кг/с, в тепловой схеме источника теплоты принимаются в размере 25-30 % количества подпиточной воды $G_{подн}^c$, т.е.

$$G_{подн} = G_{подн}^c + G_{под} = (0,02 \div 0,025) G_C ;$$

(2.35)

3.) максимальные часовые расходы теплоты на собственные нужды принимаются в размере до 3% максимальной тепловой мощности теплогенерирующей установки.

Расход сетевой воды, кг/с, для нужд отопления и вентиляции в максимально-зимнем режиме составляет

$$Q_{ОВ}^C = Q_{ОВ}^P / (4,19 (t^{\circ}C - t^{\circ}C))$$

где $Q_{ОВ}^P$ — расчетная нагрузка отопления, вентиляции в максимально-зимнем режиме, кВт.

В других расчетных режимах расход сетевой воды для отопления и вентиляции рассчитывается для заданных температур $t_{\text{нв}}$ наружного воздуха по формуле

$$Q_{\text{ОВ}} = Q_{\text{ОВ}}^p (t_{\text{вн}}^p - t_{\text{нв}}) / (t_{\text{нв}}^p - t_{\text{ро}}) \quad (2.37)$$

где t_o^p — температура наружного воздуха при максимально-зимнем режиме (расчетная отопления), °C; $t_{\text{вн}}^p$ — температура воздуха в отапливаемом помещении (принимается +18°C).

Расход сетевой воды, кг/с, горячего водоснабжения (при параллельном включении теплообменников горячего водоснабжения с системой отопления и вентиляции см. п. 2.1) составит

$$G_{\text{с.г}}^c = \frac{Q_{\text{с.г}}}{4,19(t_c' - t_o')} \quad (2.38)$$

Расход воды в подающей магистрали тепловой сети

$$G_c = \frac{Q_{\text{о.г}} + Q_{\text{с.г}}}{4,19(t_c' - t_c'')} = G_{\text{о.г}}^c + G_{\text{с.г}}^c \quad (2.39)$$

Определенные затруднения при расчете тепловой схемы вызывает определение расходов по линии рециркуляции $G_{\text{РЦ}}$ и по перемычке $G_{\text{ПМ}}$. Точный расчет приходится проводить методом последовательных приближений с учетом:

- а) расхода горячей воды на собственные нужды;
- б) изменения температуры (энтальпии) обратной сетевой воды $G_{\text{с}}$ после подачи в нее подпиточной воды и отработавшей в тепловой схеме воды, использованной на собственные нужды.

Если допустить, что перечисленные факторы не оказывают существенного влияния на точность расчета, то в первом приближении расход по линии рециркуляции G_{pc} и по перемычке G_{pm} можно определить, составив уравнения материального и теплового баланса соответственно для узлов В и D (см. рис. 2.16).

Составим расчетную схему узла смешивания В на рециркуляционной линии (рис. 2.17, а).

Уравнение материального баланса потоков воды позволит определить расход G_X , кг/с:

$$G_x + G_{pc} - G_k = 0$$

или

$$G_x = G_k - G_{pc}$$

Используя уравнение теплового баланса, можно определить расход воды на рециркуляцию

$$G_k i'_k = G_x i'_c + G_{pc} i'_k$$

или

$$G_k i'_k = (G_k - G_{pc}) i'_c + G_{pc} i'_k$$

После выделения искомой величины G_{pc} получим

$$G_{pc} = \frac{G_k (i'_k - i'_c)}{(i'_k - i'_c)} = \frac{G_k (t'_k - t'_c)}{(t'_k - t'_c)}.$$

(2.40)

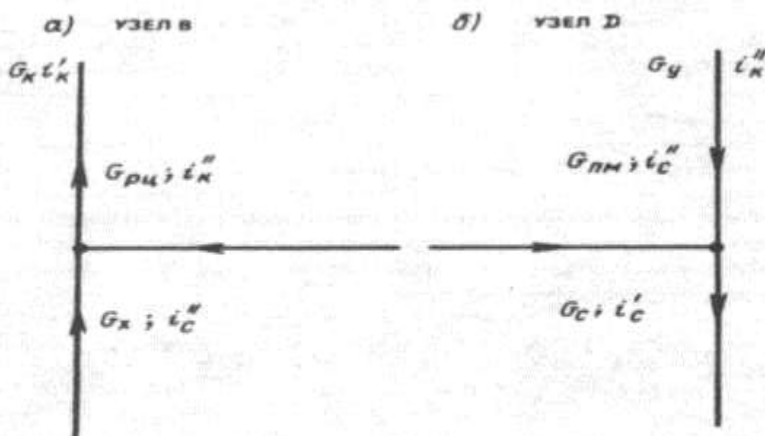


Рис. 2.17. К расчету расходов по линии рециркуляции и переемычке

Аналогично решим узел Д смешения на линии переемычки (рис. 2.17, б).

Уравнение материального баланса позволяет определить неизвестный расход G_Y , кг/с:

$$G_Y = G_C - G_{пм}.$$

а уравнение теплового баланса — найти расход воды по переемычке:

$$G_C i'_C = (G_C - G_{пм}) i''_K + G_{пм} i''_C$$

или

$$G_{pц} = \frac{G_C (i''_K - i'_C)}{(i''_K - i''_C)} = \frac{G_C (t''_K - t'_C)}{(t''_K - t''_C)}.$$

(2.41)

Входящий в формулу (2.40) расход воды через котельные агрегаты G_K по условиям их работы принимается постоянным при различных режимах и может быть определен для максимально-зимних условий, так как при этом режиме температуры воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети соответствуют номинальным параметрам теплоносителя в котельном

агрегате $t''_k = t'_c = 150^\circ\text{C}$, $t'_k = t''_c = 70^\circ\text{C}$, поэтому расходы по линии рециркуляции $G_{PC} = 0$ и по перемычке $G_{PM} = 0$. Следовательно,

$$G_k^p = \frac{Q_{o.g}^p + Q_{c.g}^p}{4,19(t''_k - t'_k)}. \quad (2.42)$$

Для других режимов работы источника теплоты расход воды через котельный агрегат останется постоянным и с учетом расхода на собственные нужды (в объеме 1—3% максимальных расходов) составит

$$\begin{aligned} G_k &= \frac{Q_{o.g} + Q_{c.g} + (0,01 \div 0,03)(Q_{o.g}^p + Q_{c.g}^p)}{4,19(t''_k - t'_k)} = \\ &= \frac{Q_k}{4,19(t''_k - t'_k)}. \end{aligned} \quad (2.43)$$

Завершающим этапом расчета блока котельного агрегата будет определение температуры воды на выходе из котельного агрегата при различных режимах его работы, полагая, что $GK = \text{const}$ и $t'_K = \text{const}$:

$$Q_k = G_k 4,19(t''_k - t'_k) = Q_{o.g} + Q_{c.g} + Q_{c.n}$$

или

$$t''_k = t'_k + \frac{Q_c}{4,19 G_k}. \quad (2.44)$$

Блок водоподготовки отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения (рис. 2.18) предназначен для подготовки

необходимого количества умягченной и деаэрированной воды, компенсирующего все потери теплоносителя.

Процесс обработки воды будет включать следующие стадии: повышение давления в насосах исходной воды (НИ) ; подогрев исходной воды в Т №1 до температур, исключающих конденсацию водяных паров из воздуха на внешних поверхностях вспомогательного оборудования ($t_{12} = 20 \div 25^\circ\text{C}$); химводоочистка (обычно одна ступень умягчения) ; догрев химобработанной воды в подогревателе Т №2; вакуумная термическая деаэрация воды и подача подпиточной воды насосами (ПН) в тепловую сеть.

Источником теплоты для осуществления процессов обработки воды является горячая вода, забираемая на выходе из котельного агрегата, имеющая максимальную температуру в тепловой схеме.

При использовании водогрейных котельных агрегатов, работающих на сетевой воде, в большинстве случаев можно ограничиться одной ступенью умягчения воды в узле ХВО, для вакуумной термической деаэрации (при $t_d = 70^\circ\text{C}$) требуется создать разрежение в вакуумном деаэраторе (ВДР) около $P_{\text{РАЗР}} \approx 0,03$ МПа. Разрежение может создаваться откачиванием выпара из ВДР вакуумными насосами или водоструйными эжекторами ЭР, работающими от насосов рабочей воды НР. Рабочая вода циркулирует в контуре эжектора, а откачиваемый выпар выводится в атмосферу из бака рабочей воды БРВ.

Температура умягченной воды, поступающей на деаэрацию после теплообменника Т №2, принимается $t_{22} = 60 \div 65^\circ\text{C}$.

В тепловых схемах источника теплоты с закрытой системой теплоснабжения теплоту, выносимую с выпаром $D_{\text{вып}}$, в расчетах обычно не учитывают с целью их упрощения и ввиду относительно малого расхода $D_{\text{вып}}$.

Расход греющей воды на деаэрацию, кг/с, определяется по уравнению теплового баланса деаэратора:

$$G_{г.д} i'_k + G_{хво} i'_{22} = D_{\text{вып}} i'_d + (G_{хво} + G_{г.д}) i'_d;$$

$$G_{г.д} = \frac{D_{\text{вып}} i'_d + G_{хво} (i'_d - i'_{22})}{i''_k - i'_d}.$$

(2.45)

Расчет принципиальной тепловой схемы рассмотрим на примере отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения (рис. 2.19).

Исходные данные для расчета (табл. 2.4): котельные агрегаты — водогрейные, стальные; вид топлива — газ.

Тепловые нагрузки теплогенерирующей установки (с учетом тепловых потерь во внешних сетях) в максимально-зимнем режиме: на отопление и вентиляцию — 45 МВт; на горячее водоснабжение — 15 МВт. Тепловые сети работают по отопительному повышенному температурному графику $t_c^i = 150^\circ\text{C}$, $t_c^{\text{н}} = 70^\circ\text{C}$. Для горячего водоснабжения принимается параллельная схема подогрева воды у абонентов.

Расчетные температуры наружного воздуха для пяти характерных режимов работы: максимально-зимняя $t_o^p = -26^\circ\text{C}$; средняя наиболее холодного месяца $t_x^{cp} = -9,3^\circ\text{C}$; средняя отопительного сезона $t_o^{cp} = -3,7^\circ\text{C}$; в точке излома температурного графика $t_{изл}$ определяется после построения температурного графика (рис. 2.20); летняя $t_l = +8^\circ\text{C}$.

Температура исходной воды $t_{исх}^3 = 5^\circ\text{C}$; $t_{исх}^1 = 15^\circ\text{C}$. Деаэрация — термическая вакуумная.

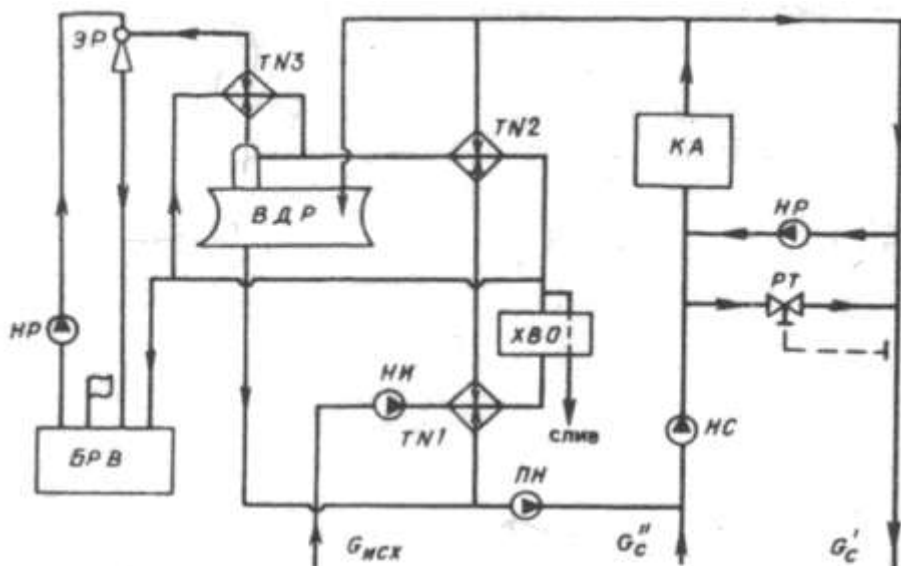


Рис. 2.19. Принципиальная тепловая схема отопительной теплогенерирующей установки с закрытой двухтрубной системой теплоснабжения

Рис. 2.20. Температурный график к расчету принципиальной тепловой схемы отопительной теплогенерирующей установки

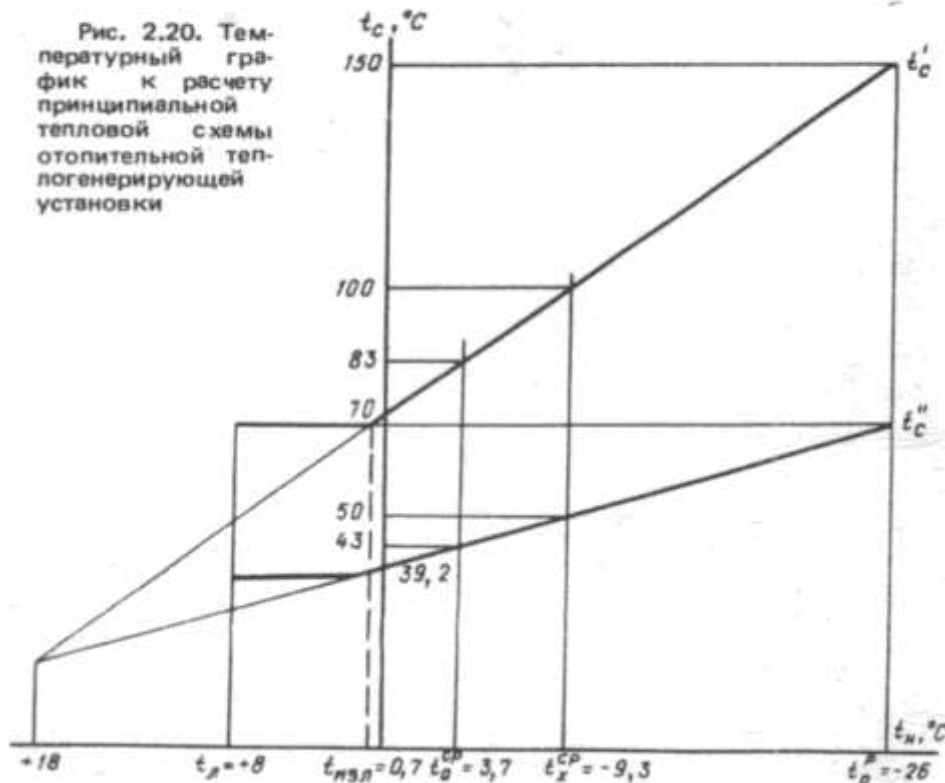


Таблица 2.4. Исходные данные и результаты расчета принципиальной тепловой схемы отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения.

№ пп.	Параметры	Метод определения	Расчетные режимы				
			макс. зимний	ср. наиболее холодного месяца	ср. отопитель ного периода	тч. излома темпер. графика	летний
1	Температура наружного воздуха $t_{\text{нв}}$, °C	Климатологические табл. (12), температурный график (рис.2.20)	-26	-9.3	-3.7	+0.7	+8
2	Расход теплоты, МВт : -на отопление, вентиляцию -на горячее водоснабжение	Формула (2.37) $Q_{\text{ОВ}}^{\text{P}} = (t_{\text{ВН}}^{\text{P}} - t_{\text{НВ}}) / (t_{\text{ВН}}^{\text{P}} - t_{\text{О}}^{\text{P}})$ По заданию, формула (2.27) $Q_{\text{ГВ}}^{\text{Л}} = 0,82 Q_{\text{ГВ}}^3$	45 15	17,9 15	22,2 15	17,7 15	- 12.3
3	Общая	$Q_{\text{Т}} = Q_{\text{ОВ}} + Q_{\text{ГВ}}$	60	42,9	37,1	32,7	12,3

	тепловая мощность теплогенер ирующей установки (без учета потерь и расхода на собственны е нужды), МВ т						
4	Температур а прямой сетевой воды на выходе из теплогенер ирующей установки, °С	По температурному графику, $t'_{\text{с}}$ (см. рис. 2.20)	150	100	83	70	70

Продолжение табл. 2.4

№ пп.	Параметры	Метод определения	Расчетные режимы				
			макс. зимний	ср. наиболее холодного месяца	ср. отопитель ного периода	тч. излома темп. графика	летний
5	Температура обратной сетевой воды на входе в теплогенерирующую установку, °С	По температурному графику, t''_C (см. рис. 2.20)	70	50	43	39,2	39,2
6	Расход сетевой воды, кг/с : -на	Формула (2.36) $G_{ОВ} = Q_{ОВ} / (4,19 (t'_C - t''_C))$	134,2	133,2	132,5	137,2	-

	отопление и вентиляцию -на горячее водоснабжение -общий						
7	Расход воды на подпитку и потери в тепловой схеме, кг/с	Формула (2.38) $G_{ГВ} = Q_{ГВ} / (4,19 (t'_{C} - t''_{C}))$	44,7	71,6	89,5	116,2	95,3
8	Расход теплоты на собственные нужды теплогенерирующей установки, МВт	Q_{CH} (предварительно принимается до 3 % от Q_T)	1,0	1,0	1,0	1,0	0,5
9	Общая тепловая	$Q_K = Q_{ОВ} + Q_{ГВ} + Q_{CH}$	61	43,9	38,1	33,7	12,8

	мощность теплогенер ирующей установки с учетом затрат теплоты на собственны е нужды, МВт						
--	---	--	--	--	--	--	--

10 *	Расход воды, кг/с, через котельные агрегаты теплогенери рующей установки	Формула (2.43) $G_K = Q_K / (4,19(t''_K - t'_K)) = 61 / (4,19 (150 - 70))$ (определяется по расчетному режиму, постоянному во всех режимах)	182,0	182,0	182,0	182,0	182,0
11	Температур а воды на выходе из котельного агрегата	$t''_K = t'_K + Q_K / 4,19G_K$	150	127,6	120,0	114,2	86,8

	при $t'_K = 70$ $^{\circ}\text{C} = \text{const}$						
12	Расход воды (через котельный агрегат) на собственные нужды, кг/с, при $t'_K = 70^{\circ}\text{C}$	$G_{CH} = Q_{CH} / 4,19 (t''_K - t'_K)$	3,0	4,1	4,8	5,4	7,1
13	Расход воды, кг/с, на линии рециркуляции при $t'_K = 70^{\circ}\text{C}$	Формула (2.40) $G_{PC} = G_K (t'_K - t''_C) / (t''_K - t''_C)$	0	46,9	63,9	74,7	117,8
14	Расход воды, кг/с : -по перемычке- исходной	Формула (2.41) $G_{ПМ} = G_C (t'_K - t'_C) / (t''_K - t''_C)$ Формула (2.12) $G_{ИСХ} = (1,15 \div 1,2) G_{ХВО}$ (принимая $G_{ХВО} = G_{ПОДП}$ см п.7)	0 4,37	74,5 5,03	109,1 5,45	153,8 6,27	33,9 2,38

15	Расход греющей воды на теплообменник химочищенной воды Т№2. кг/с	$G_{\Gamma} = G_{\Gamma 2} = G_{\text{ХВО}} (t''_{\text{ХВО}} - t'_{\text{ХВО}}) / (t_{21} - t_{22}),$ принимаем $t''_{\text{ХВО}} = 65^{\circ}\text{C};$ $t'_{\text{ХВО}} = t''_{\text{ИСХ}} = 25^{\circ}\text{C};$ $t_{21} = t''_{\text{К}}; t_{22} = 70^{\circ}\text{C}.$	1,82	2,91	3,63	4,72	4,71
----	--	---	------	------	------	------	------

16	Температура греющей воды после теплообменника исходной воды Т№1, °C	Принимаем $G_{\Gamma} = G_{\Gamma 2}$ $t_{11} = t_{22} = 70^{\circ}\text{C};$ $t_{\text{ИСХ}} = +5^{\circ}\text{C}-\text{зима};$ $t'_{\text{ИСХ}} = +15^{\circ}\text{C}-\text{лето};$ $t''_{\text{ИСХ}} = 25^{\circ}\text{C};$ $t_{12} = t_{11} G_{\text{ИСХ}} (t''_{\text{ИСХ}} - t'_{\text{ИСХ}}) / G_{\Gamma 1}$	22,0	35,4	40,0	43,4	65,0
17	Расход пара	Формула (2.18) $D_{\text{вып}} = d G'_{\text{д}},$	0,01	0,01	0,01	0,01	0,004

	из деаэрато ра, кг/с	$G_d = G_{xvo}$	(в дальнейшем эти значения в расчете не учитываются)				
18	Расход греющей воды на деаэрати ю, кг/с	Формула (2.46)- без учета выпара $G_{г.д} = G_{xvo} (t_d - t_{22}) / (t''_k - t_d)$	0,23	0,36	0,45	0,59	0,6
19	Расчетны й расход воды, кг/с : -на собствен ные нужды	$G^p_{сн} = G_d + G_г$ (см. рис. 2.18) Определяется в расчетном режиме $G^p_k = G^p_{сн} + (Q_{ов} + Q_{гв}) / 4,19 (t''_k - t_k)$	2,05 181,1	3,27 182,3	4,08 183,1	5,31 184,31	5,31 184,3

	-через котельны й агрегат						
20	Относите льная погрешно сть расчета, %	$\Delta = (G^P_K - G_K) / G^P_K < 2$ (G_K принимается по п.10)	0,5	0,2	0,6	1,25	1,25

*Расчет тепловой схемы выполнен (в учебных целях) для условий работы при расчетных режимах всех установленных котельных

агрегатов теплогенерирующей установки. При уменьшении числа работающих котельных агрегатов соответственно уменьшается и G_K .

2.3.2. ОТКРЫТЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Основные особенности тепловой схемы отопительной теплогенерирующей установки с открытой системой теплоснабжения обусловлены большими расходами сетевой воды, поступающей к водоразборным кранам потребителей горячего водоснабжения, так как компенсация этого разбора осуществляется в блоке водоподготовки источника теплоты (см. п. 1.1, 1.2, 2.3.1). Влияние этих особенностей на тепловую схему теплогенерирующей установки с водогрейными котельными агрегатами сказывается не столь существенно по сравнению с источниками теплоты с паровыми котельными агрегатами (см. п. 2.2.2), где требуется организация раздельной водоподготовки двух потоков теплоносителя: для питания паровых котельных агрегатов и подпитки тепловых сетей, включая горячее водоснабжение.

Неравномерность потребления горячей воды (см. рис. 2.7,6) и повышенные затраты теплоты на собственные нужды делают особенно важной задачу выравнивания суточного графика нагрузок горячего водоснабжения. Наиболее простое решение — включение в состав тепловой схемы баков-аккумуляторов для подпиточной воды. Установка баков-аккумуляторов позволяет не только выровнять график нагрузок на оборудование источника теплоты, но и уменьшить расчетную производительность вспомогательного оборудования (до среднечасовых значений за сутки). Суммарный объем баков-аккумуляторов принимается в 6—8 раз больше среднечасового за сутки расхода воды на горячее водоснабжение.

Повышенные требования к качеству сетевой воды в открытых системах теплоснабжения при больших расходах подпиточной воды, использование вакуумной деаэрации и баков-

аккумуляторов делают перечисленную группу оборудования вторым по значению элементом тепловой схемы после водогрейного котельного агрегата.

Состав и режимы работы оборудования источника теплоты наиболее удобно изучать на конкретном примере. Рассмотрим принципиальную тепловую схему отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения (рис. 2.21).

Тепловые и гидродинамические режимы водогрейных котельных агрегатов, узлов рециркуляции и перемычки, создание разрежения в вакуумном деаэраторе и др. были рассмотрены ранее (см. п. 2.3.1). Более подробно остановимся на влиянии водоразбора из тепловой сети на режимы работы оборудования тепловой схемы, рассмотрим зимний и летний режимы работы тепловой схемы.

Для функционирования открытой двухтрубной системы теплоснабжения в максимально-зимнем режиме в тепловую сеть может подаваться только сетевая вода на отопление и

вентиляцию $G_{o.в}^c$. Нагрузка горячего водоснабжения удовлетворяется обратной сетевой водой, поступающей с температурой $t_{c.с}'' = 70^\circ\text{C}$ непосредственно к водоразборным кранам ГВ. Часть воды от местных систем ГВ по циркуляционной линии $G_{ц}$ возвращается в обратный трубопровод. Циркуляция горячей воды предотвращает ее охлаждение в подводящих трубопроводах при суточных минимумах потребления. В местных системах циркуляционная вода проходит через полотенцесушители и охлаждается до принимаемой температуры $45 \div 40^\circ\text{C}$. Расход циркуляционной воды, кг/с, принимается равным

$$G_{ц} = (0,05 \div 0,1) G_{c.в}^{номп}. \quad (2.47)$$

Среднечасовой за сутки расход горячей воды, поступающей к потребителю $G_{c.в}^{номп}$, является расчетной величиной, постоянной и не зависящей от сезона и режима работы. Он определяется исходя из нагрузки горячего водоснабжения по формуле

$$G_{c.в}^{номп} = \frac{Q_{c.в}}{4,19(t_{c.в}' - t_{исх})}, \quad (2.48)$$

где $t'_{г.в}$ — температура горячей воды в водоразборном кране у потребителя, принимается $t'_{г.в} = 60-70^{\circ}\text{C}$; $t_{исх}$ — температура исходной воды: для зимы $t_{исх} = +5$, для лета $t_{исх} = +15^{\circ}\text{C}$.

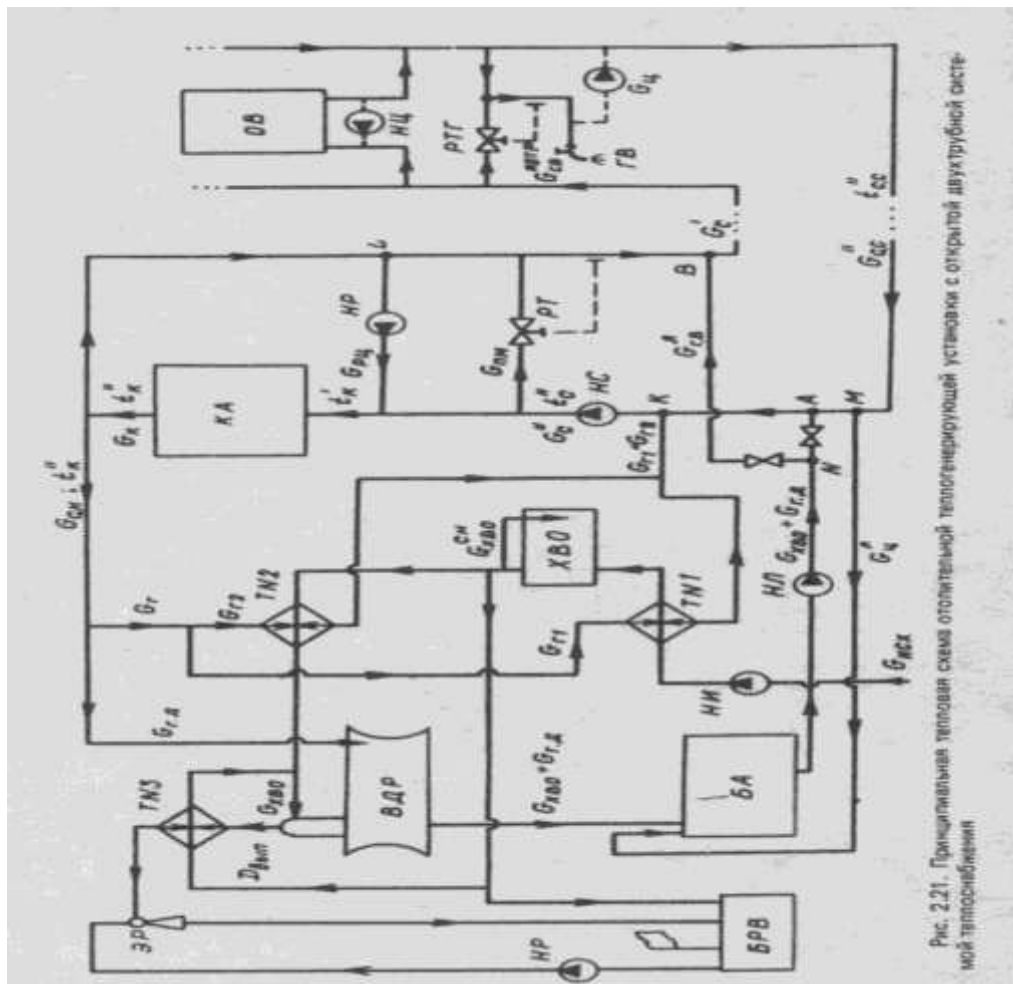


Рис. 2.21. Принципиальная тепловая схема отопительной теплоэнергетической установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения

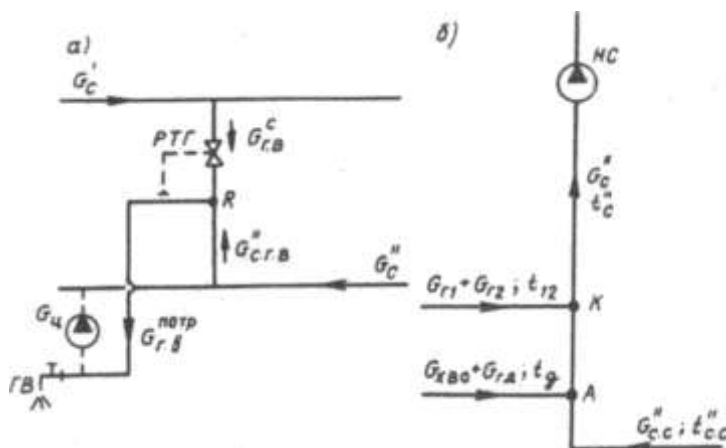


Рис. 2.22. К расчету узлов смешения потребителя горячей воды (а) и тепловой схемы (б)

Таким образом, в максимально-зимнем режиме к потребителю поступает обратная сетевая вода в количестве $G_{c.б}^{номп}$. При других режимах работы в течение отопительного периода температура обратной сетевой воды снижается ниже нормируемых для горячего водоснабжения температур, поэтому в принятой схеме узла приготовления горячей воды в местных системах ГВ к обратной сетевой воде через регулятор температуры (РТГ) подмешивается необходимое количество прямой сетевой воды.

Для определения расхода сетевой воды из подающего трубопровода на цели горячего водоснабжения рассмотрим узел смешения R у потребителя горячей воды (рис. 2.22, а). В уравнении теплового баланса узла смешения расход горячей воды у потребителя выражен как сумма расходов, кг/с, сетевой воды из подающего $G_{c.б}^c$ и обратного трубопроводов:

$$(2.49) \quad G_{c.б}^{номп} = G_{c.б}^c + G_{c.б}^h.$$

Уравнение теплового баланса узла R смешения

$$G_{c.б}^{номп} i'_{c.б} = G_{c.б}^c i'_c + G_{c.б}^h i'_c.$$

решаемое совместно с уравнением (2.49), позволяет определить расход сетевой воды для целей горячего водоснабжения, добавляемый к расходу сетевой воды на отопление и вентиляцию:

$$G_{\text{с.в}}^c = \frac{G_{\text{с.в}}^{\text{норм}} (\dot{i}_{\text{с.в}}' - \dot{i}_{\text{с.с}}')}{\dot{i}_{\text{с}}' - \dot{i}_{\text{с.с}}'} = \frac{G_{\text{с.в}}^{\text{норм}} (\dot{t}_{\text{с.в}}' - \dot{t}_{\text{с.с}}')}{\dot{t}_{\text{с}}' - \dot{t}_{\text{с.с}}'}. \quad (2.50)$$

Полный расход сетевой воды, кг/с, на нужды горячего водоснабжения определяется с учетом (кроме максимально-зимнего) циркуляционного расхода

$$G_{\text{с.в}}' = G_{\text{с.в}}^c + G_{\text{ц}} = G_{\text{с.в}}^c + (0,05 \div 0,1) G_{\text{с.в}}^{\text{норм}}. \quad (2.51)$$

Полный расход воды на подпитку тепловой сети и горячее водоснабжение можно определить, предварительно сложив все потери теплоносителя (без учета выпара) :

$$G_{\text{хвп}} = G_{\text{подп}} + G_{\text{с.в}}^{\text{норм}}, \quad (2.52)$$

где расход $G_{\text{подп}}$ определяется по формуле (2.35) с учетом утечек теплоносителя в тепловых сетях и в тепловой схеме.

Компенсация водоразбора и утечек в тепловой сети будет осуществляться в блоке водоподготовки, где исходная вода проходит весь цикл химической обработки и вакуумной деаэрации аналогично рассмотренному в п. 2.3 и 2.3.1. Подогрев исходной воды в теплообменниках Т №1 и Т №2 и ее деаэрация потребуют соответствующего расхода горячей воды, забираемой от котлов в количестве

$$G_{\text{с.н}} = G_{\Gamma 1} + G_{\Gamma 2} + G_{\Gamma \text{Д}}.$$

Однако в процессе расчета для определения указанных расходов необходимо знать температуры греющей воды (например t_k''), определить которые можно, только предварительно задавшись расходом теплоты Q_{CH} на собственные нужды.

Удовлетворительную сходимость принятых и расчетных величин удастся получить, принимая расход теплоты, МВт, на собственные нужды в размере

$$Q_{c.n} = (1,03 \div 1,05) G_{xvo} (i_{z.g} - i_{исх}), \quad (2.53)$$

где $i_{z.g}$ — энтальпия воды, поступающей на горячее водоснабжение; $i_{z.g} = 4,19 t_{ГВ}$ кДж/кг; $i_{исх}$ — энтальпия исходной воды, кДж/кг.

Расход теплоты для горячего водоснабжения включен в Q_{CH} , так как подпиточная вода после вакуумного деаэратора в баках-аккумуляторах имеет температуру $t_d = 70^\circ\text{C}$ и, следовательно, ее нагрев для целей горячего водоснабжения уже осуществлен в схеме водоподготовки.

Общая тепловая мощность теплогенерирующей установки, МВт, может быть принята:

$$Q_k = Q_{o.g} + Q_{c.n}. \quad (2.54)$$

Наличие в баках-аккумуляторах подпиточной воды в количествах и с температурой, соответствующих целям горячего водоснабжения, позволяет в летнее время при отсутствии отопительно-вентиляционной нагрузки подавать эту воду непосредственно в тепловую сеть. По обратному трубопроводу в источник теплоты будет возвращаться только циркуляционная вода от местных систем горячего водоснабжения (ГВ), которая направляется через узел М в баки-аккумуляторы.

Таким образом, в летний период можно отключить водогрейный котельный агрегат от тепловой сети на участке МА обратного трубопровода и на участке В подающего трубопровода. Расход воды на горячее

водоснабжение $G_{г.в}^c$ будет подаваться в подающий трубопровод непосредственно из баков-аккумуляторов по линии В подпиточными насосами НЛ, которые в этом случае называют "летними".

Котельные агрегаты в летнее время оказываются включенными только на нагрузку Q_c н (в которую входит нагрузка горячего водоснабжения). Расход воды через котельные агрегаты складывается из потоков использованной для целей водоподготовки греющей воды от Т №1 и Т №2, поступающей в узел К, и от деаэрата ВДР, поступающей в узел А на всасывающую линию насосов НС.

При работе в отопительный период необходимо учитывать, что вследствие больших расходов воды через узел водоподготовки подаваемая в обратный трубопровод подпиточная и использованная греющая вода (узлы А и К) смешивается с обратной сетевой водой и существенно изменяет температуру потока. Для определения конечной температуры рассмотрим уравнение теплового баланса узла смешения АК (рис. 2.22,б") (пренебрегая расходом выпара из деаэрата) :

$$G_c'' i_c'' = (G_{г1} - G_{г2}) i_{12} + (G_{хво} + G_{г.д}) i_o' + G_{c.c}'' 4,19 t_{c.c}'' \quad (2.55)$$

Входящий в уравнение расход $G_{c.c}''$ поступающий в тепло-генерирующую установку из тепловой сети, принимается равным: для отопительного периода $G_{c.c}'' = G_c' - G_{г.в} - G_{nom}$; для летнего периода $G_{c.c}'' = 0$, так как циркуляционный расход $G_{ц}^л$ поступает сразу в баки-аккумуляторы (см. рис. 2.21).

Расход G''_C , проходящий через сетевые насосы (НС) (без учета выпара), определяется по уравнениям :
для отопительного периода

$$G''_C = G'_C + G_{CH} = G'_C + G_{Г1} + G_{Г2} + G_{ГД} ;$$

для летнего периода

$$G''C = GCH.$$

Используя уравнение (2.55), можно получить расчетную формулу для определения конечной температуры, °C, после смешения потоков

$$(2.57) \quad t''_c = (G_{Г1} + G_{Г2}) i_{12} + (G_{ХВО} + G_{ГД}) i'_д + G''_{CC} 4,19 t''_{CC}$$

Затем определяются потоки теплоносителя по линии рециркуляции и через переемычку.

На завершающем этапе правильность расчета режимов работы тепловой схемы контролируется проверкой соответствия принятых и полученных в результате расчета величин.

Расчет принципиальной тепловой схемы рассмотрим на примере отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения (см. рис. 2.21). Исходные данные для расчета (табл. 2.5) : котельные агрегаты – водогрейные, стальные; вид топлива – газ; тепловые нагрузки теплогенерирующей установки (с учетом тепловых потерь во внешних сетях) в максимально-зимнем режиме: на отопление и вентиляцию 45 МВт ; на горячее водоснабжение-15 МВт.

Тепловые сети – двухтрубные, работающие по отопительному повышенному температурному графику $t'_c = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t''_c = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$

Система горячего водоснабжения – открытая.

Расчетные температуры наружного воздуха для пяти характерных режимов работы: максимально- зимняя $t_{00} = -26\text{ }^{\circ}\text{C}$; средняя наиболее холодного месяца $t_{Х}^{CP} = -9,3\text{ }^{\circ}\text{C}$;средняя отопительного сезона $t_{О}^{CP} = -3,7\text{ }^{\circ}\text{C}$; точка излома температурного графика $t_{изл}$ определяется после построения температурного графика (см. рис. 2.20) ; летняя $t_{Л} = +8\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Температура исходной воды $t_{исх}^3 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{исх}^Л = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Деаэрация – термическая вакуумная.

Таблица 2.5. Исходные данные и результаты расчета принципиальной тепловой схемы отопительной теплогенерирующей установки с открытой системой теплоснабжения.

№ пп.	Параметры	Метод определения	Расчетные режимы				
			макс. зимний	ср. наиболее холодного месяца	ср. отопительного периода	тч. излома темп. графика	летний
1	Температура наружного воздуха $t_{\text{нв}}$, °С	Климатологические табл. (12), температурный график (рис.2.20)	-26	-9.3	-3.7	+0.7	+8
2	Расход теплоты, МВт : -на отопление, вентиляцию -на горячее водоснабжение	Формула (2.37) $Q_{\text{ОВ}}^{\text{р}} = (t_{\text{вн}}^{\text{р}} - t_{\text{нв}}) / (t_{\text{вн}}^{\text{р}} - t_{\text{по}}^{\text{р}})$ По заданию , формула (2.27) $Q_{\text{ГВ}}^{\text{л}} = 0,82 Q_{\text{ГВ}}^3$	45 15	27,9 15	22,2 15	7,7 15	- 12.3
3	Общая тепловая мощность теплогенерирующей	$Q_{\text{Т}} = Q_{\text{ОВ}} + Q_{\text{ГВ}}$	60	42,9	37,1	32,7	12,3

	установки (без учета потерь и расхода на собственные нужды), МВт						
4	Температура прямой сетевой воды на выходе из теплогенерир ующей установки, °С	По температурному графику, $t'_{\text{с}}$ (см. рис. 2.20)	150	100	83	70	70
5	Температура обратной сетевой воды на входе в теплогенерир ующую установку, °С	По температурному графику, $t''_{\text{сс}}$ (см. рис. 2.20) Летом температура циркуляционной воды $G_{\text{ц}}$ принимается $t''_{\text{сс}} =$ $45 \div 40$ °С	70	50	43	39,2	40,0

№ пп.	Параметры	Метод определения	Расчетные режимы				
			макс. зимний	ср. наиболее холодного месяца	ср. отопительного периода	тч. излома темпер. графика	летний
6	Расход сетевой воды, кг/с, на отопление и вентиляцию	Формула (2.36) $G_{ОВ} = Q_{ОВ} / (4,19 (t'_{С} - t''_{С}))$	134,2	133,2	132,5	137,2	-
7	Расход горячей воды у потребителя, кг/с	Формула (2.48) $G_{ПОТР_{ГВ}} = G_{ГВ} / 4,19 (t'_{ГВ} - t_{исх})$	55,1				
8	Расход сетевой воды на	Формула (2.50) $G_{С_{ГВ}} = G_{ПОТР_{ГВ}} (t'_{ГВ} - t''_{СС})$	0	22,0	37,2	55,1	55,1

	горячее водоснабжение, кг/с						
9	Раасход циркуляционной воды, кг/с	$G_{Ц} = (0,05 \div 0,1) G_{ГВ}^{ПОТР}$	0,5				
10	Полный расход сетевой воды, кг/с	$G'_{С} = G_{ОВ} + G_{ГВ}^С + G_{Ц}$	134,7	155,7	170,2	192,8	55,6
11	Расход воды на подпитку тепловых сетей и потери в тепловой схеме, кг/с	Формула (2.35) $G_{ПОДП} = G_{ПОДП}^С + G_{ПОТЕРЬ} = (0,015 \div 0,025) G'_{С}$	2,7	3,1	3,4	3,9	1,1
12	Расход воды на подпитку и горячее водоснабжение	Формула (2.52) $G_{ХВО} = G_{ПОДП} + G_{ГВ}^{ПОТР}$	52,8	52,8	58,5	59,0	56,2

	ние, кг/с						
13	Расход теплоты на собственны е нужды, МДж	Принимается по формуле (2.53) $Q_{CH} = (1,05 \div 1,02)$ $G_{XBO} (i'_{ГВ} - i_{ИСХ})$	16,3	16,4	16,5	16,6	13,2

№ пп.	Параметр ы	Метод определения	Расчетные режимы				
			макс. зимний	ср. наиболее холодного месяца	ср. отопител ьного периода	тч. излома темп. графика	летний

14	Общая тепловая мощность Т ГУ, МВт	$Q_K = Q_{ОВ} + Q_{CH}$	61,3	44,3	38,7	34,3	13,2
15	Расход воды, кг/с, через котельные	Формула (2.43) $G_K = Q_K / (4,19(t''_K - t'_K))$	183,0	183,0	183,0	183,0	61,0*

	агрегаты*, у спиновленн ые в теплогенер ирующей установке, кг/с						
16	Температур а воды на выходе из котельного агрегата при $t'_K = 70$ $^{\circ}\text{C} = \text{const}$	Формула (2.44) $t''_K = t'_K + Q_K / 4,19 G_K$	150	127,8	120,5	114,7	121,6
17	Расход воды (через котельный агрегат) на собственны е нужды, кг/с, при t'_K $= 70^{\circ}\text{C}$	$G_{CH} = Q_{CH} / 4,19 (t''_K - t'_K)$	48,6	67,7	78,0	88,6	61,0

18	Расход исходной воды, кг/с	Формула (2.12) $G_{ИСХ}=(1,15 \div 1,2) G_{ХВО}$	69,4	69,8	70,2	70,8	67,4
19	Расход греющей воды на теплообменник, кг/с: химочищенной воды Т№2; исходной воды Т№1	$G_{Г1} = G_{ХВО} (t''_{ХВО} - t'_{ИСХ}) / (t_{21} - t_{22})$, принимаем $t''_{ХВО}=65^{\circ}\text{C}$; $t_{21} = t''_{К}$; $t_{22}=70^{\circ}\text{C}$. $G_{Г2} = G_{ИСХ} (t''_{ИСХ} - t'_{ИСХ}) / (t_{11} - t_{12})$, принимаем $t'_{ИСХ}=25^{\circ}\text{C}$; $t'_{11} = t''_{К}$; $t_{12}=70^{\circ}\text{C}$.	28,9 17,35	40,3 24,2	46,3 27,8	52,8 31,6	43,5 13,1
20	Расход пара из деаэратора, кг/с	Формула (2.18) $D_{ВЫП} = d G_{Д} = d G_{ХВО}$, $G_{Д} = G_{ХВО}$	0,12	0,12	0,12	0,12	0,11

21	Температура воды после охладителя выпара Т№3, °С	Формула (2.19) $t'_d = 1/4,19$ $((i'_{xbo} + (D_{вып} / G_{xbo}) (i''_d - i'_k)) ,$ $i'_k = 4,19 \cdot 70 = 293,3 ;$ $i''_d = i''_{0,3} = 2626 \text{ кДж/кг}$	66,2	66,2	66,1	66,1	66,1
22	Расход греющей воды на деаэрацию, кг/с	Формула (2.45) $G_{г.д} = D_{вып} t''_d + G_{xbo}$ $(t'_d - t_{22}) / (t''_k - t'_d),$ $i''_k = 4,19 t''_k;$ $t_d = 4,19 \cdot 70 = 293,3$ кДж/кг	3,69	5,15	6,01	6,83	5,6
23	Расчетный расход воды, кг/с : -на собственные нужды -из тепловой сети, поступ	$G_{CH} = G_{Г1} + G_{Г2} + G_{ГД}$ Формула (2.56) $G''_{CC} = G'_C - G^{ПОТР}_{ГВ}$ $- G_{ПОДП}$ Зима - $G''_C = G'_C + G_{CH},$ лето- $G''_C = G_{CH}.$	49,9 76,4 184,1	69,6 97,5 225,3	80,1 111,7 250,3	91,2 133,8 284,0	62,2 0 62,3

	ающей в ТГУ; -через сетевые насосы						
24	Температура а воды на входе в сетевые насосы, °C	Формула (2.57) $t''_C = ((G_{Г1} + G_{Г2}) i_{12} + (G_{ХВО} + G_{ГД}) i_{Д} + G''_{CC} 4,19 t_{CC}) / 4,19 G''_C$	70	71,3	58,0	55,5	70
25	Расход воды, кг/с, на линии рециркуляц ии при $t'_K=70$ °C=const	$G_{РЦ} = G_K (t'_K - t''_C) / (t''_K - t''_C)$	0	23,9	35,1	44,8	0

26	Расход воды по перемычке, кг/с	$G_{ПМ} = G'_C (t''_K - t'_C) / (t''_K - t''_C)$	0	65,1	102,1	145,6	0
27	Расчетная тепловая	$Q^P_{CH} = G^P_{CH} (t''_K - t'_K)$	16,7	16,9	16,9	17,1	13,4

	мощность теплогенер ирующей установки на собственны е нужды, МВт						
28	Общая расчетная тепловая мощность ТГУ, МВт	$Q^p_K = Q_{O.B} + Q^p_{CH}$	61,7	44,8	39,1	34,8	13,4
29	Принятая в расчете общая тепловая мощность, МВт	Q_K (по п. 14)	61,3	44,3	38,7	34,3	13,2
30	Погрешнос ть расчета, %	$\Delta = (Q^p_K - Q_K) / Q^p_K < 2$	0,7	1,1	1,0	1,4	1,5

*в отопительный период определяется для максимально-зимнего режима при $t''_K=150^{\circ}\text{C}$, $t'_K=70^{\circ}\text{C}$ и в остальных режимах остается $G_K=\text{const}$.

В летний период можно учесть уменьшение числа работающих котельных агрегатов. Для этого оценивается доля нагрузки горячего водоснабжения $Q_{ГВ} / (Q_{ОВ} + Q_{ГВ}) = 15 / 60 = 0,25$, принимается общее количество котлоагрегатов в ТГУ, например 3, определяется расчетный расход в летнее время для одного котельного агрегата $G^{\text{л}}_K = G_K / 3 = 183 / 3 = 61,0 \text{ кг/с}$.

ГЛАВА 3. МЕТОДЫ ОБРАБОТКИ ВОДЫ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ И ОТОПИТЕЛЬНЫХ КОТЕЛЬНЫХ

В отопительных и производственных котельных поступающая из водопровода, артезианских скважин или водоемов вода после очистки от взвешенных и растворенных примесей расходуется на восполнение потерь пара, конденсата, сетевой воды, а также на собственные нужды котельной, включая техническое водоснабжение.

При производстве пара потери воды происходят непосредственно в котельной за счет расхода пара на собственные нужды: продувку котлоагрегатов, очистку и обдувку его поверхностей, нагрев, деаэрацию воды, подогрев и распыление мазута, привод насосов, утечки через неплотности. Потери конденсата происходят из-за принятия технологического решения, не обеспечивающего возможность его возврата, а также за счет загрязнения его вследствие несовершенства теплообменных аппаратов.

В водогрейных котельных потери воды происходят при деаэрации, обмывке поверхностей нагрева котла, разогрев мазута, утечках через неплотности, а также в системах теплоснабжения. Если используется открытая система теплоснабжения, то к потерям добавляется расход воды на горячее водоснабжение.

Комплекс специальных устройств, обеспечивающих очистку воды, необходимой для возмещения расходов воды и пара на покрытие потерь и другие нужды котельной установки, называется водоподготовкой.

3.1. ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОДЫ И ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ВОДЫ И ПАРА

При использовании воды в котельных установках необходимо знать показатели качества воды, определяющие ее пригодность. К числу важнейших показателей качества воды относятся: содержание взвешенных веществ, сухой остаток; общая жесткость и ее составляющие, ионный состав, концентрация водородных ионов (водородный показатель), окисляемость, содержание растворенных газов.

В природных водах взвешенные вещества содержатся в виде частиц песка, отмершей растительности и глинистой суспензии. В обрабатываемой и котловой воде взвешенные вещества содержатся в виде шлака, в состав которого входят плохо растворимые вещества $Mg(OH)_2$, $CaCO_3$, $Fe(OH)_2$ и некоторые другие.

Объемная концентрация C определяется количеством миллиграммов (микрограммов) вещества, содержащихся в единице объема (литре) воды.

$$CV = g / V, \text{ (мг/л или мкг/л)}$$

Молярная концентрация CM показывает сколько миллиграмм-молей (микрограмм-молей) данного вещества растворено в 1 литре раствора :

$$CM = CV / M = g / V \cdot M, \text{ (мг} \cdot \text{ моль/ л или мкг} \cdot \text{ моль/ л)},$$

где M (мг/ мг $\cdot$ моль или мкг/ мкг $\cdot$ моль) — молекулярная масса вещества.

В водоподготовке концентрация растворов выражается не числом молей, а числом эквивалентных масс вещества в 1 литре раствора.

Эквивалентной массой данного вещества называется его количество, выраженное в миллиграмм $\cdot$ молях, отнесенное к его валентности в данной реакции (или переходу одного электрона). Т.е. миллиграмм $\cdot$ эквивалентом $\mathcal{E}$ называется количество вещества в миллиграммах, отвечающее его эквивалентной массы $\mathcal{E}$ (мг/мг $\cdot$ экв) необходимо молекулярную массу вещества M (мг/мг $\cdot$ моль) разделить на его валентность и в данной реакции:

$$\text{Э (мг/мг} \cdot \text{ экв)} = M / n,$$

И тогда концентрация раствора в эквивалентных единицах (количество растворенных эквивалентных масс) определяется отношением объемной концентрации C (мг/л) к эквивалентной массе $\text{Э (мг/мг} \cdot \text{ экв)}$ вещества :

$$C = CO / \text{Э (мг} \cdot \text{ экв / л)}$$

По прозрачности определяют содержание взвешенных в воде частиц (мг/л), хотя прозрачность воды зависит не только от их концентрации, но и от размера, формы, цвета.

Сухой остаток - суммарное количество растворенных в воде нелетучих молекулярно-дисперсных и коллоидных веществ минерального и органического происхождения. Сухой остаток (мг/л) определяется путем выпаривания свободной от взвешенных веществ пробы и высушивания свободного остатка при $105\text{—}110^\circ\text{C}$ до постоянной массы.

Минеральный остаток (общее солесодержание) можно определить суммированием катионов и анионов, полученных в результате полного химического анализа воды.

Жесткость — показатель, определяющий суммарную концентрацию в воде катионов кальция и магния, т.е. катионов-накипеобразователей, выраженную в эквивалентных единицах (мг $\cdot$ экв / л или мкг $\cdot$ экв / л).

Общая жесткость воды J_0 , мг $\cdot$ экв/л, определяется суммарным содержанием в воде Ca^{2+} + (кальциевая жесткость) и Mg^{2+} + (магниевая жесткость}-.

Карбонатной жесткостью J_K называется часть общей жесткости, эквивалентная концентрации бикарбонат-ионов HCO_3^- .

Некарбонатной жесткостью $J_{\text{НК}}$ называется разность между карбонатной и общей жесткостью.

Наличие в воде бикарбонатов $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$ и $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$ обуславливает карбонатную жесткость, а наличие в воде хлоридов, сульфатов и некарбонатных солей кальция и магния (CaCl_2 , MgCl_2 , CaSO_4 , CaSiO_3 , MgSiO_3) — некарбонатную жесткость.

Щелочность — показатель, определяющий содержание в воде гидроксильных ионов OH^- , анионов слабых кислот HCO_3^- , CO_3^{2-} , PO_4^{3-} , SiO_3^{2-} и других, связанных с катионами Na^+ , K^+ , Ca^{2+} , Mg^{2+} , которые при

диссоциации образуют сильные щелочи и придают раствору щелочной характер.

Общей щелочностью воды Щ_O , мг/л, называется сумма содержащихся в ней гидроксильных ионов и анионов слабых кислот. Общую щелочность можно определить титрованием пробы воды соляной кислотой в присутствии сначала фенолфталеина, а затем метилоранжа. В природных водах щелочность обуславливается присутствием карбонатов, бикарбонатов, гидратов, гуматов, поэтому различают:

- гидратную щелочность $\text{Щ}_Г$, обусловленную концентрацией в воде гидроксильных ионов OH^- ;

- карбонатную щелочность $\text{Щ}_К$, обусловленную концентрацией в воде карбонатных ионов CO_3^{2-} ;

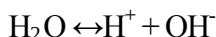
- бикарбонатную щелочность $\text{Щ}_Б$, обусловленную концентрацией в воде бикарбонатных ионов HCO_3^- .

Относительной щелочностью $\text{Щ}_{от}$ называется общая щелочность воды в пересчете на NaOH , отнесенная к сухому остатку и выраженная в процентах,

$$\text{Щ}_{от} = (\text{Щ}_O \cdot 40 \cdot 100) / S$$

где Щ_O — общая щелочность воды, мг-экв/л; S — сухой остаток воды, мг/л; 40 — эквивалент NaOH .

Водородный показатель. Степень диссоциации молекул воды на ионы :



Оценивается ионным произведением воды, являющимся произведением концентраций, г · ион / л, $K_B = C_{\text{OH}^-} \cdot C_{\text{H}^+}$, которое при данной температуре является величиной постоянной. Так при 298 К ионное произведение воды $K_B = 10^{-14}$, а реакция воды будет нейтральной, если $C_{\text{H}^+} = C_{\text{OH}^-}$, г · ион / л, т.е.

$$C_{\text{H}^+} = C_{\text{OH}^-} = \sqrt{K_B} = 10^{-7}$$

В кислой среде $C_{\text{H}^+} > 10^{-7}$, а в щелочной среде $C_{\text{H}^+} < 10^{-7}$. Концентрация C_{OH^-} для характеристики щелочной реакции среды будет соответственно

изменяться по обратной зависимости. Реакция среды определяется водородным показателем. воды рН, под которым подразумевается антилогарифмом концентраций ионов водорода, т.е.

$$pH = - \lg C_{H^+}$$

Условие нейтральности водного раствора или воды будет определяться значением $pH = 7$, кислая среда $pH < 7$ (т.е. $pOH > 7$), щелочная $pH > 7$ (т.е. $pOH < 7$).

Принято считать, что среда при :

$3 < pH < 7$ – слабо-кислая;

$pH < 3$ – сильно-кислая ;

$7 < pH < 10$ - слабо-щелочная;

$10 < pH < 14$ – сильно-щелочная.

Для чистой воды водородный показатель зависит от ее температуры, с ростом которой (рис. 3.1) численной значение рН уменьшается , т.н. вода приобретает слабо-кислую реакцию , что имеет существенное значение для оценки изменения свойств воды в паро- и теплогенерирующем оборудовании.

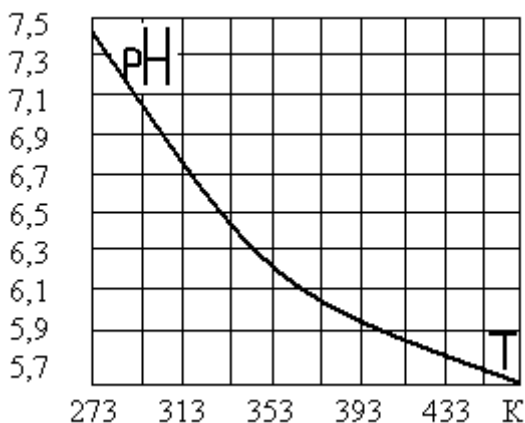


Рис. 3.1. Зависимость рН чистой воды от температуры.

Ионный состав воды определяют растворенные в ней соли, которые в той или иной степени диссоциированы на ионы. Вода как электролит является электрически нейтральной, так как сумма положительно заряженных ионов (катионов) всегда равна сумме отрицательно заряженных ионов (анионов).

При использовании воды в качестве теплоносителя в котельных установках и тепловых сетях наибольший интерес представляют те растворенные в ней газы, которые могут стать причиной коррозии металла. К числу таких газов относятся кислород, углекислота, сероводород, аммиак. Главным коррозионно-активным агентом является растворенный в воде кислород.

В природных водах углекислота встречается в виде свободной CO_2 (растворенный в воде газ), полусвязанной HCO_3^- (бикарбонатные ионы) и связанной углекислоты CO_3^{2-} (карбонатные ионы). Наличие в воде углекислоты в том или ином виде зависит от температуры, рН среды и пр. Для поддержания определенной концентрации бикарбонатных ионов в растворе необходимо присутствие свободной углекислоты в концентрации, называемой равновесной. Если количество свободной углекислоты в воде больше ее равновесной концентрации, то избыток CO_2 называют агрессивной углекислотой, вызывающей коррозию металла.

В соответствии с действующими правилами Госгортехнадзора докотловая обработка воды должна предусматриваться:

- 1) для всех котлов паропроизводительностью более 0,7 т/ч;
- 2) для котлов, имеющих экранные поверхности нагрева, независимо от паропроизводительности и давления;
- 3) для неэкранированных котлов, сжигающих высококалорийное топливо (газ, мазут);
- 4) для всех водогрейных котлов.

Для неэкранированных котлов паропроизводительностью менее 0,7 т/ч и давлением пара до 1,4 МПа, работающих на твердом топливе, допускается внутрикотловая обработка воды. В этих случаях жесткость питательной воды не должна превышать 3 мг·экв/л.

Внутрикотловая магнитная обработка воды допускается для паровых чугунных секционных котлов при питании их исходной водой с

преимущественно карбонатной жесткостью и при надежном удалении шлама.

Магнитная обработка воды для водогрейных чугунных секционных котлов при закрытой системе теплоснабжения допускается при соблюдении следующих условий: а) подогрев воды в котле не выше 95°C; б) омагничивание подпиточной воды и восстановление магнитных свойств воды, циркулирующей в системе; в) карбонатная жесткость исходной воды не более 9 мг·экв/л; г) содержание железа Fe^{2+} не более 0,3 мг/л.

Для паровых котлов общую щелочность и сухой остаток питательной воды не нормируют. Они обуславливаются выбранными методами обработки в соответствии с допустимыми размерами продувки котлов и качеством исходной воды (табл. 3.1).

Таблица 3. 1. Показатели качества питьевой воды для паровых котлов при докотловой обработке

Показатели	Нормы для котлов с давлением, МПа		
	до 1,4	до 2,4	до 4,0
Содержание взвешенных частиц, мг/л	5	5	Не допускается
Общая жесткость, мг-экв/л	20/15	15/10	10/5
Содержание соединений железа, мкг/л	Не нормируется		100/50
Содержание соединений меди, мкг/л	Не нормируется		Не нормируется/10
Содержание растворенного кислорода, мкг/л	50/30	50/20	20/20
pH при t = 25°C	8,5-9,5	8,5-9,5	8,5-9,5
Содержание свободной	Не допускается		

угле- кислоты, мкг/л			
Содержание NO ₂ , мкг/л	Не нормируется		20
Содержание масел, мг/л	3	3	0,6

Примечание. Перед косой чертой указаны значения для котлов, работающих на твердом топливе с локальным тепловым потоком 350 кВт/м², а после черты — для котлов, работающих на газе и жидком топливе, а также для котлов, работающих на твердом топливе с локальным тепловым потоком более 350 кВт/м².

Качество насыщенного и перегретого пара должно отвечать нормам, приведенным в табл. 3.2.

При эксплуатации паровых котлов и при выборе схем водоподготовки качество котловой (продувочной) воды нормируют по общему солесодержанию (сухому остатку) (табл. 3.3). Допустимое солесодержание устанавливается заводом-изготовителем в зависимости от конструкции сепарационных устройств, которыми оборудован котел.

По данным Бийского котельного завода, солесодержание котловой воды в котлах с одноступенчатым испарением не должно превышать 3000 (котел с пароперегревателем) и 1500 мг/л (котел без перегревателя), а в котлах с двухступенчатым испарением и выносными ступенями — 1500 в первой ступени испарения и 6000—10000 мг/л во второй ступени испарения.

Таблица 3. 2. Нормы качества насыщенного перегретого пара

Показатели	Нормы для котлов, работающих при
------------	-------------------------------------

	давлении, МПа	
	1,4	2,4
Содержание оксидов азота (в пересчете на Na_2O_4 , м кг/кг	1000*	500*
Содержание свободной углекислоты, мкг/кг	20**	20**
Содержание свободного аммиака, не связанного с углекислотой, мкг/кг	Не допускается	

* Для котлов без пароперегревателей допускается влажность пара до 1 % (солесодержание не нормируется).

** Для установок, не имеющих разветвленной системы конденсатопроводов у потребителей пара и большого количества теплообменной аппаратуры, допускается содержание свободной углекислоты в паре до 100 мг/кг (централизованное потребление пара с вентиляцией паровых объемов теплоиспользующих аппаратов).

Таблица 3.3. Расчетные нормы качества котловой воды при внутрикотловой обработке

Котлы	Сухой остаток, мг/л	Щелочность, мг-экв/л	Шламосодержание, мг/л
Водотрубные: без нижних барабанов и грязевиков	2500	11	2000
с нижними барабанами	4000	16	12 000
с грязевиками	4500	18	20 000
Газотрубные	4000	14	5000
Жаротрубные	16 000	25	7000

3.2. СХЕМЫ ВОДОПОДГОТОВКИ

3.2.1. ДОКОТЛОВАЯ ПОДГОТОВКА ВОДЫ

Основными способами докотловой обработки воды являются: коагуляция и осветление, осаждение, магнитный метод, обработка путем ионного обмена.

Поверхностные воды требуют уделения грубой (частицы размером до 10-3 мм), тонкой (10-3—10-11 мм) взвеси коллоидно-дисперсных веществ (10-6—10-11 мм) и цветности. Песок, глина, животные и растительные остатки образуют грубую и тонкую взвеси. Органические вещества, окислы металлов, кремнекислые соединения могут находиться в коллоидном состоянии.

Процесс удаления из воды тонкой взвеси путем ввода специальных реагентов называется коагуляцией. Методы и оборудование для коагуляции и осветления воды выбирают в зависимости от характера и величины загрязнений (табл. 3.4).

Таблица 3. 4. Методы обработки поверхностных вод

Показатель исходной воды	Вид обработки	Основное оборудование
Содержание взвешенных веществ, мг/л:		
до 50	Фильтрование	Механические однослойные (вертикальные и горизонтальные) фильтры с загрузкой антрацита с крупностью 0,6—1,4 мм, высота слоя загрузки $H = 1000$ мм
до 100	Фильтрование для удаления тонкой взвеси.	Механические фильтры с двухслойной загрузкой (антрацит и кварцевый песок) ; загрузка крупностью соответственно 0,7—1,7 и 0,5—1,2 мм. Высота загрузки каждого слоя 600—500 мм
более 100	фильтрование с коагуляцией Осветление с последующим фильтрованием	Осветлители для коагуляции с последующим фильтрованием через однослойные механические фильтры

Для осуществления процесса коагуляции применяются следующие реагенты: сернокислый алюминий $\text{Al}(\text{SO}_4)_3 \cdot x \cdot 12\text{H}_2\text{O}$, сернокислое железо $\text{FeSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$, хлорное железо $\text{FeCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$.

Наибольшее распространение при коагуляции получил сернокислый алюминий, однако его применение ограничивается величиной pH обрабатываемой воды 6,5—7,5. В более щелочной среде вследствие амфотерных свойств алюминия образуется легкорастворимый алюминат натрия, поэтому при известковании в качестве коагулянта применяют сернокислое или хлорное железо, допустимые колебания pH в пределах 4—10.

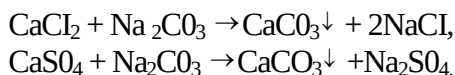
К методам обработки воды путем осаждения относятся известкование, известково-содовый, термический методы.

Известкование основано на связывании ионов, подлежащих удалению, в малорастворимые соединения, осаждаемые в виде шлама. Основное назначение известкования — удаление из воды связанной и свободной углекислоты, снижение щелочности и сухого остатка исходной воды с одновременным ее умягчением.

Известкование, совмещенное с коагуляцией, позволяет обезжелезить поверхностные воды, удалять органические вещества.

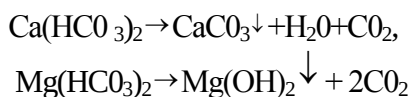
Процесс известкования осуществляют в осветлителях, при этом перед осветлителями воду необходимо подогревать до 30—40°C. Во избежание нарушения взвешенного шламowego фильтра в осветлителях процесс подогрева воды осуществляется автоматически.

Применение известково-содового метода позволяет осажда́ть соли жесткости совместно известью и содой. При этом протекают те же реакции, что и при известковании: магний удаляется полностью, а кальциевые соли некарбонатной жесткости удаляются содой:



Этот метод применяют для вод, в которых общая жесткость больше щелочности исходной воды.

Термический метод осаждения эффективен при нагревании исходной воды до температуры кипения и энергичном ее перемешивании. При этом протекают реакции разложения солей карбонатной жесткости:



Термический метод осаждения применяется в тех случаях, когда не требуется глубокого умягчения воды и когда в исходной воде содержится в основном бикарбонат кальция, поскольку выпадение в осадок $\text{Mg}(\text{OH})_2$ происходит очень медленно. Содержание в исходной воде органических веществ тормозит процесс кристаллизации и выпадение шлама. Это в значительной степени снижает эффективность термического метода. Указанные ограничения делают метод практически малопримемлемым.

В последнее время наиболее широкое распространение получили физические методы водоподготовки воды — магнитный и ультразвуковой. Применяются также электролиз и обратный осмос.

Обработка воды **магнитным способом** заключается в воздействии магнитных полей на поток воды. При этом вода после воздействия магнитного поля при нагреве ее в котле не дает никаких отложений накипи, и соли жесткости выпадают в виде шлама.

При обработке воды магнитным полем концентрация растворенных газов (O_2 и CO_2) и окислов железа в ней снижается, т.е. уменьшение концентрации кислорода под влиянием магнитного поля является одним из способов торможения электрохимических процессов, а следовательно, и коррозии металлов.

К качеству воды, подлежащей обработке, предъявляются определенные требования. Вода не должна содержать механических примесей соединений железа больше установленных норм и агрессивной двуокиси углерода. Концентрация двуокиси углерода в природной воде определяется в значительной степени значением карбонатной жесткости. При карбонатной жесткости до 2,0—2,5 мг-экв/л почти вся растворенная в воде двуокись углерода по содержанию превышает равновесную и является агрессивной. С повышением карбонатной жесткости концентрации равновесной двуокиси углерода возрастает, а агрессивной — падает. Такая вода по карбонату

кальция может быть пересыщена, т.е. нестабильна при нормальных условиях (это требуется по условиям обработки воды магнитным полем).

Солесодержание исходной воды не имеет большого значения, но для вод с $S_{\text{ив}} = 100$ мг/кг и ниже и $J_K \leq 1,5$ мг·экв/кг применение магнитной обработки малоэффективно и нецелесообразно.

Содержание окислов железа не должно превышать 0,4—0,5 мг/кг во избежание значительных отложений в межполюсном пространстве, что вызывает образование "мостиков", шунтирующих магнитное поле.

Для достижения необходимого эффекта при магнитной обработке воды нужно удалять образующийся шлам. Шлам обычно удаляется продувкой. При магнитной обработке наиболее экономичной и эффективной является нижняя продувка, если продувочное устройство примыкает непосредственно к грязевнику.

Для обработки воды магнитным полем наиболее широко применяются аппараты ПМУ с постоянными магнитами и АМ0-УХЛ4 с электромагнитами (табл. 3.5) [8].

Одним из способов физического метода водоподготовки воды является ультразвуковой с применением ультразвуковых колебаний (20—40 кГц) для предотвращения накипеобразования в паровых котлах низкого давления.

**Таблица 3. 5. Технические характеристики
электромагнитных аппаратов АГИО 25 УХЛ4 и
АМО-200 УХЛ4**

Параметры	АМО-25УХЛ4	АМО-200 УХЛ4
Расход воды, м3/ч	25	200
Скорость воды, м/с	1,25	1.4
Максимальная напряженность магнитного поля в зазоре, А/м (Э)	2,4-10S (3000)	1,6-10S (2000)
Площадь сечения для прохода воды, м2	56,5-10-4	380-10-4
Максимальная потребляемая мощность, Вт	350	500
Температура обрабатываемой воды, °С	50	40
Масса аппарата, кг	66,5	325

Механическое воздействие ультразвуковых волн на процессы накипеобразования проявляется при вибрациях металлической поверхности, контактирующей с котловой водой. При воздействии сил инерции на растущий кристалл, а также при разрушающем действии поперечных волн на границе кристаллических связей прочность связи внутри накипи, между накипью и металлом нарушается и образуются трещины.

Капиллярный эффект существенно увеличивает скорость проникания воды к поверхности нагрева, где она мгновенно испаряется, вызывая вспучивание и отслаивание накипи. Отслоившиеся чешуйки накипи, скапливающиеся в нижней части котла, удаляются периодической продувкой.

Большую роль играют содержащиеся в воде газовые пузырьки. Колеблющийся с ультразвуковой частотой пузырек попадает в трещину между металлом и накипью и нарушает сцепление накипи со стенкой.

Обработка котловой воды комплексонами может обеспечить безнакипный и бесшламовый режимы котловой воды, а при некоторых условиях – и

бескоррозионный. в качестве представителя этого класса веществ можно привести достаточно широко применяющуюся этилендиаминтетрауксусную кислоту (ЭДТА), двузамеченная натриевая соль которой получила название « трилон Б».

Процесс состоит в том, что в обрабатываемую воду вводят $\leq 1,5$ % -ный раствор трилона Б, предварительно подщелоченный NaOH или NH_4OH до $\text{pH}=8,5$. Этот комплексон связывает катионы накипеобразователей в прочное хорошо растворимое соединение сложного строения (комплексонат). В результате шламо- и накипеобразующие соединения не возникают, чем и обеспечивается безнакипный режим работы котельных агрегатов, а также в обрабатываемой воде связываются солесодержащиеся в ней железо и медь в растворимые комплексы.

Расход комплексона в значительной мере зависит от жесткости обрабатываемой воды, ее расхода и концентрации железа и меди. Комплексная обработка воды ограничена значениями водородного показателя воды $\text{pH} < 11$.

Ионные методы обработки воды основаны на способности некоторых практически нерастворимых в воде металлов вступать в ионный обмен с растворимыми в воде солями, сорбируя из обрабатываемой воды одни ионы и отдавая в обрабатываемый раствор эквивалентное количество других ионов, которыми ионит периодически насыщается при регенерации.

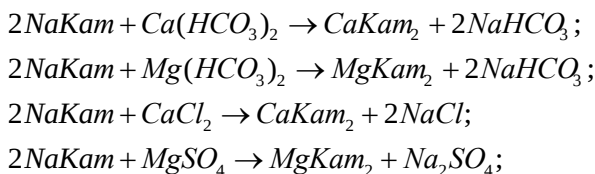
Катиониты при регенерации их растворами NaCl, H_2SO_4 , NH_4Cl способны обменивать содержащиеся в них катионы

(соответственно Na^+ , H^+ или NH_4^+) на катионы обрабатываемой воды. Этот процесс называется **катионированием**.

Аниониты при регенерации их щелочью NaOH, содой Na_2CO_3 или поваренной солью NaCl насыщаются соответственно анионами OH^- , CO_3^{2-} или Cl^- и затем обменивать их на анионы, содержащиеся в обрабатываемой воде. Этот процесс называется анионированием.

Рассмотрим четыре наиболее распространенных метода обработки воды путем ионного обмена: натрий-катионирование, натрий-хлор-ионирование, водород-катионирование и параллельное водород-натрий-катионирование.

При натрий-катионировании обменным катионом является натрий. При фильтровании жесткой воды через слой натрий-катионита происходит обмен катионов натрия на кальций и магний, что может быть представлено следующими реакциями :



где Кат — катионит (сульфоуголь, КУ-1, КУ-2 и др.).

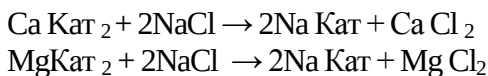
Как видно из приведенных реакций, вместо кальциевых и магниевых солей в обрабатываемой воде образуется эквивалентное количество хорошо растворимых натриевых солей, изменяется только катионный состав обрабатываемой воды. Присутствующие в ней анионы HCO_3^- , SO_4^{2-} , Cl^- , NO_3^- и др. переходят в обработанную (умягченную) воду. Следовательно, щелочность обрабатываемой воды не уменьшается, что относится к недостатку натрий-катионитного процесса. Происходит лишь более или менее полная замена катионов Ca^{2+} и Mg^{2+} натрием, вследствие чего жесткость натрий-катионированной воды снижается до 10-15 мкг · экв /кг и ниже, а сухой остаток несколько возрастает. Метод натрий-катионирования рекомендуется применять, если не требуется снижения бикарбонатной щелочности и допустимо увеличение солесодержания обрабатываемой воды за счет обмена кальция и магния на натрий.

Для получения глубокоумягченной воды с $\text{Ж}_0 < 0,02$ мг·экв/л (с одновременной экономией расхода соли) требуется двухступенчатое натрий-катионирование.

После замены всех обменных катионов натрия катионами кальция и магния катионит истощается, т.е. теряет способность умягчать воду. В связи с этим можно сказать, что свежий катионит обладает некоторой емкостью по отношению к поглощаемым катионам, которая называется **рабочей обменной емкостью** и обозначается e_p . Она Измеряется количеством грамм-эквивалентов катионов, поглощаемых 1 м³ катионита, т.е. г · экв/ м³. Следовательно, катионит теряет способность умягчать воду после того, как величина e_p будет полностью исчерпана.

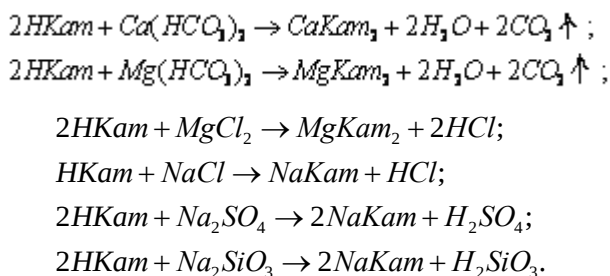
Для восстановления рабочей обменной емкости необходимо удержанные катионы удалить из него и заменить обменным катионом натрия. Этот процесс называется **регенерацией (восстановлением обменной емкости)** катионита. Он производится фильтрованием раствора NaCl через слой

истощенного катионита. Реакции, происходящие при этом, могут быть условно выражены следующими уравнениями :



Натрий-хлор-ионирование основано на умягчении воды с одновременным снижением щелочности и осуществляется путем последовательного фильтрования обрабатываемой воды через натрий-катионный фильтр первой ступени, хлор-анионитный фильтр, а затем натрий-катионный фильтр второй ступени.

Метод водород-катионирования заключается в фильтровании обрабатываемой воды через катионит, отрегенированный кислотой. В этом процессе катиониты, растворенные в обрабатываемой воде, обмениваются на водород:



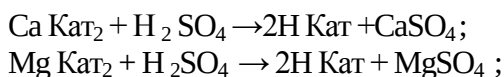
Как видно из приведенных реакций, в процессе водород-катионирования вода умягчается — катионы жесткости Ca^{2+} и Mg^{2+} обмениваются на водород; бикарбонатный ион, образующий так называемую карбонатную жесткость, разрушается с образованием углекислоты, а анионы солей постоянной жесткости образуют эквивалентное количество минеральных кислот.

Следовательно, водород-катионирование изменяет не только катионный, но и анионный состав обрабатываемой воды, поскольку ионы HCO_3^- удаляются. Общая кислотность катионированной воды будет при этом равна сумме присутствующих в исходной воде анионов минеральных кислот Cl^- ,

SO_4^{2-} , NO_3^- . Таким образом, водород-катионированная вода является кислотой.

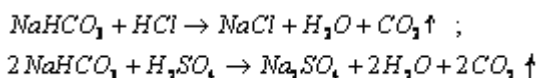
В зависимости от требований к качеству обработанной воды и от состава исходной воды метод водород-катионирования может осуществляться в различных схемах.

Регенерация истощенного катионита состоит в фильтровании через него слабого раствора серной кислоты. При этом катионы водорода вытесняют ионы Ca^{2+} и Mg^{2+} , которые переходят в раствор и удаляются из фильтра. Этот процесс можно описать следующими реакциями:



Наиболее часто водород-катионирование применяется в схемах с "голодной" регенерацией фильтров или в схеме параллельного водород-натрий-катионирования.

При параллельном водород-натрий-катионировании обрабатываемая вода разделяется на два потока, каждый из которых пропускается через водород-или натрий-катионитные фильтры. В каждом из потоков вода умягчается до остаточной жесткости фильтрата около 0,1 мг·экв/л, после чего кислая водород-катионированная вода смешивается со щелочной натрий-катионированной водой, происходит реакция нейтрализации:



Образовавшаяся свободная углекислота выводится из обрабатываемой воды путем продувки воздухом в декарбонизаторе. При параллельном водород-натрий-катионировании можно получить остаточную щелочность обрабатываемой воды около 0,35 мг·экв/л.

Декарбонизированная вода, если не требуется глубокого умягчения, используется для подпитки тепловых сетей либо направляется на вторую ступень натрий-катионирования.

3.2.2. ВНУТРИКОТЛОВАЯ ОБРАБОТКА ВОДЫ

Внутрикотловая обработка воды осуществляется путем ввода в котел щелочных реагентов, которые в сочетании с подогревом воды в котле вызывают осаждение солей жесткости в виде нерастворимых соединений CaCO_3 и $\text{Mg}(\text{OH})_2$.

В качестве реагентов могут использоваться едкий натр, кальцинированная сода, тринатрийфосфат в зависимости от состава исходной воды и требований к составу котловой воды. Если $\text{Щ}_{\text{ИВ}} > \text{Ж}_{\text{К}}$ и $\text{Ж}_{\text{К}} = \text{Ж}_{\text{О}} = \text{Ж}_{\text{Са}}$, то для умягчения такой воды достаточно ее подогрева в котле (термоумягчение), при $\text{Щ}_{\text{ИВ}} = \text{Ж}_{\text{Са}}$ в котел следует добавлять только едкий натр, при $2 \text{Щ}_{\text{ИВ}} < \text{Ж}_{\text{Са}}$ следует дозировать едкий натр и соду.

Внутрикотловая обработка должна обязательно сопровождаться периодическим или непрерывным удалением из котла шлама (продувкой). Поддержание в котловой воде солесодержания, щелочности и допустимого количества шлама должно отвечать нормам качества котловой воды.

Магнитный метод является разновидностью внутрикотловой обработки воды при применении его для чугунных паровых котлов при температуре более 100°C . Метод может быть рекомендован в основном для воды с карбонатной жесткостью до $10 \text{ мг}\cdot\text{экв/л}$.

3.3. ВЫБОР СХЕМЫ ВОДОПОДГОТОВКИ

Схему водоподготовки выбирают в зависимости от качества исходной воды, применяя методы, исключаящие использование агрессивных реагентов, а следовательно, не требующие специальной защиты оборудования от коррозии. Рекомендуется использовать преимущественно прямоточные схемы без промежуточного перекачивания воды.

При выборе схемы водоподготовки для паровых котлов основными критериями являются: величина продувки, содержание углекислоты в паре и относительная щелочность воды.

Величину продувки котлов определяют по формуле

$$(3.1) \quad p = \frac{S_{o.г} - \alpha_{o.г} 100}{S_{к.г} - S_{o.г} \alpha_{o.г}},$$

где p — величина продувки по сухому остатку, %; $\alpha_{ОВ}$ — доля обработанной воды в питательной; $S_{ОВ}$ и $S_{КВ}$ — сухой остаток обработанной и котловой воды, мг/л.

Величина продувки определяется для режима максимальных потерь пара и конденсата, выраженных в % паропроизводительности котельной.

Относительная щелочность котловой воды, равная относительной щелочности обработанной воды, определяется по формуле

$$\text{Щ}_{от}^{к.г} = \text{Щ}_{от}^{o.г} = \frac{40 \text{Щ}_{o.г} 100}{S_{o.г}},$$

где $\text{Щ}_{от}^{к.г}$ и $\text{Щ}_{от}^{o.г}$ — относительная щелочность котловой и обработанной воды, %; $\text{Щ}_{ОВ}$ — щелочность обработанной воды, мг·экв/л; $S_{ОВ}$ — сухой остаток обрабатываемой воды, мг/л; 40 — эквивалентная масса NaOH.

Щелочность обрабатываемой воды для схем натрий-катионирования следует принимать равной щелочности исходной воды, для схем водород-натрий-катионирования и аммоний-натрий-катионирования — 0,5—0,7 мг·экв/л; для схем водород-катионирования с "голодной" регенерацией фильтров — 0,7—1,0 мг·экв/л. В соответствии с правилами

Госгортехнадзора относительная щелочность котловой воды для паровых котлов не должна превышать 20%.

Концентрацию углекислоты в паре определяют при отсутствии деаэрации питательной воды или при использовании деаэраторов атмосферного типа без барботажа

$$CO_2 = 22Ш_{o,6}\alpha_{o,6}(1 + \sigma),$$

где CO_2 — концентрация углекислоты в паре, мг/кг; $Ш_{ОВ}$ — щелочность обработанной воды, мг-экв/л; σ — доля разложения Na_2CO_3 , принимаемая равной 0,6 при давлении в котле 1 МПа; 0,8 — при 2 МПа; 0,9 - при 3 МПа, 0,95 - при 4 МПа и 0,97 - при 5 МПа; $\alpha_{o,6}$ — доля обработанной воды в питательной.

При деаэрации питательной воды с барботажем концентрацию углекислоты в паре определяют по формуле

$$CO_2 = 22Ш_{o,6}\alpha_{o,6}(\sigma_1 + \sigma_2),$$

где σ_1 — доля разложения $NaHCO_3$ в котле, равная приблизительно 0,4.

Для подготовки питательной воды в паровых котельных рекомендуются следующие схемы обработки:

- 1) натрий-катионирование — если эта схема допустима по величине продувки, концентрации углекислоты в паре, относительной щелочности; для экранированных котлов, требующих глубокого умягчения, применяют двухступенчатое натрий-катионирование;
- 2) натрий-катионирование с дозировкой нитратов в обрабатываемую воду, снижающих щелочность исходной воды;
- 3) водород-натрий-катионирование, когда необходимо снизить щелочность, солесодержание и углекислоту в паре;
- 4.) натрий-хлор-ионирование, когда требуется снизить щелочность и концентрацию углекислоты в паре, а величина продувки котлов не превышает нормы;
- 5) аммоний-натрий-катионирование, когда требуется снизить щелочность, солесодержание котловой воды и концентрацию углекислоты в паре (при этом допускается наличие в паре аммиака).

В случаях, допускающих внутрикотловую обработку, осуществляется дозировка щелочных реагентов, соответствующих составу исходной воды, в питательную воду.

3.4. РАСЧЕТ ВОДОПОДГОТОВИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

В качестве примера рассмотрим схему водород-катионирования с "голодной" регенерацией фильтров (рис. 3.2), которая широко применяется в котельных установках, когда требуется разрушение бикарбонатного иона со снижением только карбонатной жесткости (щелочности) до 0,7—1,5 мг-экв/л.

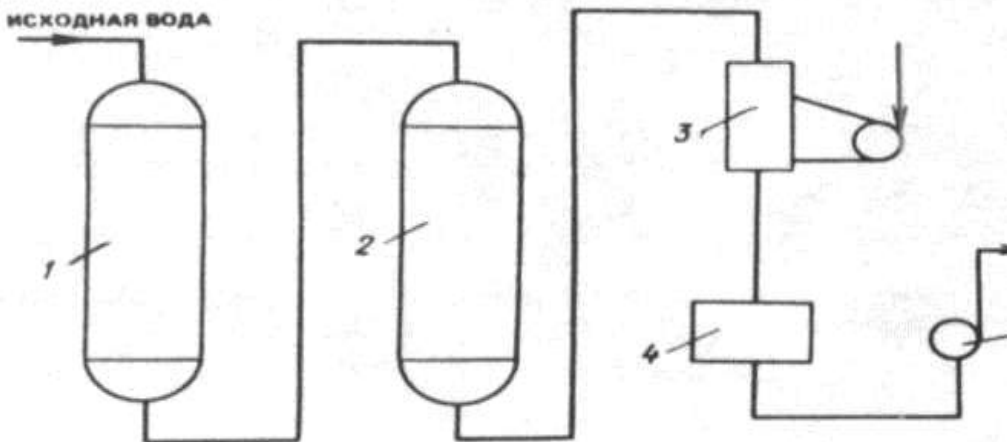


Рис. 3.2. Схема водород-катионирования с "голодной" регенерацией фильтров
1 — водород-катионитные фильтры; 2 — буферные фильтры; 3 — декарбонизатор с вентиллятором; 4 — бак декарбонизированной воды; 5 — насос декарбонизированной воды

В отличие от обычного процесса водород-катионирования (когда избыток кислоты принимается в 1,5—2 раза больше теоретического), в этом процессе расход кислоты на регенерацию соответствует теоретическому или даже несколько меньше его. При этом верхние слои отрегенированного катионита будут содержать обменный катион водорода H^+ , а в нижних слоях останутся ранее задержанные ионы Ca^{2+} , Mg^{2+} и Na^+ .

В верхних слоях катионита, отрегенированного "голодной" дозой кислоты, происходят реакции ионного обмена, в результате которых образуются сильные минеральные кислоты и угольная кислота. Проходя неотрегенированные слои катионита, ионы водорода сильных минеральных кислот обмениваются на ионы Ca^{2+} , Mg^{2+} , Na^+ . При этом происходит как регенерация, а затем вновь образуются те же соли, что были

в исходной воде. Таким образом, можно считать, что при "голодной" дозе кислоты на регенерацию происходит только разрушение связанной углекислоты и удаляются связанные с бикарбонатом катионы.

В присутствии сильных кислот диссоциация угольной кислоты подавлена, поэтому образовавшийся в верхних слоях углекислый газ находится в воде в виде растворенного газа и проходит как бы "транзитом" неотрегенированные слои катионита, и только когда в фильтрате уже нет сильных кислот, некоторое количество ионов водорода обменивается в нижних слоях на натрий, чем и обуславливается появление вторичной щелочности водород-катионированной воды. Постепенно количество ионов водорода в фильтре уменьшается и перемещается в более нижние слои. К моменту отключения фильтра на регенерацию ионы водорода в катионите практически расходуются полностью.

Особенности процесса водород-катионирования с "голодной" регенерацией фильтров зависят от химического состава исходной воды, который и диктует оптимальные условия проведения процесса.

Характеристика катионного состава исходной воды

$$K = \frac{Na^{+}}{Ca^{2+} + Mg^{2+}} = \frac{Na^{+}}{Ж_0};$$

(3.2)

характеристика анионного состава

$$A = \frac{HCO_3^{-}}{Cl^{-} + SO_4^{2-}} = \frac{HCO_3^{-}}{\Sigma A_{c,k}},$$

(3.3)

где K и A — отношения, характеризующие катионный и анионный составы исходной воды; Na^{+} , Ca^{2+} , Mg^{2+} , HCO_3^{-} , Cl^{-} , SO_4^{2-} — содержание в исходной воде соответственно натрия, кальция, магния, бикарбоната, хлора, сульфата иона, мг·экв/л; $Ж_0$ — общая жесткость исходной воды, мг·экв/л; $\Sigma A_{c,k}$ — сумма анионов сильных кислот, содержащихся в исходной воде, мг·экв/л.

По величине отношений K и A можно решить, как будет протекать процесс водород-катионирования с "голодной" регенерацией, и рекомендовать оптимальные условия проведения процесса (табл. 3.6).

Таблица 3. 6. Условия применения водород-катионирования с "голодной" регенерацией фильтров

Характеристика исходной воды	Рабочая обменная способность сульфогля, г·экв/м ³	Доза кислоты на регенерацию, г/ (г·экв)	Щелочность обработанной воды, мг·экв/л	Рекомендации к применению водород-катионирования с "голодной" регенерацией фильтров (Нг)
Слабоминерализованная вода $0 < K < 0,2$	300	35-40	0,5	Не может применяться независимо от анионного состава; в течение фильтроцикла щелочность фильтрата изменяется незначительно
Слабоминерализованная вода $0 < K < 1$ Ю $A > 1$	До 300	35-45	0,5-0,7	Нг особенно подходит; щелочность фильтрата в течение фильтроцикла изменяется незначительно; остаточная жесткость непрерывно снижается
Вода средней минерализации $0 < / < 1$	До 200	45-50	0,7	Осуществление Нг возможно при увеличенной дозе

$1 > A > 0,3$				кислоты
Вода высокой минерализации $K > \backslash$; $A < 0$	Менее 200	50-60	3,7-1,5	Применение Нг возможно при дозе кислоты, несколько большей теоретического расхода; средняя щелочность за фильтро-циклом не менее 0,7— 0,8 мг·экв/л; жесткость совсем не появляется или появляется и сейчас же снижается

Для расчета установки водород-катионирования с "голодной" регенерацией фильтров необходимы следующие исходные данные: производительность установки Q_H , м³/ч; качество подпиточной воды: содержание кислорода, мг/л; карбонатная жесткость, мг·экв/л; содержание взвешенных веществ, мг/л; рН; свободная углекислота, мг/л; характеристика исходной воды: сухой остаток, S, мг/л, рН; общая жесткость $Ж_О$, мг·экв/л; карбонатная жесткость $Ж_К$, мг·экв/л; ионный состав воды, мг·экв/л; $\Sigma \text{ Кат}$ (Ca, Mg, Na) ; $\Sigma \text{ Ан}$ (HCO_3 , SO_4 , Cl).

Определяются отношения, характеризующие катионный и анионный обмен, по формулам (3.2) и (3.3).

Обменную способность сульфогугля, расход кислоты на регенерацию, остаточную карбонатную щелочность водород-катионированной воды принимают с учетом рекомендаций табл. 3.6.

В зависимости от производительности установки выбирают число фильтров (не менее трех работающих плюс один резервный) и диаметр D_y (1000, 1400, 2000, 2600, 3000, 3400 мм) устанавливаемых фильтров, высоту засыпки слоя НСЛ (1500— 2500 мм).

Нормальную скорость фильтрования, м/ч, при работе всех фильтров определяют по формуле

$$w_n = Q_n / f_n a,$$

где Q_n — производительность фильтров, м³/ч; f_n — площадь фильтрования стандартного фильтра, м²; a — количество работающих фильтров.

Для фильтров I ступени w_n должна быть: при $Ж_0 \leq 5$ мг·экв/л - $w_n \leq 20$ м/ч, при $Ж_0 \leq 10$ - $w_n \leq 15$, при $Ж_0 \leq 15$ - $w_n \leq 10$ м/ч.

Количество солей жесткости, г·экв/сут, удаляемое на водород-катионитных фильтрах, определяют по формуле

$$(3.4) \quad A_n = 24 Q_n (Ж_k - Ж_k^{ост}),$$

где $Ж_k$ — карбонатная жесткость исходной воды, мг·экв/л, $Ж_k^{ост}$ — остаточная карбонатная жесткость для водород-катионирования с "голодной" регенерацией фильтров принимается равной 0,5 ÷ 0,3 мг·экв/л.

Количество регенераций каждого водород-катионитного фильтра, раз/сут,

$$n = \frac{A_n}{f_n H_{cl} E_p^a},$$

где E_p — рабочая обменная способность сульфогеля (см. табл. 3.6).

Количество регенераций не должно превышать трех в сутки, в противном случае необходимо увеличить число устанавливаемых фильтров.

Для паровых котлов установка фильтров II ступени является обязательной, в них скорость фильтрования принимается 30 ÷ 40 м/ч, а остаточная жесткость — 0,01 мг·экв/л.

Расход 100%-й серной кислоты, кг, на одну регенерацию фильтра составит

$$(3.6) \quad Q_{к^2}^p = \frac{q_k^2 f_n H_{cl} E_p^2}{1000},$$

где q_k^2 — удельный расход серной кислоты при "голодном" режиме регенерации (см. табл. 3.6).

Суточный расход технической серной кислоты, кг/сут,

$$Q_{\text{тн}}^{\text{с}} = \frac{Q_{\text{кс}}^{\text{р}} n a 100}{C}, \quad (3.7)$$

где C — содержание H_2SO_4 в технической серной кислоте (не менее 92%).
Расход воды на взрыхляющую промывку фильтра, м^3

$$Q_{\text{взр}} = \frac{i f_{\text{н}} 60 t_{\text{взр}}}{1000}, \quad (3.8)$$

где i — интенсивность взрыхляющей промывки фильтров, равная $4 \text{ л}/(\text{с м}^2)$; $t_{\text{взр}}$ — продолжительность взрыхляющей промывки фильтров, равная 30 мин.

Расход воды, м^3 , на приготовление регенерационного раствора кислоты на одну регенерацию

$$Q_{\text{рс}} = \frac{Q_{\text{кс}}^{\text{р}} 100}{1000 b \rho_{\text{р.р}}}, \quad (3.9)$$

где b — концентрация регенерационного раствора, принимаемая равной 2% при загрузке фильтров сульфоуглем; $\rho_{\text{р.р}}$ — плотность регенерационного раствора серной кислоты, равная $1,012 \text{ г}/\text{см}^3$ при температуре 20°C .

Расход воды, м^3 , на отмывку катионита от продуктов регенерации

$$Q_{\text{от}} = q_{\text{от}} f_{\text{н}} H_{\text{кл}}, \quad (3.10)$$

где q_{om} — удельный расход воды на отмывку катионита, равный 5 м³/м.

Расход воды, м³, на одну регенерацию с учетом использования отмывочной воды на взрыхление

$$Q_{c.n.u}^n = Q_{pz} + Q_{om}. \quad (3.11)$$

Среднечасовой расход, м³/л, воды на собственные нужды водород-катионитных фильтров

$$Q_{c.n}^ч = \frac{Q_{c.n.u}^p na}{24}. \quad (3.12)$$

Время регенерации фильтра, ч

$$t_{pez}^n = \frac{t_{взр}^n + t_{p.p}^n + t_{om}^n}{60}, \quad (3.13)$$

где $t_{взр}$, — продолжительность взрыхляющей промывки фильтра, равная 30 мин; $t_{p.p}^n = 6Q_{pz} / f_n$ — длительность пропуска регенерационного раствора через фильтр, мин; $t_{om}^n = 6Q / f_n$ - длительность отмывки фильтра от продуктов регенерации, мин.

Межрегенерационный период работы фильтра, ч

$$T_n = \frac{24}{n} - t_{pez}^n; \quad (3.14)$$

Количество одновременно регенерирующих фильтров

$$(3.15) \quad n_{o,p} = nat_{\text{рег}}^{\text{н}} / 24.$$

Во избежание совпадений регенераций $n_{\text{ор}} \leq 1$.

Объем суточного расхода технической 92%-й серной кислоты, м^3

$$(3.16) \quad V_{\kappa}^{\text{сум}} = \frac{V_{\kappa,p}^{\text{сум}}}{1000 \cdot 1,83},$$

где 1,83 — плотность 92%-й H_2SO_4 , $\text{кг}/\text{м}^3$.

Объем мерника на суточный запас кислоты, м^3

$$V_{\kappa} = 1,3 V_{\kappa}^{\text{сум}}.$$

В зависимости от полученного объема V_{κ} определяют D_y и H мерника.

Необходимый объем бака для хранения месячного запаса кислоты

$$V_{\text{б}} = 1,3 V_{\kappa}^{\text{сум}} 30.$$

В зависимости от полученного объема $V_{\text{б}}$ определяют его D_y и H (обычно $D_y = 2000$ мм, $L = 5600$ мм, $V_{\text{б}} = 15$ м^3).

Для взрыхляющей промывки водород-катионитного фильтра устанавливают промывочный бак, объем которого должен быть $V_q = 1,3 Q_{\text{взр}}$. В зависимости от V_q принимают диаметр и высоту бака. Промывочный насос должен обеспечивать взрыхляющую промывку водород-катионитного фильтра, при которой часовой расход воды составляет $Q_{\text{взр}}$. Напор насоса для взрыхляющей промывки фильтров должен быть 10—11 м вод. ст.

Таблица 3.7. Основные данные для выбора декарбонизаторов.

Производительность, м ³ /ч	Диаметр D _{вн} , мм	Площадь поперечного сечения, м ²	Шифр декарбонизатора при карбонатной жесткости обрабатываемой воды, мг экв/л			
			4-5	6-8	9-11	12-14
			при высоте насадки колец Рашига Н _к			
			2,9-3	3,1-3,3	3,4-3,6	3,7-3,9
15	565	0,25	375	Б230	Б250	Б260
25	730	0,417	625	Б231	Б251	Б260
50	1030	0,833	1250	Б232	Б252	Б260
75	1260	1,25	1880	Б233	Б253	Б260
100	1460	1,67	2500	Б234	Б254	Б260
125	1630	2,08	3100	Б235	Б255	Б260
150	1790	2,5	3750	Б236	Б256	Б260
200	2060	3,33	5000	Б237	Б257	Б260
250	2315	4,17	6250	Б238	Б258	Б260
300	2520	5,0	7500	Б239	Б259	Б260

Декарбонизатор подбирают по табл. 3.7, исходя из производительности Q_н и карбонатной жесткости Ж_к.

Расход воздуха, м³/ч, подаваемого в декарбонизатор, определяют по формуле

$$Q_{\text{воз}} = bQ_{\text{н}},$$

где b — удельный расход воздуха, принимаемый 25 м³/ч, при умягчении, 40 м³/ч.

Соппротивление, Па, проходу воздуха через декарбонизатор

$$\sum \zeta = 245,25 h + 392,4,$$

где h — высот слоя насадки, м.

По расходу воздуха и суммарному аэродинамическому сопротивлению декарбонизатора подбирают соответствующий вентилятор.

3.5. ТЕРМИЧЕСКАЯ ДЕАЭРАЦИЯ ВОДЫ

Деаэрацией воды называется процесс, имеющей целью удаление из воды растворимых коррозионно- активных газов- кислорода и углекислого газа.

Наибольшее распространение получил термический способ деаэрации воды.

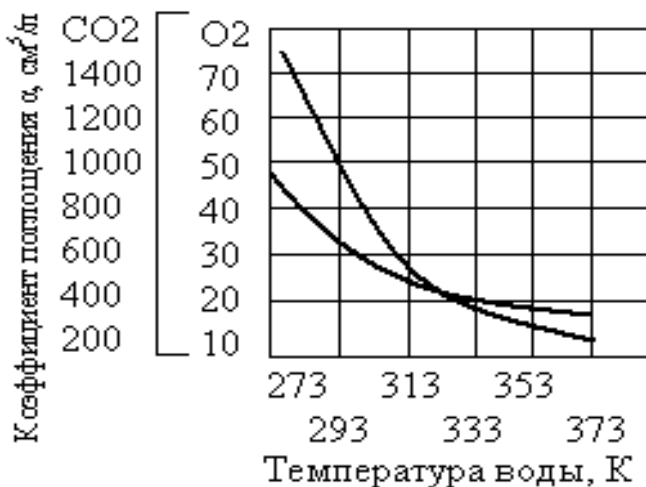


Рис. 3.4. Значение коэффициента абсорбции O₂ (1) и CO₂ (2) в зависимости от температуры, при давлении 0,1 МПа.

Термическая деаэрация воды основана на уменьшении растворимости газов с понижением их парциальных давлений в пространстве над водой, т.е. с повышением температуры воды, вплоть до нулевого значения при достижении параметров насыщения для данного давления.

Термическая деаэрация представляет собой сочетание процессов теплообмена (нагрев деаэрируемой воды до температуры насыщения) и массообмена (удаление растворенных газов из деаэрируемой воды в паровую среду). При подогреве воды до температуры насыщения при данном давлении парциальное давление удаляемого газа над жидкостью снижается и растворимость его снижается до нуля. Вследствие нарушения равновесия в системе и наличия положительной разности между равновесным

парциальным давлением удаляемого газа в воде и парциальным давлением его в паровой среде происходит выделение растворенных газов из деаэрируемой воды (физическая десорбция). Выделение связанных газов из воды происходит за счет хемсорбции — десорбции, сопровождаемой химической реакцией.

Удаление коррозионно-агрессивных газов в схеме котельной установки осуществляется в специальных устройствах — **термических деаэраторах**, в которых также происходит подогрев воды до температуры насыщения, соответствующей давлению в установке.

В зависимости от рабочего давления, при котором осуществляется выделение газов из воды, термические деаэраторы делятся на вакуумные, в которых дегазация происходит при абсолютном давлении 0,075—0,05 МПа и атмосферные, работающие при давлении 0,12 МПа.

К современным термическим деаэраторам предъявляются следующие требования:

а) все ступени деаэратора должны представлять собой элементы аппарата непрерывного действия, поэтому внутри каждой ступени должны отсутствовать циркуляционные токи, которые могут привести к прорыву необработанных масс воды в отводящий трубопровод; в деаэраторе не должно быть застойных зон ни по воде, ни по пару особенно;

б) в деаэраторе между паром и водой должен быть четко выраженный противоток, что обеспечит максимальную разность между равновесным давлением газа в воде и его парциальным давлением над водой;

в) для непрерывного и устойчивого протекания процесса дегазации обрабатываемой воды деаэратор должен вентилироваться необходимым количеством пара, причем парциальное давление удаляемых газов в подводимом к деаэратору паре должно быть минимальным;

г) способ обработки деаэрируемой воды (особенно на последних ступенях дегазации) должен обеспечивать многократную обработку ее паром и максимальное развитие поверхности контакта фаз;

д) в деаэраторе должны быть предусмотрены условия для удаления мельчайших газовых пузырьков, возникающих при нагревании воды и падении давления;

е) для обеспечения глубокой дегазации и особенно для эффективного протекания процессов термического разложения бикарбонатов и других термически нестойких соединений необходимо перед последней ступенью

деаэрации выдержать воду при температуре, близкой к температуре насыщения;

ж) обработка воды в последней ступени дегазации должна по возможности осуществляться при температуре более высокой, чем температура насыщения, соответствующая давлению в паровом пространстве деаэратора, что обеспечивает дополнительную дегазацию воды за счет эффекта вскипания;

з) должна быть предотвращена возможность повторного загрязнения воды кислородом и углекислотой в деаэраторе.

Перечисленным требованиям наиболее полно удовлетворяет двухступенчатый деаэратор(рис. 3.4). с небольшой колонкой (1) и затопленным барботажным устройством (11) в баке-аккумуляторе(4) Аппарат включает струйную колонку с двумя перфорированными тарелками (2),(3), расположенную у одного торца бака-аккумулятора. В нижней части бака у противоположного его торца расположено барботажное устройство.

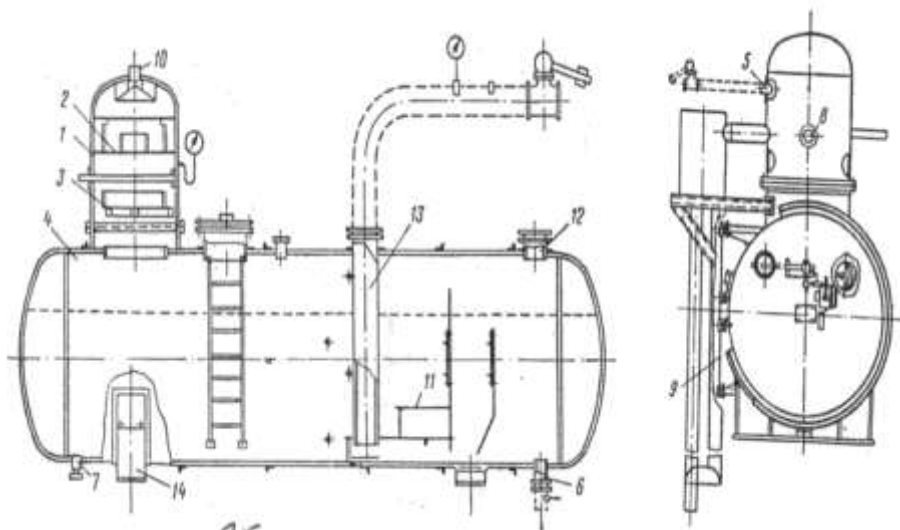
Конденсат(8) и химически очищенная вода(5) подаются на верхнюю тарелку(2), где смешиваются, а затем в виде струй сливаются сначала на вторую дырчатую тарелку(3) и далее в бак-аккумулятор. После выдержки в баке вода поступает в барботажное устройство, основным элементом которого является горизонтальный дырчатый лист. Пар подается на барботажное устройство(13) и в паровой объем бака-аккумулятора.

Деаэрационная вода выводится из установки по трубопроводу (6), а выпар, состоящий из коррозионно-активных газов и некоторого количества вентилирующего объема пара, по трубопроводу(10) отводится в атмосферу через охладитель выпара или гидравлический затвор.

В струйной колонке при контакте пара с дегазируемой водой происходит ее нагрев. Этот процесс протекает тем интенсивнее, чем выше турбулизация потоков пара и воды и чем меньше парциальное давление газов в паре. При этом внутри жидкости выделяются мельчайшие газовые пузырьки.

Параллельно с нагревом воды в струйном потоке идут процессы дисперсного выделения газов и физической десорбции, т.е. перенос газа из жидкой фазы в газообразную путем молекулярной и турбулентной диффузии. Преобладание того или иного вида диффузии зависит от степени внутренней турбулентности в объеме воды. При этом возможны также механическое увлечение струей воды определенного количества газов в

мелкодисперсном состоянии из греющего пара и возникновение рециркуляции неконденсирующихся газов в зоне конденсации.



При наличии бака-аккумулятора в такой же последовательности происходят удаление из воды мельчайших газовых пузырьков и процессы разложения бикарбоната натрия, углекислого аммония, карбонатов и нестойких органических веществ. Эти процессы требуют определенного времени, поэтому для обеспечения глубокой дегазации важную роль играет продолжительность пребывания воды в деаэраторе. При этом следует учитывать, что скорости реакций термического разложения взаимосвязаны со скоростью выхода из сферы их протекания выделяющегося свободного углекислого газа путем десорбции. Результирующая скорость протекания этих сопряженных процессов в конечном итоге определяется скоростью самого медленного из них, т.е. скоростью выделения CO_2 . Чем выше коэффициент десорбции, тем быстрее будет протекать реакция разложения бикарбонатов и карбонатов.

Размещение барботажного устройства в баке-аккумуляторе интенсифицирует процессы удаления кислорода и особенно свободной углекислоты за счет хорошей вентиляции парового пространства бака. Это обеспечивает более глубокое разложение бикарбонатов и карбонатов по сравнению с одноступенчатыми деаэраторами.

Вода, поступающая на барботажное устройство, кроме растворенных газов содержит еще и определенное количество мельчайших газовых пузырьков, имеющих ничтожно малую подъемную силу, в связи с чем их удаление связано с большими трудностями. Если не принять мер по удалению газовых пузырьков, то они могут снова раствориться в воде при ее охлаждении или при повышении давления.

На начальном участке барботажного листа происходит интенсивный подогрев воды до температуры насыщения, соответствующей давлению в деаэраторе. Эффективность процесса дегазации воды на этом участке незначительна. Основной процесс дегазации происходит на остальной части барботажного листа при температуре насыщения, соответствующей давлению в этой части деаэратора. Определяющими факторами при этом являются увлечение газовых пузырьков потоком пара и турбулентная диффузия. Таким образом, бак-аккумулятор и барботажная ступень играют чрезвычайно важную роль в схеме деаэрационной установки. В табл. 3.8 приведены характеристики атмосферных деаэраторов [2].

Если давление над водой меньше атмосферного, то вода кипит при температуре ниже 100°C . Чем меньше давление, тем ниже температура кипения. Процесс деаэрации по своей физической сущности не зависит от абсолютного давления. Нулевая растворимость газов может быть достигнута при любой температуре кипения, а значит, и при температуре кипения ниже 100°C , поэтому деаэрацию воды можно осуществить при давлении ниже атмосферного. Термические деаэраторы, работающие под давлением ниже атмосферного, называются вакуумными.

Таблица 3.8. Технические характеристики атмосферных деаэраторов.

Наименование	Барботажные деаэраторы типа ДСА						
	Производительность колонки в т/ч						
	5	10	15	25	50	75	100
Давление в деаэраторе, ат.	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Температура воды, °С	104	104	104	104	104	104	104
Диаметр, мм: колонки бака	530 1200	720 1600	800 1600	1200 2000	1200 2200	1200 2200	1200 3000
Полная длина деаэратора, мм	4800	5046	6504	6504	8550	12050	9350
Высота деаэратора, мм	2709	3155	3155	3800	3960	3962	4785
Полезная емкость бака-аккумулятора, м ³	4	7,5	10	15	25	35	50

Таблица 3.9. Характеристика вакуумных деаэраторных установок

Тип	Производительность, кг/с	Рабочее давление, МПа	Тип охладителя выпара	Тип водоструйного эжектора
ДВ-6	1,39	0,03	ОВВ-2	ЭВ-10; ЭВ-30
ДВ-16	4,17	0,03	ОВВ-2	ЭВ-10; ЭВ-60
ДВ-25	6,90	0,03	ОВВ-2	ЭВ-30; ЭВ-60
ДВ-50	13,89	0,03	ОВВ-8	ЭВ-30; ЭВ-60
ДВ-75	20,83	0,03	ОВВ-8	ЭВ-60; ЭВ-100
ДВ-100	27,78	0,03	ОВВ-8	ЭВ-60; ЭВ-220

Для быстрого выделения газов из воды и отвода их из деаэратора, а также для обеспечения глубокой дегазации требуется создавать соответствующие условия.

В вакуумном деаэраторе большая часть газов выделяется из воды в виде пузырьков, которые медленно выходят на поверхность воды; меньшая (остаточная) часть газов выделяется путем диффузии. В деаэраторе 90—95% кислорода выделяется в виде пузырьков, остальные 5—10% — путем диффузии на всем пути движения воды.

В деаэраторной установке собственно деаэратором является аппарат, который носит название деаэраторной колонки. (табл. 3.9)

Оборудование вакуумной деаэраторной установки кроме колонки состоит из бака-аккумулятора, охладителя выпара, водоструйного эжектора, контура создания разряжения с водяным насосом. В ряде случаев вакуумная деаэраторная установка оборудуется питательным баком-подогревателем поступающей воды или поверхностным подогревателем. На рис. 3.6 представлена схема вакуумной деаэрации подпиточной воды в котельных с водогрейными котлами.

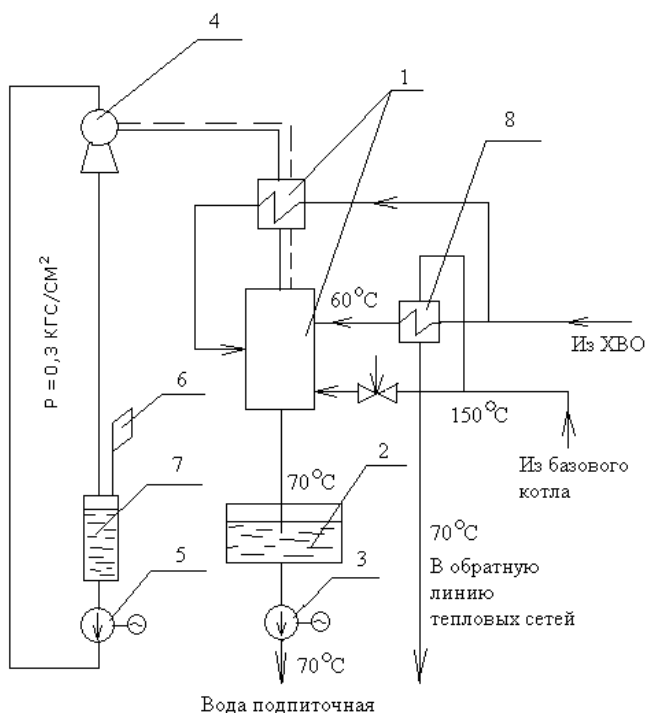


Рис. 3.6 Схема вакуумной деаэрации подпиточной воды в котельной с водогрейными котлами

- 1- деаэратор типа ДВ с охладителем выпара; 2- бак деаэрированной воды; 3- подпиточный насос; 4- водоструйный эжектор; 5- насос рабочей воды; 6- выхлоп в атмосферу; 7- бак рабочей воды; 8- водо-водяной подогреватель.

Литература

Делягин Г.Н., Лебедев В.И., Пермяков Б.А.
«Теплогенерирующие установки», - М: Стройиздат, 1986 г,
560 стр.

Будинков Е.Ф. и др. «Производственные и отопительные котельные», - М: Энергоатомиздат, 1984 г., 268 стр.

Либерман И.Б., Нянковская М.Т. «Справочник по проектированию котельных установок систем централизованного теплоснабжения», - М: Энергии, 1979. 224 стр.

СНиП 2.01.01-82 «Строительная климатология»

СНиП II-35-76 «Котельные установки»

Приложение.

Таблица 1.

Термодинамические свойства воды
(1 ккал/кг $\approx$ 4,2 кДж/кг)

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Плотность $\rho, \text{кг/м}^3$	Удельная энтальпия $i, \text{Дж/кг}$	Температура $t, ^\circ\text{C}$	Плотность $\rho, \text{кг/м}^3$	Удельная энтальпия $i, \text{Дж/кг}$
0	999,9	0,0	105	954,7	440,2
5	1000,0	21,1	110	950,8	461,3
10	999,7	42,0	115	947,1	482,5
15	999,4	63,0	120	943,1	503,7
20	998,2	83,9	125	939,2	525,0
25	997,1	104,8	130	934,8	546,4
30	995,7	125,7	135	930,6	567,7
35	994,1	146,6	140	926,1	589,1
40	992,2	167,5	145	921,7	610,4
45	990,2	188,4	150	916,9	632,2
50	988,1	209,3	155	912,2	653,6
55	985,9	230,2	160	907,4	675,3
60	983,2	251,1	165	902,4	697,5
65	980,6	272,1	170	893,7	719,3
70	977,8	293,0	175	892,2	741,1
75	974,9	314,0	180	886,9	763,3
80	971,8	334,9	185	881,5	785,4
85	968,6	356,0	190	876,0	807,6
90	965,3	377,1	195	870,4	829,8
95	961,9	398,0	200	864,7	852,4
100	958,1	419,1	-	-	-

Таблица 2

Термодинамические свойства сухого насыщенного водяного пара
(1 кгс/см² ≈ 0,0981 МПа ≈ 0,1 МПа;
1 ккал/кг = 4,1868 кДж/кг ≈ 4,2 кДж/кг)

Абсолютное давление Р		Температура насыщения t", °С	Удельный объем, м ³ /кг		Удельная энтальпия, кДж/кг		Удельная теплота парообразования r, кДж/кг
МПа	кгс/см ²		кипящей воды v'	сух. насыщ. пара v''	кипящей воды, i'	сухого насыщ. пара, i''	
1	2	3	4	5	6	7	8
0,10	1,02	99,6	0,00104	1,70	417,5	2675	2258
0,12	1,22	104,8	0,00105	1,43	439,3	2683	2244
0,14	1,43	109,3	0,00105	1,24	458,4	2690	2232
0,16	1,63	113,3	0,00105	1,09	475,4	2696	2221
0,18	1,84	116,9	0,00106	0,978	490,7	2702	2221
0,20	2,04	120,2	0,00106	0,886	504,7	2707	2211
0,22	2,24	123,3	0,00106	0,810	517,7	2711	2202
0,24	2,45	126,1	0,00107	0,747	529,9	2715	2193
0,26	2,65	128,7	0,00107	0,693	541,2	2719	2185
0,28	2,86	131,2	0,00107	0,646	551,7	2722	2178
0,30	3,06	133,5	0,00107	0,606	561,7	2726	2171
0,35	3,57	138,9	0,00108	0,524	584,4	2732	2164
0,40	4,08	143,6	0,00108	0,462	604,6	2739	2164
0,45	4,59	147,9	0,00109	0,414	623,0	2744	2148
0,50	5,10	151,8	0,00109	0,375	640,1	2749	2134
0,60	6,12	158,8	0,00110	0,316	670,6	2757	2121
0,70	7,14	165,0	0,00111	0,273	697,2	2764	2109
0,80	8,16	170,4	0,00111	0,240	720,9	2769	2086
0,90	9,18	175,4	0,00112	0,215	742,7	2774	2077
1,00	10,20	179,9	0,00113	0,195	762,4	2778	2067
1,10	11,2	184,1	0,00113	0,178	781,3	2781	2048
1,20	12,2	188,0	0,00114	0,163	798,4	2785	2031
1,30	13,3	191,6	0,00114	0,151	814,6	2787	2015
1,40	14,4	199,0	0,00115	0,141	830,0	2790	2000
1,50	15,3	198,3	0,00115	0,132	844,5	2792	1986
1,60	16,3	201,4	0,00116	0,124	858,3	2793	
1,70	17,3	204,3	0,00116	0,117	871,7	2795	

1,80	22,4	207,1	0,00117	0,110	884,2	2796	1973
1,90	24,5	209,8	0,00117	0,105	896,6	2798	1960
2,00	26,5	212,4	0,00118	0,100	908,6	2799	1947
2,20	28,6	217,2	0,00119	0,0907	930,9	2801	1935
2,40	30,6	221,8	0,00119	0,0832	951,8	2802	1923
2,60	35,7	226,0	0,00120	0,0769	971,9	2803	1912
2,80	40,8	230,0	0,00121	0,0714	990,2	2803	1901
3,00	51,0	233,8	0,00122	0,0666	1008,0	2803	1891
3,50		242,5	0,00123	0,0571	1050	2803	1870
4,00		250,3	0,00125	0,0498	1088	2801	1850
5,00		263,9	0,00129	0,0394	1154	2794	1831
							1813
							1795
							1753
							1713
							1640

1	2	3	4	5	6	7	8
6,00	61,2	275,6	0,00132	0,0324	1214	2784	1570
7,00	71,4	285,8	0,00135	0,0274	1268	2772	1505
8,00	81,6	295,0	0,00138	0,0235	1317	2758	1441
9,00	91,8	303,3	0,00142	0,209	1364	2743	1379
10,0	102	311,0	0,00145	0,0180	1408	2725	1317
0	204	365.7	0,00203	0,0058	1827	2410	583
20,0	224	373,3	0,00269	6	2010	2196	186
0	225,65	374,25	0,00326	0,0037	2100	2100	0
22,0				8			
0				0,0032			
22,1				6			
29							