А. А. Ионин, Б. М. Хлыбов,
В. Н. Братенков, Е. Н. Терлецкая

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ

А. А. ИОНИН, Б. М. ХЛЫБОВ,
В Н БРАТЕНКОВ, Е. Н. ТЕРЛЕЦКАЯ

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ

Под редакциеи д-ра техн. наук, проф.
А. А. ИОНИНА

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебника для студентов высших учебиых заведений, обучающихся по специальности «Теплогазоснабжение и веитиляция»

МОСКВА
СТРОЙИЗДАТ
1982

ББК 31.38
Т 35
УДК 697.34(075.8)

Рецензенты: кафедра теплоснабжения и вентиляции Ленинградского инженерно-строительного института (зав. кафедрой д-р техн. наук, проф. В. М. Гусев), канд техн. наук Н. К. Громов (АКХ им. К. Д. Памфилова).

Т 35 **Теплоснабжение:** Учебник для вузов/ А. А. Ионин, Б. М. Хлыбов, В. Н. Братенков, Е. Н. Терлецкая; Под ред. А. А. Ионина. — М.: Стройиздат, 1982.—336 с., ил.

Рассмотрены централизованные системы теплоснабжения городов и промышленных предприятий Изложены методы определения расходов тепла потребителями. Приведены методы регулирования отпуска тепла. Рассмотрены схемы систем и присоединение потребителей к тепловым сетям. Изложены вопросы проектирования горячего водоснабжения Приведены методы гидравлического, теплового и технико-экономического расчетов систем. Рассмотрены переменные гидравлические режимы и конструкции тепловых сетей. Отдельная глава посвящена надежности тепловых сетей

Для студентов вузов, обучающихся по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция».

Т $\frac{3206000000-288}{047(01)-82}$ 179—82

ББК 31.38
6С9.4

АЛЕКСАНДР АЛЕКСАНДРОВИЧ ИОНИН
БОРИС МИХАЙЛОВИЧ ХЛЫБОВ
ВЛАДИМИР НИКОЛАЕВИЧ БРАТЕНКОВ
ЕЛЕНА НИКОЛАЕВНА ТЕРЛЕЦКАЯ

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ

Редакция литературы по инженерному оборудованию
Зав. редакцией *И. В. Соболева*
Редакторы *М. А. Шершукова, С. И. Погудина*
Младший редактор *А. А. Минаева*
Внешнее оформление художника *В. П. Вагулина*
Технический редактор *Н. В. Высотина*
Корректор *О В Стигнеева*

ИБ № 1798

Сдано в набор 25 08 81 Подписано в печать 26 01 82
Т-03133 Формат 70×108¹/₁₆ Бумага тип. № 2
Гарнитура «Литературная» Печать высокая Усл. печ. л. 29,4
Усл. кр.-отт. 29,4 Уч.-изд. л. 30,53 Тираж 40.000 экз.
Изд. № АІ-7253 Заказ 435 Цена 1 р. 50 к.

Стройиздат 101442, Москва, Каляевская, 23а
Подольский филиал ПО «Периодика»
при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
г. Подольск, ул. Кирова, д. 25.

© Стройиздат, 1982

ПРЕДИСЛОВИЕ

Под теплоснабжением понимают систему обеспечения теплом зданий и сооружений. В учебнике рассмотрены централизованные системы теплоснабжения, обеспечивающие наиболее экономное использование топлива и имеющие наиболее высокие экономические показатели.

В Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года, утвержденных XXVI съездом КПСС, указывается на настоятельную необходимость бережливого использования материальных ресурсов. В частности, отмечается необходимость обеспечить в 1985 г. по сравнению с 1980 г. экономию топливно-энергетических ресурсов в народном хозяйстве в количестве 160—170 млн. т условного топлива, в том числе 70—80 млн. т за счет уменьшения норм расхода. Централизованное теплоснабжение характеризуется пониженными удельными расходами топлива на выработку тепловой энергии, поэтому дальнейшее его развитие будет направлено на выполнение решений XXVI съезда КПСС, а также ноябрьского (1981 г.) Пленума ЦК КПСС.

Весь материал учебника базируется на таких фундаментальных теоретических дисциплинах, как «термодинамика», «теплопередача», «гидравлика» и «аэродинамика». В учебнике использованы результаты научно-исследовательских работ, проектные и конструктивные решения ведущих институтов страны по теплоснабжению.

Учебник написан коллективом кафедры теплофикации и газоснабжения Московского инженерно-строительного института им. В. В. Куйбышева под общим руководством д-ра техн. наук, проф. А. А. Ионина.

При построении учебника в целом и отдельных его глав в основном сохранены принципы построения изданного в 1953 г. учебника «Теплоснабжение», написанного д-ром техн. наук, проф. С. Ф. Копьевым, долгие годы заведывавшим кафедрой теплофикации и газоснабжения МИСИ им. В. В. Куйбышева.

Предисловие, введение и главы 3 (§ 12), 6 (§ 29), 7—10 написаны д-ром техн. наук, проф. *А. А. Иониным;* главы 1, 2, 3 (§ 15), 4 и 5 написаны канд. техн. наук, доц. *Б. М. Хлыбовым;* главы 6 (§ 30—33) и 12—15 написаны канд. техн. наук, доц. *В. Н. Братенковым;* главы 3 (§ 13, 14, 16) и 11 написаны асс. *Е. Н. Терлецкой.*

Авторы приносят глубокую благодарность рецензентам учебника — заведующему кафедрой теплоснабжения и вентиляции ЛИСИ д-ру техн. наук, проф. В. М. Гусеву, канд. техн. наук, доц. Н. И. Кононову, руководителю отдела теплоснабжения АКХ им. К. Д. Памфилова канд. техн. наук Н. К. Громову за ценные замечания и рекомендации, сделанные при просмотре рукописи.

Развитие централизованного теплоснабжения в СССР и его значение для народного хозяйства. Теплоснабжение является крупной отраслью народного хозяйства. Достаточно сказать, что на нужды теплоснабжения ежегодно расходуется 25% всего добываемого и вырабатываемого в СССР топлива. В условиях ограниченных топливных ресурсов рациональное и экономное расходование их представляет собой задачу большой государственной важности. Значительная роль в решении этой задачи отводится централизованному теплоснабжению и теплофикации, которые тесно связаны с электрификацией и энергетикой, а энергетику В. И. Ленин рассматривал как основу для развития производительных сил страны. В своем историческом определении «Коммунизм — это есть Советская власть плюс электрификация всей страны» В. И. Ленин указал на ведущее положение энергетики в построении материально-технической базы коммунизма. Ленинский план ГОЭЛРО послужил основой для мощного развития энергетических систем Советского Союза.

Централизованное теплоснабжение базируется на использовании крупных районных котельных, характеризующихся значительно бо́льшими КПД, чем мелкие отопительные установки. Теплофикация, т. е. централизованное теплоснабжение на базе комбинированной выработки тепла и электроэнергии, является высшей формой централизованного теплоснабжения. Она позволяет сократить расход топлива на 20—25%. Кроме экономии топлива централизация теплоснабжения имеет большое социальное значение, способствуя повышению производительности труда, вытесняя малоквалифицированные профессии, улучшая условия труда и повышая культуру производства. Централизованные системы теплоснабжения существенно улучшают бытовые условия жизни населения. Улучшение условий труда и жизни людей находится в полном соответствии с требованиями Конституции СССР, где записано, что «Высшая цель общественного производства при социализме — наиболее полное удовлетворение растущих материальных и духовных потребностей людей» (Статья 15).

При централизованном теплоснабжении мелкие отопительные установки, являющиеся источниками загрязнения воздушного бассейна, ликвидируются, а вместо них используются крупные источники тепла, газовые выбросы которых содержат минимальные концентрации токсичных веществ. Таким образом, централизация теплоснабжения способствует решению крупной задачи современности — охраны окружающей природной среды.

Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года, принятыми на XXVI съезде КПСС, предусматривается обеспечение дальнейшего развития централизованного теплоснабжения потребителей путем строительства теплоэлектроцентралей и крупных районных котельных, снижение удельных расходов топлива и себестоимости электрической и тепловой энергии.

В настоящее время в результате достижений в области использования ядерного топлива развивается новое направление — централизованное теплоснабжение на базе атомных ТЭЦ и атомных котельных. Использование ядерного топлива для теплоснабжения сокращает расход дефицитного органического топлива и облегчает решение проблемы топливно-энергетического баланса страны.

Первая система теплофикации была построена и введена в эксплуатацию в 1924 г. в Ленинграде на базе 3-й Ленинградской электростан-

ции. С пуском этой системы начинается теплофикация всей страны. В 1928 г. в Москве была создана экспериментальная ТЭЦ Всесоюзного теплотехнического института, а в дальнейшем началось сооружение теплофикационных установок в Ростове, Харькове, Киеве и других городах.

Большой вехой в развитии советской теплофикации явился июньский Пленум ЦК ВКП (б) 1931 г., на котором было принято решение о широком строительстве в стране мощных теплоэлектроцентралей. С 1931 г. теплофикация была положена в основу реконструкции и строительства топливно-энергетического хозяйства городов. К 1940 г. в стране действовало около 100 ТЭЦ общей мощностью 2 млн. кВт, отпуск тепла составлял 105 млн. ГДж (25 млн. Гкал), а протяженность тепловых сетей достигла 650 км.

Разрушенные во время Великой Отечественной войны тепловые электростанции благодаря мерам, принимавшимся в стране, уже к 1945 г. были восстановлены. Дальнейшее развитие теплоэнергетики и теплофикации связано с освоением высоких и сверхкритических параметров, увеличением единичных мощностей турбин и котлов, строительством ТЭЦ из блоков с мощностью более 100 МВт. В СССР создана самая крупная в мире теплофикационная турбина мощностью 250/300 МВт на закритические параметры.

В 1975 г. суммарная мощность ТЭЦ в стране составила около 60 млн. кВт, было отпущено тепла около 3800 млн. ГДж (900 млн. Гкал), протяженность тепловых сетей составила примерно 15 тыс. км. В крупных городах с преимущественно современной застройкой уровень теплофикации жилищно-коммунального сектора достигает 50—60%.

Современные централизованные системы теплоснабжения и перспективы их дальнейшего развития. Централизованная система теплоснабжения состоит из следующих основных элементов: источника тепла, тепловых сетей и местных систем потребления — систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Для централизованного теплоснабжения используются два типа источников тепла: теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) и районные котельные (РК). На ТЭЦ осуществляется комбинированная выработка тепла и электроэнергии, обеспечивающая существенное снижение удельных расходов топлива при получении электроэнергии. При этом сначала тепло рабочего тела — водяного пара — используется для получения электроэнергии при расширении пара в турбинах, а затем оставшееся тепло отработанного пара используется для нагрева воды в теплообменниках, которые составляют теплофикационное оборудование ТЭЦ. Горячая вода применяется для теплоснабжения. Таким образом, на ТЭЦ тепло высокого потенциала используется для выработки электроэнергии, а тепло низкого потенциала — для теплоснабжения. В этом состоит энергетический смысл комбинированной выработки тепла и электроэнергии. При раздельной их выработке электроэнергию получают на конденсационных станциях (КЭС), а тепло — в котельных. В конденсаторах паровых турбин на КЭС поддерживается глубокий вакуум, которому соответствуют низкие температуры (15—20°С), и охлаждающую воду не используют. В результате на теплоснабжение расходуют дополнительное топливо. Следовательно, раздельная выработка экономически менее выгодна, чем комбинированная.

Преимущества теплофикации и централизованного теплоснабжения наиболее ярко проявляются при концентрации тепловых нагрузок, что характерно для современных развивающихся городов.

Следует учитывать, что при теплофикации капитальные вложения в ТЭЦ и тепловые сети оказываются больше, чем в КЭС и централизованные системы теплоснабжения от РК, поэтому ТЭЦ экономически целесообразно сооружать лишь при больших тепловых нагрузках. Для

европейской части СССР при существующих стоимостях теплофикация экономически целесообразна при тепловых нагрузках более 400 Гкал/ч.

Другим источником теплоснабжения являются РК. Тепловая мощность современных РК составляет 150—200 Гкал/ч. Такая концентрация тепловых нагрузок позволяет использовать крупные агрегаты, современное техническое оснащение котельных, что обеспечивает высокие КПД использования топлива.

В качестве теплоносителя для теплоснабжения городов используют горячую воду, а для теплоснабжения промышленных предприятий — водяной пар. Теплоноситель от источников тепла транспортируют по теплопроводам. Горячая вода поступает к потребителям по подающим теплопроводам, отдает в теплообменниках свое тепло и после охлаждения возвращается по обратным теплопроводам к источнику тепла. Таким образом, теплоноситель непрерывно циркулирует между источником тепла и потребителями. Циркуляцию теплоносителя обеспечивает насосная станция источника тепла. Водяной пар поступает к промышленным потребителям по паропроводам под собственным давлением, конденсируется в теплообменниках и отдает свое тепло. Образовавшийся конденсат возвращается к источнику тепла под действием избыточного давления или с помощью конденсатных насосов.

Современные тепловые сети городских систем теплоснабжения представляют собой сложные инженерные сооружения. Протяженность тепловых сетей от источника до крайних потребителей составляет десятки километров, а диаметр магистралей достигает 1400 мм. В состав тепловых сетей входят теплопроводы; компенсаторы, воспринимающие температурные удлинения; отключающее, регулирующее и предохранительное оборудование, устанавливаемое в специальных камерах или павильонах; насосные станции; районные тепловые пункты (РТП) и тепловые пункты (ТП).

Теплопроводы прокладывают под землей в непроходных и полупроходных каналах, в коллекторах и без каналов. Для сокращения потерь тепла при движении теплоносителя по теплопроводам применяют теплоизоляцию их.

Для управления гидравлическим и тепловым режимами системы теплоснабжения ее автоматизируют, а количество подаваемого тепла регулируют в соответствии с требованиями потребителей. Наибольшее количество тепла расходуется на отопление зданий. Отопительная нагрузка изменяется с изменением наружной температуры. Для поддержания соответствия подачи тепла потребностям в нем применяют центральное регулирование на источниках тепла. Добиться высокого качества теплоснабжения, применяя только центральное регулирование, не удается, поэтому на тепловых пунктах и у потребителей применяют дополнительное автоматическое регулирование. Расход воды на горячее водоснабжение непрерывно изменяется, и для поддержания устойчивого теплоснабжения гидравлический режим тепловых сетей автоматически регулируют, а температуру горячей воды поддерживают постоянной и равной 65°С.

Как уже отмечалось, современные централизованные системы теплоснабжения представляют собой сложный комплекс, включающий источники тепла, тепловые сети с насосными станциями и тепловыми пунктами и абонентские вводы, оснащенные системами автоматического управления. Для обеспечения надежного функционирования таких систем необходимо их иерархическое построение, при котором всю систему расчленяют на ряд уровней, каждый из которых имеет свою задачу, уменьшающуюся по значению от верхнего уровня к нижнему. Верхний иерархический уровень составляют источники тепла, следующий уровень — магистральные тепловые сети с РТП, нижний — распределительные се-

ти с абонентскими вводами потребителей. Источники тепла подают в тепловые сети горячую воду заданной температуры и заданного давления, обеспечивают циркуляцию воды в системе и поддержание в ней должного гидродинамического и статического давления. Они имеют специальные водоподготовительные установки, где осуществляется химическая очистка и деаэрация воды. По магистральным тепловым сетям транспортируются основные потоки теплоносителя в узлы теплопотребления. В РТП теплоноситель распределяется по районам и в сетях районов поддерживается автономный гидравлический и тепловой режимы. К магистральным тепловым сетям отдельных потребителей присоединять не следует, чтобы не нарушать иерархичности построения системы.

Для надежности теплоснабжения необходимо резервировать основные элементы верхнего иерархического уровня. Источники тепла должны иметь резервные агрегаты, а магистральные тепловые сети должны быть закольцованы с обеспечением необходимой их пропускной способности в аварийных ситуациях.

Распределительные тепловые сети, ТП и абонентские вводы обеспечивают распределение теплоносителя по отдельным потребителям и составляют низший иерархический уровень, который в большинстве случаев не резервируют.

Иерархическое построение систем теплоснабжения обеспечивает их управляемость в процессе эксплуатации.

Тепловые пункты бывают центральные (ЦТП) и индивидуальные (ИТП). От ЦТП предусматривается теплоснабжение нескольких зданий, а от ИТП — одного здания. ЦТП размещают в отдельных одноэтажных зданиях, а ИТП — в помещении здания. Тепловые пункты обеспечивают подачу необходимого количества тепла в здания для их отопления и вентиляции с автоматическим поддержанием в системах отопления нужных гидравлического и теплового режимов. В теплообменниках ТП подогревают водопроводную воду до 65°С, а затем подают ее в жилые и общественные здания для горячего водоснабжения. Температура горячей воды регулируется автоматически.

Выше были рассмотрены основные элементы водяных систем теплоснабжения, использующих органическое топливо. В дальнейшем основными источниками для теплоснабжения будут атомные котельные и атомные ТЭЦ. Использование этих источников приведет к еще большей концентрации тепловых нагрузок, увеличению радиуса действия систем и необходимости решения новых научных и инженерных задач. Наряду с ядерным топливом будут использоваться восстанавливаемые энергоресурсы: геотермальные воды, тепло солнца и воды. Геотермальные воды и сейчас используются для теплоснабжения, но в дальнейшем их удельный вес возрастет. Существенную экономию энергии дает использование для теплоснабжения вторичных энергоресурсов, которые будут находить все более широкое применение.

ГЛАВА 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДОВ ТЕПЛА

§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ ТЕПЛА И МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЕГО РАСХОДОВ

Потребителями тепла системы централизованного теплоснабжения являются:

а) теплоиспользующие санитарно-технические системы зданий (системы отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха, горячего водоснабжения);

б) различного рода технологические установки, использующие тепло низкого потенциала (до 300—350°С).

По режиму потребления тепла в течение года различают две группы потребителей:

1) сезонные потребители, нуждающиеся в тепле только в холодный период года, с зависимостью расхода тепла в основном от температуры наружного воздуха;

2) круглогодовые потребители, нуждающиеся в тепле весь год, со слабо выраженной в большинстве случаев зависимостью расхода тепла от температуры наружного воздуха.

К первой группе относятся системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, ко второй — системы горячего водоснабжения и технологические установки. Если для систем кондиционирования воздуха искусственный холод в теплый период года вырабатывается на основе использования тепловой энергии абсорбционным или эжекторным методами, то такие системы входят во вторую группу.

Потребителей, получающих тепло от централизованной системы теплоснабжения, называют *абонентами этой системы,* а расходуемое абонентами тепло — *тепловой нагрузкой источника тепла.*

В зависимости от соотношения и режимов отдельных видов теплопотребления различают три характерные группы абонентов: жилые здания, общественные здания, промышленные здания и сооружения. В последнюю группу входят также сельскохозяйственные производственные здания и комплексы. Для жилых зданий характерны сезонные расходы тепла на отопление и вентиляцию и круглогодовой расход тепла на горячее водоснабжение. В жилых зданиях не устраивают специальной приточной вентиляции — свежий воздух поступает в помещения через форточки окон и неплотности в наружных ограждениях. Подогрев вентиляционного воздуха в этом случае возлагается на систему отопления. Для большинства общественных зданий основное значение имеют сезонные расходы тепла на отопление, вентиляцию и кондиционирование воздуха. У промышленных абонентов, в том числе и сельскохозяйственного направления, обычно имеются все виды теплопотребления, количественное соотношение между которыми определяется видом основного производства. Некоторые общественно-коммунальные предприятия, такие, как бани, прачечные и т. п., по характеру теплопотребления следует рассматривать как производственные объекты.

Потребность абонентов в тепле не остается постоянной. Расходы тепла на отопление и вентиляцию изменяются в зависимости от температуры наружного воздуха, на горячее водоснабжение — в зависимости от режима потребления горячей воды населением (при отсутствии у абонентов аккумуляторов горячей воды), в технологических установках — в зависимости от режима работы теплоиспользующего оборудования.

Определяющими для проектирования и расчета централизованного теплоснабжения являются максимальные часовые (расчетные) расходы тепла по отдельным видам теплопотребления и суммарные часовые расходы тепла по абоненту в целом с учетом несовпадения часовых максимумов расходов тепла по отдельным видам теплопотребления.

Для определения потребности в тепле абонентов системы централизованного теплоснабжения используют приближенные методы, в основе которых лежат укрупненные показатели. Степень укрупнения таких показателей может быть различной. Например, по селитебной зоне города удельные расчетные расходы тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение (на одного жителя, на 1 м² жилой площади и т. п.) относят или ко всей зоне в целом, или к ее отдельным территориально-структурным единицам: микрорайону, жилому району, общественному центру и т. п. Соотношение жилых и общественных зданий в таких структурных единицах города обычно бывает различным, вследствие чего для них оказываются различными и значения удельных показателей расходов тепла.

Из укрупненных показателей расходов тепла наименьшей степенью укрупнения, а следовательно, и наибольшей точностью обладают показатели по отдельным зданиям. На основе таких показателей и определяются в дальнейшем все иные показатели с большей степенью укрупнения.

На разных стадиях проектирования системы теплоснабжения в зависимости от необходимой точности исходных данных пользуются показателями разной степени укрупнения. И лишь на самой поздней стадии проектирования, когда переходят к расчету мелких (квартальных, микрорайонных) тепловых сетей, расходы тепла определяют более точно: для новых объектов — по соответствующим типовым или индивидуальным проектам, для существующих объектов — по материалам инвентаризации.

§ 2 РАСХОДЫ ТЕПЛА ЖИЛЫМИ ЗДАНИЯМИ

Часовой расход тепла на отопление отдельного здания $Q_{от}$ определяют из теплового баланса здания:

$$Q_{от} = 1{,}1\ (Q_{н\ о} + Q_{в} - Q_{вн}), \qquad (1.1)$$

где 1,1 — коэффициент, учитывающий дополнительные потери тепла в местной системе отопления (СНиП II-33-75); $Q_{н\ о}$ — потери тепла через наружные ограждения здания, $Q_{в}$ — тепло, затрачиваемое на вентиляцию (на подогрев вентиляционного воздуха); $Q_{вн}$ — тепловые выделения внутри здания.

Ранее в течение многих лет считалось, что расчетные количества тепла, затрачиваемого на вентиляцию и выделяющегося внутри здания, примерно одинаковы, т. е. $Q^{р}_{в} \approx Q^{р}_{вн}$, и что расчетная потребность здания в тепле определяется только потерями тепла через его наружные ограждения, т. е. $Q_{от} = Q_{н\ о}$. При этом не учитывалось возникновения дебаланса тепла в здании при превышении температурой наружного воздуха ее расчетного значения, когда затраты тепла на вентиляцию становятся меньше внутренних тепловыделений. С выходом СНиП II-33-75 основной расчетной формулой для определения $Q_{от}$ стала формула (1.1).

Исходными данными для определения составляющих теплового баланса здания служит или одна из его строительных характеристик (жилая площадь $F_{ж}$, полезная площадь $F_{п}$, объем здания по наружному обмеру $V_{н}$), или число жителей N.

Строительные характеристики здания связаны между собой следующими соотношениями:

$$V_{н} = F_{ж} K_{2}; \qquad (1.2)$$

$$F_{ж} = F_{п} K_{1}, \qquad (1.3)$$

где $K_2 = V_{н}/F_{ж}$ — объемный коэффициент здания, м³/м²; $K_1 = F_{ж}/F_{п}$ — безразмерный планировочный коэффициент квартиры.

Для кирпичных зданий старой постройки с высотой этажа 4 м $K_2 = 7 \ldots 8$ м³/м². Для крупноблочных, крупнопанельных и кирпичных

зданий строительства 1955—1970 гг. вследствие уменьшения высоты этажа до 2,7—2,8 м коэффициент K_2 уменьшился до 5,2—6,2 м³/м². Для зданий более поздней постройки с большей площадью вспомогательных помещений квартир коэффициент K_2 возрос до 6,2—7,3 и имеет тенденцию к еще большему увеличению в связи с дальнейшим улучшением благоустройства квартир. Значение коэффициента K_1 для всех указанных выше типов зданий колеблется от 0,6 до 0,72.

Связь между числом жителей N в здании и его строительными характеристиками осуществляется через выражение

$$F_{ж} = f_{ж} N, \tag{1.4}$$

где $f_{ж}$ — средняя обеспеченность (норма) жилой площадью, м², приходящейся на одного жителя, фиксируемая на расчетный момент времени решением местного Совета народных депутатов.

По статистическим данным, в среднем по всем городам СССР на конец 1975 г. на одного жителя приходилось 11,9 м² общей (полезной) площади, что соответствует примерно $f_{ж}=8$ м²*. При составлении генеральных планов городов, как правило, принимают $f_{ж}=9$ м² для первой очереди строительства (до 1985 г.) и $f_{ж}=12$ м² для расчетного срока (обычно до 2000 г.) (СНиП II-60-75). Интересно отметить, что в 1913 г. в России в среднем на одного городского жителя приходилось 6,3 м² общей площади**, что соответствует примерно $f_{ж}=4{,}5$ м². При этом необходимо учитывать, что за этим средним показателем скрывается далеко неравное положение рабочих и зажиточных слоев населения.

Для определения **потерь тепла через наружные ограждения здания** ранее обычно применялась формула

$$Q_{н\,о} = V_{н}\, q_{н\,о}\, (t^{р}_{вн} - t_{н}), \tag{1.5}$$

где $V_{н}$ — объем здания по наружному обмеру, м³; $q_{н\,о}$ — удельные потери тепла через наружные ограждения здания, отнесенные к 1 м³ его объема и 1°С разности температур внутреннего и наружного воздуха; $t^{р}_{вн}$ — осредненная по помещениям температура внутреннего воздуха, принимаемая равной 18 или 20°С в зависимости от значения расчетной наружной температуры для отопления (СНиП II-33-75); $t_{н}$ — температура наружного воздуха, °С.

Так как по СНиП II-33-75 расходы тепла на вентиляцию и внутренние тепловыделения вычисляются в зависимости от жилой площади, то вместо формулы (1.5) целесообразнее применять несколько иное выражение:

$$Q_{н.о} = F_{ж}\, K_2\, q_{н.о}\, (t^{р}_{вн} - t_{н}), \tag{1.6}$$

где вместо $V_{н}$ стоит произведение $F_{ж} K_2$ [см. формулу (1.2)].

Максимальные расчетные потери тепла через наружные ограждения находят также по формуле (1.6), однако в этом случае вместо текущей температуры наружного воздуха $t_{н}$ подставляют расчетную наружную температуру для отопления $t^{р}_{от}$, принимаемую равной средней температуре наружного воздуха наиболее холодных пятидневок из восьми зим за 50-летний период.

Удельные потери тепла через наружные ограждения наиболее распространенных в практике зданий в форме прямоугольного параллелепипеда можно определить по приближенной формуле

$$q_{н.о} = \frac{2j}{R_{ст}} \left(\frac{A}{b} + \frac{2\beta_{гор}}{jH} + \frac{AbH}{V_{н}} \right), \tag{1.7}$$

где j — коэффициент, учитывающий средние дополнительные потери тепла через вертикальные ограждения в зависимости от их расположения по странам света, прини-

---

* ЦСУ СССР. Народное хозяйство СССР в 1975 г. Статистический ежегодник. М., Статистика, 1976

** **Скоров Б. М.** Технико-экономические основы проектирования жилых, общественных, промышленных зданий и населенных мест. М., Высш. школа, 1972, 328 с.

маемый для типовых проектов равным 1,08 (СНиП II-33-75); $R_{ст}$ — удельное термическое сопротивление наружной стены; $A = 1 + \frac{F_{ок}}{F_{ст}}\left(\frac{R_{ст}}{R_{ок}} - 1\right) = 1 + d\left(\frac{R_{ст}}{R_{ок}} - 1\right)$ (здесь d — коэффициент остекления, т. е. отношение площадей поверхности окон и наружных стен; $R_{ок}$ — удельное термическое сопротивление окна); b и H — соответственно длина наименьшей стороны и высота здания, м; $\beta_{гор}$ — поправочный коэффициент, учитывающий отклонение удельного термического сопротивления пола $R_{пол}$ и потолка $R_{пот}$ и их расчетных разностей температур от соответствующих показателей наружных стен; $\beta_{гор} = 0{,}5R_{ст}\left(\frac{n_{пот}}{R_{пот}} + \frac{n_{пол}}{R_{пол}}\right)$ (здесь $n_{пот}$ и $n_{пол}$ — коэффициенты к расчетной разности температур потолка и пола для учета их отклонения от расчетной разности температур наружных стен); $V_н$ — объем здания по наружному обмеру, м³.

Согласно СНиП II-3-79, минимально допустимое (требуемое) по санитарно-гигиеническим условиям удельное термическое сопротивление наружных стен $R_{ст}^{тр}$ определяется по выражению

$$R_{ст}^{тр} = \frac{t_{вн}^{р} - t_{от}^{р}}{\Delta\tau^{н}\,\alpha_{в}}, \qquad (1.8)$$

где $t_{вн}^{р}$ — расчетная температура внутреннего воздуха, °С; $t_{от}^{р}$ — расчетная наружная температура для отопления, °С; $\Delta\tau^{н}$ — нормативная разность температур внутреннего воздуха и внутренней поверхности наружной стены, °С; $\alpha_{в}$ — коэффициент теплоотдачи к внутренней поверхности наружной стены.

При определении значения $q_{н.о}$ за реперную величину в расчетной практике принимают наружную температуру $t_{от}^{р} = -30$°С. При нормативных для жилых зданий значениях $t_{вн}^{р} = 18$°С; $\Delta\tau^{н} = 6$°С; $\alpha_{в} = 31{,}4$ кДж/(м²·ч·°С)* [7,5 ккал/(м²·ч·°С)] реперное значение требуемого (минимального) термического сопротивления наружных стен равно:

$$R_{ст.реп}^{тр} = \frac{18 - (-30)}{6 \cdot 31{,}4} = 0{,}255 \text{ м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{°С/кДж}.$$

Подставив в формулу (1.7) значения $R_{ст.реп}^{тр} = 0{,}255$ и $j = 1{,}08$, а также наиболее часто встречающиеся в практике значения $b = 12$ м; $d = 0{,}3$; $R_{ок} = 0{,}105$ м²·ч·°С/кДж (0,44 м²·ч·°С/ккал); $\beta_{гор} = 0{,}5$, получим упрощенную формулу для определения реперного значения требуемых (максимально допустимых) удельных потерь тепла через наружные ограждения здания, кДж/(м³·ч·°С):

$$q_{н.о}^{реп} \approx 1{,}1 + \frac{4}{H} + 160\,\frac{H}{V_н}, \qquad (1.9)$$

где 1,1 — постоянная величина, кДж/(м³·ч·°С); 4 — постоянная величина, кДж/(м²×ч·°С); H — высота здания, м; 160 — постоянная величина, кДж/(м·ч·°С); $V_н$ — объем здания по наружному обмеру, м³.

Теоретически термическое сопротивление наружных стен жилых зданий может отличаться от его требуемого значения, так как, согласно нормам, необходимое значение $R_{ст}$ должно определяться в каждом конкретном случае технико-экономическим расчетом исходя из местных условий: стоимости стеновых материалов, стоимости топлива, продолжительности отопительного периода и т. д. Фактически же значения $R_{ст}$ выстроенных за последние годы зданий (после 1958 г.) мало отличаются от $R_{ст}^{тр}$, и для таких зданий формула (1.9) является в большинстве случаев пригодной. При определении $q_{н.о}$ для зданий, построенных до 1958 г., имеющих значение $R_{ст} > R_{ст}^{тр}$ и меньший коэффициент остекления, получаемые по формуле (1.9) значения $q_{н.о}^{реп}$ следует умно-

* Единицей коэффициента теплоотдачи в системе СИ является Вт/(м²·°С). Здесь и в дальнейшем изложении единица кДж/ч не переведена в Вт в связи с необходимостью рассмотрения не тепловой мощности, а расхода тепла.

жать на коэффициент 0,8. Заметим, что, согласно формуле (1.7), при всех прочих неизменных данных увеличение $R_{ст}$ до (1,5—2) $R^{тр}_{ст}$ уменьшает значение $q_{н\,о}$ всего на 15—30%.

Для зданий, находящихся в климатических зонах с расчетной наружной температурой для отопления $t^{р}_{от}$, отличающейся от реперной наружной температуры, т. е. при $t^{р}_{от} \neq -30°С$, значение $q_{н\,о}$ находят по формуле

$$q_{н.о} = q^{реп}_{н.о}\,\beta_t, \qquad (1.10)$$

где β_t — температурный коэффициент, учитывающий изменение требуемого термического сопротивления наружных стен в зависимости от $t^{р}_{от}$.

Из совместного решения уравнений (1.7)—(1.10) при подстановке в уравнение (1.7) значений $R^{тр}_{ст.реп} = 0{,}255$ м²·ч·°С/кДж; $b = 12$ м; $d = 0{,}3$; $\beta_{гор} = 0{,}5$; $R_{ок} = 0{,}105$ м²·ч·°С/кДж; $H = 20$ м получим

$$\beta_t = 1 + \frac{0{,}695 + 1430/V_н}{1{,}22 + 2900/V_н}\;\frac{30 + t^{р}_{от}}{t^{р}_{вн} - t^{р}_{от}}.$$

При больших значениях $V_н$ ($V_н > 10\,000$ м³) влиянием объема здания на коэффициент β_t можно пренебречь и представить предыдущую формулу в более общем виде:

$$\beta_t \approx 1 + 0{,}6\,\frac{30 + t^{р}_{от}}{t^{р}_{вн} - t^{р}_{от}}. \qquad (1.11)$$

Расход тепла на вентиляцию жилых зданий $Q_в$, кДж/ч, находят по выражению

$$Q_в = F_ж\,l_{уд}\,c\,(t^{р}_{вн} - t_н) = F_ж\,q^{ж}_в\,(t^{р}_{вн} - t_н), \qquad (1.12)$$

где $F_ж$ — жилая площадь, м²; $l_{уд}$ — удельный объем воздуха, т. е. количество наружного воздуха, поступающего на 1 м² жилой площади в 1 ч, м³/(м²·ч); c — удельная объемная теплоемкость воздуха, равная 1,26 кДж/(м³·°С); $t^{р}_{вн}$ — внутренняя температура, °С; $t_н$ — наружная температура, °С; $q^{ж}_в = l_{уд}c$ — вентиляционная характеристика жилого здания, кДж/(м²·ч·°С).

Значение $q^{ж}_в$ нормы предписывают принимать равным примерно 3,6 кДж/(м²·ч·°С) [0,86 ккал/(м²·ч·°С)] при удельной санитарной норме притока около 3 м³/ч на 1 м² жилой площади (СНиП II-33-75).

По выпущенным Госстроем СССР дополнениям к СНиП II-33-75, в целях экономии расхода тепла за расчетную наружную температуру для вентиляции жилых зданий $t^{р}_в$ принимается средняя температура наиболее холодного периода года (параметры $А$ наружного воздуха). В связи с этим при определении расходов тепла на вентиляцию жилых зданий следует различать два диапазона наружных температур: I — от максимальной наружной температуры $t^{max}_н$, соответствующей началу отопительного сезона, до $t_н = t^{р}_в$ — когда расход тепла на вентиляцию зависит от наружной температуры; II — от $t_н = t^{р}_в$ до $t_н = t^{р}_{от}$ — когда расход тепла на вентиляцию постоянен и равен его расчетному значению.

Внутренние тепловыделения. К внутренним (бытовым) тепловыделениям относят тепло, выделяемое самими жителями и различного рода бытовыми приборами: кухонными плитами, осветительной и электробытовой аппаратурой и т. п. Поступление бытового тепла не зависит от наружной температуры и составляет 75,4 кДж/ч (18 ккал/ч) на 1 м² площади помещений, имеющих нагревательные приборы. В отдельной квартире нагревательные приборы устанавливают обычно в жилых комнатах и кухне. Отношение площади кухни $F_{кух}$ к жилой площади $F_ж$,

т. е. $F_{кух}/F_{ж}$, в современных зданиях находится в пределах от 0,15 до 0,5 и в среднем для наиболее распространенных двух- и трехкомнатных квартир может быть принято равным 0,25. Следовательно, суммарные удельные тепловыделения в жилых комнатах и кухне, отнесенные к 1 м² жилой площади, составят $q_{вн}=75{,}4\cdot 1{,}25\approx 94$ кДж/(м²·ч). Общие тепловыделения как в отдельной квартире, так и во всем здании будут равны, кДж/ч:

$$Q_{вн}=F_{ж}\,q_{вн}. \tag{1.13}$$

Суммарный расход тепла на отопление жилого здания в I диапазоне наружных температур (от $t_{н}^{max}$ до $t_{н}=t_{в}^{р}$) определяется, согласно выражениям (1.1), (1.6), (1.12), (1.13), по формуле

$$Q_{от}^{I}=1{,}1\,F_{ж}\,[(K_2\,q_{н.о}+q_{в}^{ж})\,(t_{вн}^{р}-t_{н})-q_{вн}]. \tag{1.14}$$

Формулу (1.14) можно написать в ином виде:

$$Q_{от}^{I}=1{,}1\,F_{ж}\,(K_2\,q_{н\ о}+q_{в}^{ж})\,(t_{в.у}^{I}-t_{н}), \tag{1.15}$$

где $t_{в\ у}^{I}$ — условная внутренняя температура в I диапазоне наружных температур, равная:

$$t_{в.у}^{I}=t_{вн}^{р}-\frac{q_{вн}}{K_2\,q_{н\ о}+q_{в}^{ж}}. \tag{1.16}$$

Аналогично для II диапазона наружных температур (от $t_{н}=t_{в}^{р}$ до $t_{н}=t_{от}^{р}$) находим

$$Q_{от}^{II}=1{,}1\,F_{ж}\,K_2\,q_{н.о}\,(t_{в.у}^{II}-t_{н}), \tag{1.17}$$

где $t_{в.у}^{II}$ — условная внутренняя температура во II диапазоне наружных температур, равная:

$$t_{в.у}^{II}=t_{вн}^{р}-\frac{q_{вн}-q_{в}^{ж}\,(t_{вн}^{р}-t_{в}^{р})}{K_2\,q_{н.о}}. \tag{1.18}$$

Расчетный расход тепла на отопление жилого здания определяется по формуле (1.17) при подстановке в нее вместо текущей наружной температуры $t_{н}$ значения расчетной температуры для отопления $t_{от}^{р}$.

Применение понятий об условных внутренних температурах $t_{в.у}^{I}$ и $t_{в.у}^{II}$ позволяет получить весьма простые зависимости между температурой наружного воздуха $t_{н}$ и относительным (по отношению к расчетному) расходом тепла на отопление жилого здания, т. е. зависимости типа $\overline{Q}_{от}=Q_{от}/Q_{от}^{р}=f(t_{н})$.

Для II диапазона наружных температур ($t_{в}^{р}\geqslant t_{н}\geqslant t_{от}^{р}$), использовав формулу (1.17) для определения текущего $Q_{от}$ и расчетного $Q_{от}^{р}$ расходов тепла, находим

$$\overline{Q}_{от}^{II}=\frac{Q_{от}^{II}}{Q_{от}^{р}}=\frac{t_{в.у}^{II}-t_{н}}{t_{в.у}^{II}-t_{от}^{р}}. \tag{1.19}$$

Определение относительного расхода тепла для I диапазона наружных температур ($t_{н}^{max}\geqslant t_{н}\geqslant t_{в}^{р}$) оказывается более сложным. Объясняется это тем, что в I диапазоне наружных температур зависимости от наружной температуры текущего [формула (1.15)] и расчетного [формула (1.17)] расходов тепла оказываются различными, в то время как во II диапазоне наружных температур эти зависимости совпадают [формула (1.17)]. В связи с этим для определения $\overline{Q}_{от}$ в I диапазоне наружных температур сначала, используя формулу (1.15),

находят относительный расход тепла по отношению к расходу тепла при расчетной наружной температуре для вентиляции $t_в^р$, а затем уже, использовав формулу (1.17), корректируют полученный результат, приводя его к расчетному расходу тепла при $t_{от}^р$. В итоге расчетная формула приобретает вид

$$\bar{Q}_{от}^I = \frac{Q_{от}^I}{Q_{от}^р} = \frac{t_{в.у}^I - t_н}{t_{в.у}^I - t_в^р} \cdot \frac{t_{в.у}^{II} - t_в^р}{t_{в.у}^{II} - t_{от}^р}. \quad (1.20)$$

Из формулы (1.20) следует, что $\bar{Q}_{от}^I$ становится равным нулю, когда наружная температура достигает своего максимального значения, равного $t_{в.у}^I$. Это значит, что при $t_н^{max} = t_{в.у}^I$ отапливаемое здание не нуждается в подводимом извне тепле и нормативная внутренняя температура в нем $t_{вн}^р$ поддерживается только за счет внутренних тепловыделений.

По действующим нормам в области теплоснабжения (СНиП II-36-73) значение $t_н^{max}$ принимается равным +8°С. По СНиП II-33-75 и эксплуатационному опыту, более оптимальным считается значение $t_н^{max} = +10$°С.

Горячее водоснабжение. Часовые расходы тепла. Потребление горячей воды в жилых зданиях неравномерно в течение суток и по дням недели. Общее представление об этом дают рис. 1.1—1.3.

На рис. 1.1 показано внутрисуточное изменение расхода горячей воды в отдельном здании, полученное по показаниям записывающего счетчика; на рис. 1.2 показано изменение расхода горячей воды по дням недели в центральном тепловом пункте, обслуживающем около 3000 чел.; на рис. 1.3 приведен более подробный график расходов воды по дням недели в другом ЦТП с указанием расходов воды по отдельным часам суток*. Конкретные виды таких графиков могут несколько различаться в зависимости от режима работы и привычек населения. Однако в расходах горячей воды в жилых зданиях наблюдаются и некоторые общие закономерности, заключающиеся в почти полном прекращении расхода воды в ночные часы, в наличии повышенных расходов воды в утренние (с 8 до 12) и вечерние (с 18 до 22) часы, в увеличении суточных расходов воды в нерабочие (суббота, воскресенье) и предпраздничные дни примерно на 20—30% по сравнению с расходом воды в остальные (рабочие) дни недели.

В СНиП II-34-76 приведено два значения расхода горячей воды на одного жителя в сутки: средний расход воды за сутки отопительного периода $g_{сут.ср}$ и увеличенный расход воды в сутки наибольшего водопотребления $g_{сут\,max}$. Отношение $g_{сут\,max}/g_{сут.ср} = K_{сут}$ называют коэффициентом суточной неравномерности расхода воды. В сутки наибольшего водопотребления расход воды по отдельным часам суток также неравномерен и в часы максимального водопотребления в несколько раз превышает средний расход воды за эти сутки. Отношение максимального часового расхода воды $g_{ч.max}$ к среднечасовому расходу воды $g_{ч.ср}$, т. е. $K_ч = g_{ч.max}/g_{ч.ср}$, характеризует часовую неравномерность расхода воды в сутки наибольшего водопотребления. Максимальный часовой расход воды $g_{ч.max}$ нельзя смешивать с приводимым в нормах расходом воды в час наибольшего водопотребления $g_{и.ч}$. Последний как некоторый предел применяется для определения вероятности действия водоразборных приборов и становится равным $g_{ч.max}$ только при бесконечно большом числе водоразборных приборов.

Среднечасовой расход тепла на горячее водоснабжение в сутки ото-

---

* **Дворецков Н. Г.** Системы горячего водоснабжения. — В кн.: Теплофикация СССР/Под ред. С. Я. Белинского, Н. К. Громова. — М., Энергия, 1977, с. 206—213.

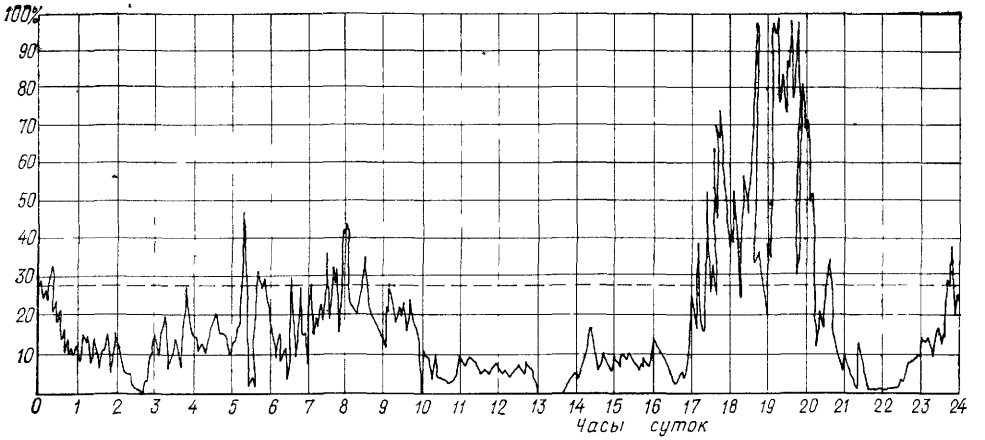


Рис. 1.1. Суточный график расхода горячей воды в жилом здании (пунктиром показан среднесуточный расход воды)

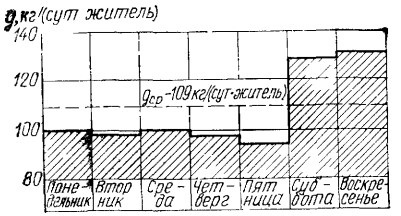
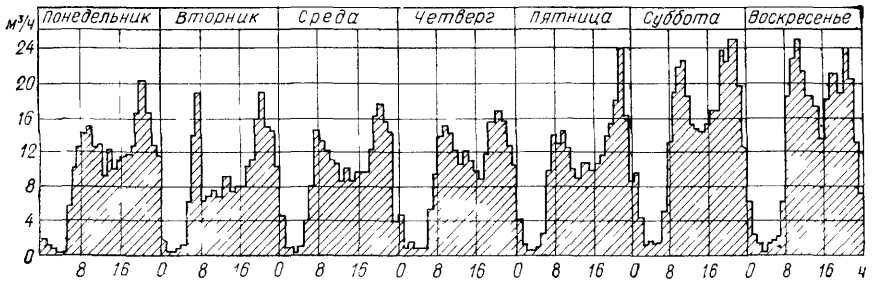


Рис. 1.2. График расхода горячей воды на одного жителя по дням недели (ЦТП—2980 чел.)

Рис. 1.3. График потребления горячей воды по часам суток и дням недели (ЦТП — 2580 чел.)



пительного периода $Q_{ч.ср}$, кДж/ч, определяют, согласно нормам, по выражению

$$Q_{ч.ср} = N g_{сут.ср} c (t_г - t_х)/24 + \Delta Q_п + \Delta Q_ц, \quad (1.21)$$

где N — число жителей; $g_{сут\ ср}$ — расход горячей воды одним жителем в сутки отопительного сезона, кг/(сут·житель) [в нормах этот расход дан в л/(сут·житель), но при плотности воды $\rho = 1000$ кг/м³ численные значения л/(сут·житель) и кг/(сут×житель) совпадают]; c — удельная теплоемкость воды, равная 4,19 кДж/(кг·°С); $t_г$ — средняя температура воды в водоразборных стояках систем горячего водоснабжения, принимаемая равной 55°С; $t_х$ — температура холодной воды в водопроводе, принимаемая при отсутствии особых указаний в задании на проектирование равной 5°С; $\Delta Q_п$, $\Delta Q_ц$ — потери тепла подающими и циркуляционными трубопроводами в системе горячего водоснабжения, кДж/ч.

При проектировании централизованного теплоснабжения диаметры и длины трубопроводов местных систем горячего водоснабжения обычно бывают еще неизвестны и потому значения $\Delta Q_п$ и $\Delta Q_ц$ приходится оценивать ориентировочно, выражая их в долях расхода тепла на подогрев воды, т. е. полагая, что $\Delta Q_п + \Delta Q_ц = \beta_г [N g_{сут.ср} c (t_г - t_х)]/24$. В этом случае формула (1.21) принимает вид

$$Q_{ч.ср} = N g_{сут\ ср} c (t_г - t_х)(1 + \beta_г)/24. \quad (1.22)$$

Значение $\beta_г$ зависит от протяженности и мощности системы горячего водоснабжения и при изолированных водоразборных стояках равно примерно 0,05—0,2, а при неизолированных водоразборных стояках 0,1—0,3. Большие значения $\beta_г$ соответствуют протяженным квартальным системам горячего водоснабжения с приготовлением воды в центральных тепловых пунктах (ЦТП).

Среднечасовой расход тепла за сутки наибольшего водопотребления $Q_{ч.ср\,max}$, кДж/ч, определяют по формуле

$$Q_{ч.ср\ max} = N\ (g_{сут\ max} + \beta_г\, g_{сут.ср})\ c\ (t_г - t_х)/24, \qquad (1.23)$$

где $g_{сут\,max} = g_{сут.ср} K_{сут}$ — расход горячей воды одним жителем в сутки наибольшего водопотребления, кг/(сут·житель) (численно значение $g_{сут.max}$ в кг/сут совпадает с приводимым в нормах значением $g_{сут.max}$ в л/сут); остальные обозначения указаны ранее.

Максимальный часовой расход тепла за сутки наибольшего водопотребления $Q_{ч\,max}$, кДж/ч, находят по выражению

$$Q_{ч.max} = N\ (g_{сут\ max}\ K_ч + \beta_г\, g_{сут.ср})\ c\ (t_г - t_х)/24, \qquad (1.24)$$

где $K_ч$ — коэффициент часовой неравномерности расхода воды в сутки наибольшего водопотребления; остальные обозначения указаны ранее [см. формулы (1.21)—(1.23)].

В общем случае для определения $K_ч$ необходимо сначала определить максимальный часовой расход горячей воды $G_ч$, м³/ч, по формуле (4) СНиП II-34-76, а затем уже вычислить $K_ч$ по формуле

$$K_ч = 24\,000\ G_ч/(g_{сут\ max}\ N). \qquad (1.25)$$

Для жилых зданий квартирного типа при известной средней плотности заселения одной квартиры $n_{ср}$, чел/кв, и известных числе и типах водоразборных приборов в квартире $K_ч$ есть функция только общего числа жителей в доме N. Такая зависимость при $n_{ср}=3{,}5$ чел/кв и наличии в квартире ванны, умывальника и мойки приведена на рис. 1.4.

В летний период в результате повышения температуры водопроводной воды и отъезда части жителей на дачи и т. п. расход тепла на приготовление горячей воды уменьшается и определяется по формуле, кДж/ч:

$$Q_{ч\cdot ср\cdot л} = Q_{ч.ср}\ \frac{t_г - t_{х.л}}{t_г - t_{х.з}}\ \beta_л, \qquad (1.26)$$

где $t_{х.з}$ и $t_{х.л}$ — зимняя (5°С) и летняя (15°С) температуры воды в водопроводе; $\beta_л$ — коэффициент, учитывающий снижение летнего расхода тепла на горячее водоснабжение по отношению к зимнему расходу; при отсутствии более конкретных данных $\beta_л$ принимается равным 0,8, за исключением курортных и южных городов, для которых $\beta_л = 1$.

В наиболее общем случае

$$Q_{ч\cdot ср\cdot л} = Q_{ч.ср}\ \frac{55-15}{55-5}\ 0{,}8 = 0{,}64\ Q_{ч.ср}.$$

Годовой расход тепла на отопление жилых зданий $Q_{от}^{год}$, ГДж/год, находится как сумма расходов тепла в I и II диапазонах наружных температур:

$$Q_{от}^{год} = Q_{от}^{р}\ [\overline{Q}_{ср}^{I}\ (z_{от} - z_{II}) + \overline{Q}_{ср}^{II}\ z_{II}]\ 10^{-6}, \qquad (1.27)$$

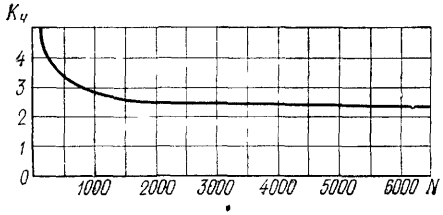


Рис. 1.4. Зависимость коэффициента максимальной часовой неравномерности потребления горячей воды $K_ч$ от числа жителей N

где $Q^{р}_{от}$ — расчетный часовой расход тепла, кДж/ч, определяемый по формуле (1.1) или (1.17) при $t_н = t^{р}_{от}$; $\bar{Q}^{I}_{ср}$ и $\bar{Q}^{II}_{ср}$ — средние относительные расходы тепла в I (при $t_н > t^{р}_{в}$) и II (при $t_н < t^{р}_{в}$) диапазонах наружных температур, определяемые соответственно по формулам (1.20) и (1.19) с подстановкой в них средних значений наружных температур $t^{I}_{н.ср}$ и $t^{II}_{н.ср}$ в каждом из диапазонов; $z_{от}$ — продолжительность отопительного периода, ч/год; z_{II} — продолжительность II диапазона наружных температур, ч/год.

Продолжительность II диапазона наружных температур очень невелика и при отсутствии более точных данных для всех городов нашей страны приближенно может быть принята равной 10% продолжительности отопительного периода, т. е. $z_{II} \approx 0{,}1\ z_{от}$. Краткость II диапазона наружных температур позволяет без существенной погрешности определять среднюю наружную температуру в этом диапазоне $t^{II}_{н.ср}$ как среднеарифметическую из двух краевых температур этого диапазона с корректирующим коэффициентом 0,95, учитывающим бо́льшую продолжительность стояния высоких наружных температур:

$$t^{II}_{н.ср} = 0{,}475\ (t^{р}_{в} + t^{р}_{от}). \qquad (1.28)$$

Так как средняя наружная температура за весь отопительный период $t_{н.ср}$ обычно бывает известна по климатологическим данным, из общего баланса градусо-часов отопительного периода находим

$$t^{I}_{н.ср} = t_{н.ср} - (t^{II}_{н.ср} - t_{н.ср})\ \frac{z_{II}}{z_{от} - z_{II}}. \qquad (1.29)$$

Годовой расход тепла на горячее водоснабжение жилого здания $Q^{год}_{г.в}$, ГДж/год, определяется по выражению

$$Q^{год}_{г.в} = [Q_{ч.ср}\ z_{от} + Q_{ч.ср.л}\ (8400 - z_{от})]\ 10^{-6}, \qquad (1.30)$$

где $Q_{ч.ср}$, $Q_{ч\ ср\ л}$ — часовые расходы тепла, кДж/ч, определяемые по формулам (1.22), (1.26); $z_{от}$ — продолжительность отопительного периода, ч/год; 8400 — общее число часов работы в году горячего водоснабжения, учитывающее 15-суточный перерыв на профилактику и ремонты.

Пример 1.1. Определить расчетный часовой и годовой расходы тепла на отопление и горячее водоснабжение, приходящиеся на одного жителя, проживающего в девятиэтажном крупнопанельном жилом здании с общей жилой площадью $F_ж = 3000$ м². Климатические условия: $t^{р}_{от} = -25$°С; $t^{р}_{в} = -14$°С; $t_{н\ ср} = -3{,}2$°С; $z_{от} = 4921$ ч/год; $z_{II} = 620$ ч/год. Прочие исходные данные: $f_ж = 9$ м²/житель; объемный коэффициент здания $K_2 = 6{,}3$ м³/м²; удельный расход тепла на вентиляцию, отнесенный к 1 м² жилой площади, $q^{ж}_{в} = 3{,}6$ кДж/(м²·ч·°С); удельные внутренние тепловыделения $q_{вн} = 94$ кДж/(м²·ч).

Решение. Общий объем здания $V_н = 3000 \cdot 6{,}3 = 18\,900$ м³; высота здания $H = 9 \cdot 2{,}8 = 25$ м. Реперное значение удельных потерь тепла через наружные ограждения, отнесенных к 1 м³ здания, найдем по формуле (1.9):

$$q^{реп}_{н.о} = 1{,}1 + \frac{4}{25} + 160\ \frac{25}{18\,900} = 1{,}47\ \text{кДж/(м}^3\cdot\text{ч °С)}.$$

Температурный коэффициент определим по формуле (1.11):

$$\beta_t = 1 + 0{,}6\ \frac{30 - 25}{18 + 25} = 1{,}07.$$

Действительное значение $q_{н\ о} = 1{,}47 \cdot 1{,}07 = 1{,}57$ кДж/(м³·ч·°С).

Условная внутренняя температура в I диапазоне наружных температур, согласно формуле (1.16), равна

$$t^{I}_{в.у} = 18 - \frac{94}{6{,}3 \cdot 1{,}57 + 3{,}6} = 11{,}03 \approx 11\ °\text{С}.$$

Во II диапазоне наружных температур, согласно формуле (1.18),

$$t^{II}_{в.у} = 18 - \frac{94 - 3{,}6\ (18 + 14)}{6{,}3 \cdot 1{,}57} = 20{,}14\ °\text{С}.$$

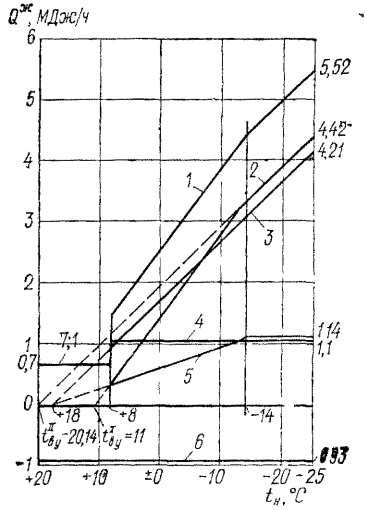


Рис. 1.5. График зависимости часовых расходов тепла жилым зданием от наружной температуры

1 — суммарный на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение; *2* — суммарный на отопление и вентиляцию с учетом внутренних тепловыделений; *3* — на отопление; *4* — на горячее водоснабжение знмой; *5* — на вентиляцию; *6* — внутренние тепловыделения, *7* — на горячее водоснабжение летом

Расчетный часовой расход тепла на отопление найдем в формуле (1.17): $Q_{от}=1{,}1\cdot9\cdot6{,}3\cdot1{,}57\times\times(20{,}14+25)10^{-3}=4{,}42$ МДж/(ч·житель). Из них потери тепла через наружные ограждения по формуле (1.6): $Q_{в.о}=1{,}1\cdot9\cdot6{,}3\cdot1{,}57\ (18+25)10^{-3}==4{,}21$ МДж/(ч·житель); расход тепла на вентиляцию по формуле (1.12): $Q_{в}=1{,}1\cdot9\cdot3{,}6\ (18++14)\cdot10^{-3}=1{,}14$ МДж/(ч·житель); внутренние тепловыделения по формуле (1.13): $Q_{вн}=1{,}1\cdot9\times\times94\cdot10^{-3}=0{,}93$ МДж/(ч·житель).

Среднечасовой расход тепла на горячее водоснабжение в зимний период при $g_{сут.ср}=105$ кг/(сут·житель) и $\beta_г=0{,}2$ по формуле (1.22):

$$Q_{ч.ср}=1\cdot105\cdot4{,}19\ (55-5)\ (1+0{,}2)/(24\cdot10^{3})=1{,}1\ \text{МДж/(ч·житель)}.$$

То же, на горячее водоснабжение в летний период по формуле (1.26):

$$Q_{ч.ср.л}=0{,}64\cdot1{,}1=0{,}7\ \text{МДж/(ч·житель)}.$$

Средние наружные температуры во II и I диапазонах наружных температур [формулы (1.28) и (1.29)]:

$$t^{II}_{н.ср}=0{,}475\ [-14+(-25)]=-18{,}5\ ^{\circ}\text{C};$$

$$t^{I}_{н.ср}=-3{,}2-(-18{,}5+3{,}2)\ \frac{620}{4921-620}=-1\ ^{\circ}\text{C}.$$

Средние относительные расходы тепла на отопление в II и I диапазонах наружных температур [формулы (1.19) и (1.20)]:

$$\bar{Q}^{II}_{ср}=\frac{20{,}14+18{,}5}{20{,}14+25}=0{,}856;\quad \bar{Q}^{I}_{ср}=\frac{11+1}{11+14}\ \frac{20{,}14+14}{20{,}14+25}=0{,}363.$$

Годовой расход тепла на отопление по формуле (1.27):

$$Q^{год}_{от}=4{,}42\ [0{,}363\ (4921-620)+0{,}856\cdot620]\ 10^{-3}=9{,}25\ \text{ГДж/(год·житель)};$$

то же, на горячее водоснабжение по формуле (1.30):

$$Q^{год}_{г.в}=[1{,}1\cdot4921+0{,}7\ (8400-4921)]\ 10^{-3}=7{,}85\ \text{ГДж/(год·житель)}.$$

Суммарные расходы тепла на отопление и горячее водоснабжение:
расчетно-часовой

$$\Sigma\, Q^{час}=Q_{от}+Q_{ч.ср}=4{,}42+1{,}1=5{,}52\ \text{МДж/(ч·житель)};$$

годовой

$$\Sigma\, Q^{год}=Q^{год}_{от}+Q^{год}_{г.в}=9{,}25+7{,}85=17{,}1\ \text{ГДж/(год·житель)}.$$

На рис. 1.5 приведен график зависимости часовых расходов тепла на отопление и горячее водоснабжение жилого здания от наружной температуры (по данным примера 1.1).

§ 3. РАСХОДЫ ТЕПЛА ОБЩЕСТВЕННЫМИ ЗДАНИЯМИ

Отопление. В большинстве случаев в общественных зданиях устраивается приточно-вытяжная вентиляция, при наличии которой внутренние тепловыделения и затраты тепла на подогрев инфильтрационного воздуха учитываются при определении расхода тепла на вентиляцию. В связи с этим часовой расход тепла на отопление от-

дельного общественного здания $Q_{от}^{общ}$, кДж/ч, определяется по формуле

$$Q_{от}^{общ} = 1{,}1\, V_{н}^{общ}\, q_{от}^{общ}\, (t_{вн}^{общ} - t_{н})\, (1 + \mu)\, \beta_t, \qquad (1.31)$$

где 1,1 — коэффициент, учитывающий дополнительные потери тепла в системе отопления (СНиП II-33-75); $V_{н}^{общ}$ — объем здания по наружному обмеру, м³; $q_{от}^{общ}$ — удельный расход тепла на отопление, кДж/(м³·ч·°С); $t_{вн}^{общ}$ — осредненная по зданию внутренняя температура, °С; $t_{н}$ — температура наружного воздуха, °С; μ — коэффициент, учитывающий затраты тепла на подогрев инфильтрационного воздуха, равный в зданиях с вытяжной вентиляцией, не компенсированной подогретым притоком, 0,1—0,2; в зданиях с приточной вентиляцией 0; β_t — температурный коэффициент, определяемый по формуле (1.11).

Вентиляция. Расход тепла на подогрев приточного воздуха $Q_{в}^{общ}$, кДж/ч, приближенно находят по формуле

$$Q_{в}^{общ} = V_{н}^{общ}\, q_{в}^{общ}\, (t_{вн}^{общ} - t_{н}), \qquad (1.32)$$

где $q_{в}^{общ}$ — вентиляционно-тепловая характеристика здания, кДж/(м³·ч·°С).

Для определения максимального расчетного расхода тепла вместо текущей наружной температуры $t_{н}$ в формулу (1.32) подставляют расчетную для вентиляций температуру наружного воздуха $t_{в}^{р}$. Значение $t_{в}^{р}$ для зданий с общеобменной вентиляцией принимают равным средней наружной температуре наиболее холодного периода года (параметры *А* по СНиП II-33-75); для зданий с удалением вредных веществ, зданий с местными отсосами воздуха, зданий с воздушным душированием — равным расчетной наружной температуре для отопления $t_{от}^{р}$ (параметры *Б* по СНиП II-33-75).

Для зданий с $t_{в}^{р} > t_{от}^{р}$ приток свежего воздуха при $t_{н} < t_{в}^{р}$ уменьшают с сохранением расчетного расхода тепла на вентиляцию. Это считается допустимым, так как для большинства районов нашей страны продолжительность периода с $t_{н} < t_{в}^{р}$ составляет не более 10—13% продолжительности всего отопительного периода.

Физический смысл вентиляционно-тепловой характеристики здания раскрывается выражением

$$q_{в}^{общ} = m\, n\, c,$$

где $m = V_{в}/V_{н}$ — коэффициент, равный отношению вентилируемого объема здания $V_{в}$ к объему здания по наружному обмеру $V_{н}$; n — средняя кратность воздухообмена в вентилируемых помещениях, ч⁻¹; c — удельная объемная теплоемкость воздуха, равная 1,26 кДж/(м³·°С).

Температура внутреннего воздуха и значения отопительных и вентиляционных характеристик для некоторых категорий общественных зданий приведены в табл. 1.1. Следует отметить, что приведенные в табл. 1.1 нормы единиц измерения (мест, коек и т. п.) взяты из соответствующих нормативных документов. Фактические же значения этих величин могут значительно отличаться от нормативных.

При отсутствии данных по номенклатуре и размерам общественных зданий в теплоснабжаемом районе в первом приближении можно принимать: $t_{вн}^{общ} = 16$°С; реперное значение $q_{от}^{общ} = 1{,}6...1{,}7$ кДж/(м³·ч·°С); $q_{в}^{общ} = 1...1{,}2$ кДж/(м³·ч·°С).

Удельный объем общественных зданий $V_{общ}$, отнесенный к одному жителю, зависит от крупности поселений и ориентировочно составляет:

	$V_{общ}$, м³/житель
в малых городах (численность населения N до 50 000 чел.)	12,5
в средних и больших городах ($N = 50\,000...250\,000$ чел.)	18
в крупных городах ($N > 250\,000$ чел.)	20—24

ТАБЛИЦА 1.1. ЗНАЧЕНИЯ УДЕЛЬНЫХ ОБЪЕМОВ, ОТОПИТЕЛЬНЫХ И ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЛЯ ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ (ПО Е. П. ШУБИНУ)

Общественные здания	Единица измерения	Норма на 1000 жителей*	Удельный объем на единицу измерения, м³	Наружный объем здания, м³	$t_{вн}^{общ}$, °С	Удельная характеристика здания, кДж/(м³·ч·°С)	
						отопительная $q_{от}^{общ}$	вентиляционная $q_{в}^{общ}$
Детские сады-ясли	место	70—90	26—33	3 000—10 000	21	2,66—2,12	0,47—0,4
Дневные общеобразовательные школы	»	180	17—26	5 000—35 000	18	2,3—1,69	0,36—0,29
Поликлиники, амбулатории	число посещений в смену	26—35	8—12	2 000—12 000	20	1,8—1,26	1,08—0,9
Больницы и диспансеры	койка	12—13,5	160—240	15 000—200 000	20	1,66—1,19	1,62—1,26
Кинотеатры	место	20—50	12—33	3 000—30 000	14	2,23—1,62	1,8—1,58
Учреждения	м²	2500—3500	—	7 000—25 000	18	1,98—1,26	1,98—0,72
Предприятия общественного питания	посадочное место	28—40	20—30	1 000—8000	16	1,8—1,26	5,04—3,24
Магазины продовольственных товаров	рабочее место	3,2—3,4	200—240	1 500—1800	12	2,16—1,62	2,52—1,8
Магазины промышленных товаров, универмаги	то же	4,5—6,6	140—200	1 000—10 000**	15	2,16—1,26	1,8—0,72
Гостиницы, дома для пренезжающих	место	3—6	100—120	10 000—40 000	20	1,62—1,44	1,73—1,08
Бани, душевые павильоны	»	3—7	33—42	2 000—10 000	25	1,15—0,9	4,32—3,6
Гаражи	машина	25—105	80—110	3 000—25 000	10	2,88—2,16	2,88—2,52

* Нижние пределы соответствуют первой очереди строительства, верхние — расчетному сроку по генеральному плану.
** Универмаги до 80 000 м³.

Горячее водоснабжение. Потребление горячей воды в общественных зданиях различно по величине и зависит в основном от назначения здания. Например, средний за отопительный сезон суточный расход горячей воды в зданиях административных учреждений составляет 7 кг/сут на одного работающего, а в гостиницах с ваннами во всех номерах — 200 кг/сут на одного проживающего. В связи с этим необходимо раздельное по каждому из общественных зданий определение расходов тепла на горячее водоснабжение по методике, изложенной в СНиП II-34-76. В среднем для всех общественных зданий города нормы предписывают принимать расход горячей воды 25 кг/сут на одного жителя. Зная этот удельный расход горячей воды, среднечасовой расход тепла на горячее водоснабжение общественными зданиями города в сутки отопительного сезона $Q_{ч.ср}^{общ}$ определяют по формуле (1.22).

Годовой расход тепла общественными зданиями $Q_{общ}^{год}$, ГДж/год, определяют по выражению

$$Q_{общ}^{год} = Q_{от.общ}^{год} + Q_{в.общ}^{год} + Q_{г.в.общ}^{год}, \qquad (1.33)$$

где $Q_{от.общ}^{год}$, $Q_{в.общ}^{год}$, $Q_{г.в.общ}^{год}$ — годовые расходы тепла соответственно на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, ГДж/год.

Годовой расход тепла на отопление

$$Q_{от.общ}^{год} = Q_{от}^{общ} \frac{t_{вн}^{общ} - t_{ср}}{t_{вн}^{общ} - t_{от}^{р}} z_{от} \cdot 10^{-6}, \qquad (1.34)$$

где $Q_{от}^{общ}$ — расчетный часовой расход тепла на отопление, кДж/ч; $t_{ср}$ — средняя наружная температура за отопительный период, °С; $z_{от}$ — продолжительность отопительного периода, ч/год.

Годовой расход тепла на вентиляцию:

а) для зданий с $t_{в}^{р} = t_{от}^{р}$

$$Q^{\text{год}}_{\text{в.общ}} = \frac{16}{24}\ Q^{\text{общ}}_{\text{в}}\ \frac{t^{\text{общ}}_{\text{вн}} - t_{\text{ср}}}{t^{\text{общ}}_{\text{вн}} - t^{\text{р}}_{\text{от}}}\ z_{\text{от}} \cdot 10^{-6}, \qquad (1.35)$$

где $\frac{16}{24}$ — коэффициент, учитывающий неполную работу вентиляции в течение суток;

$Q^{\text{общ}}_{\text{в}}$ — расчетный часовой расход тепла на вентиляцию при $t_{\text{н}} = t^{\text{р}}_{\text{от}}$, кДж/ч;

б) для зданий с $t^{\text{р}}_{\text{в}} > t^{\text{р}}_{\text{от}}$

$$Q^{\text{год}}_{\text{в.общ}} = \frac{16}{24}\ Q^{\text{общ}}_{\text{в}}\ [\overline{Q}^{\text{I}}_{\text{в}}\ (z_{\text{от}} - z_{\text{II}}) + z_{\text{II}}]\ 10^{-6}, \qquad (1.36)$$

где $Q^{\text{общ}}_{\text{в}}$ — расчетный годовой расход тепла на вентиляцию при $t_{\text{н}} = t^{\text{р}}_{\text{в}}$, кДж/ч; $\overline{Q}^{\text{I}}_{\text{в}}$ — средний относительный расход тепла на вентиляцию в I диапазоне наружных температур ($t^{\max}_{\text{н}} \geqslant t_{\text{н}} \geqslant t^{\text{р}}_{\text{в}}$), определяемый по выражению

$$\overline{Q}^{\text{I}}_{\text{в}} = (t^{\text{общ}}_{\text{вн}} - t^{\text{I}}_{\text{н.ср}})/(t^{\text{общ}}_{\text{вн}} - t^{\text{р}}_{\text{в}}),$$

[здесь $t^{\text{I}}_{\text{н.ср}}$ — средняя наружная температура в I диапазоне наружных температур, определяемая по формуле (1.29)]; z_{II} — продолжительность II диапазона наружных температур с $t_{\text{н}} < t^{\text{р}}_{\text{в}}$, ч/год, которую при отсутствии более точных данных можно приближенно принимать равной 10% продолжительности отопительного периода $z_{\text{от}}$.

Годовой расход тепла общественными зданиями на горячее водоснабжение определяется в целом по всему теплоснабжаемому району по формулам (1.22), (1.26), (1.30) и суточной норме расхода горячей воды $g^{\text{общ}}_{\text{сут.ср}} = 25$ кг/(сут·житель).

Пример 1.2. Определить расчетный часовой и годовой расходы тепла общественными зданиями жилого района, приходящиеся на одного жителя. Исходные данные: климатические условия те же, что и в примере 1,1; удельный объем общественных зданий $V^{\text{общ}}_{\text{уд}} = 18$ м³/житель; $t^{\text{общ}}_{\text{вн}} = 16$°С; норма расхода горячей воды $g^{\text{общ}}_{\text{сут.ср}} = 25$ кг/(сут·житель); удельные тепловые характеристики здания, отнесенные к 1 м³ объема здания по наружному обмеру — отопительная $q^{\text{общ}}_{\text{от}} = 1{,}6$ кДж/(м³·ч·°С); вентиляционная $q^{\text{общ}}_{\text{в}} = 1$ кДж/(м³·ч·°С).

Решение. Расчетные часовые расходы тепла:
на отопление по формуле (1.31):

$$Q^{\text{общ}}_{\text{от}} = 1{,}1 \cdot 18 \cdot 1{,}6\ (16 + 25)\ 1{,}07 \cdot 10^{-3} = 1{,}39 \text{ МДж/(ч·житель)};$$

на вентиляцию по формуле (1.32):

$$Q^{\text{общ}}_{\text{в}} = 18 \cdot 1\ (16 + 14)\ 10^{-3} = 0{,}55 \text{ МДж/(ч·житель)};$$

на горячее водоснабжение (зимний) по формуле (1.22):

$$Q_{\text{г.в.ср}}{}^{\text{общ}} = 1 \cdot 25 \cdot 4{,}19\ (55 - 5)\ (1 + 1{,}2)/(24 \cdot 10^3) = 0{,}26 \text{ МДж/(ч·житель)};$$

на горячее водоснабжение (летний) по формуле (1.26):

$$Q_{\text{г.в.л}}{}^{\text{общ}} = 0{,}64 \cdot 0{,}26 = 0{,}16 \text{ МДж/(ч·житель)};$$

Суммарный часовой расход:

$$\Sigma Q^{\text{общ}} = Q^{\text{общ}}_{\text{от}} + Q^{\text{общ}}_{\text{в}} + Q^{\text{общ}}_{\text{г.в.ср}} = 1{,}39 + 0{,}55 + 0{,}26 = 2{,}2 \text{ МДж/(ч·житель)}.$$

Годовые расходы тепла:
на отопление по формуле (1.34):

$$Q^{\text{год}}_{\text{от.общ}} = 1{,}39\ \frac{16 + 3{,}2}{16 + 25}\ 4921 \cdot 10^{-3} = 3{,}2 \text{ ГДж/(год·житель)};$$

на вентиляцию по формуле (1.36):

$$Q^{\text{год}}_{\text{в.общ}} = \frac{16}{24}\ 0{,}55 \left[\frac{16 + 1}{16 + 14}\ (4921 - 620) + 620\right] 10^{-3} = 1{,}1 \text{ ГДж/год·житель});$$

на горячее водоснабжение по формуле (1.30):

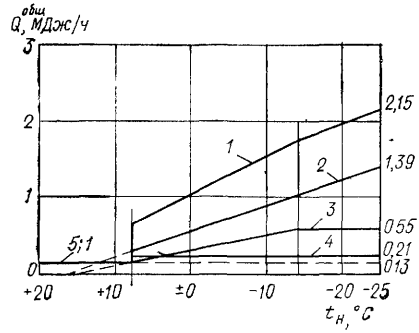


Рис. 1.6. График зависимости часовых расходов тепла общественным зданием от наружной температуры

1 — суммарный; *2* — на отопление; *3* — на вентиляцию; *4* — на горячее водоснабжение зимой; *5* — то же, летом

$$Q^{год}_{г.в.общ} = 0{,}26 \cdot 4921 + 0{,}16\ (8400 - 4921)\ 10^{-3} = 1{,}52\ \text{ГДж/(год·житель)};$$

суммарные расходы тепла жилыми (по примеру 1.1) и общественными (по примеру 1.2) зданиями, приходящиеся на одного жителя:

расчетный часовой расход тепла

$$\Sigma Q_ч = Q_ж + Q_{общ} = 5{,}52 + 2{,}2 = 7{,}72\ \text{ГДж/(ч·житель)};$$

годовой расход тепла

$$\Sigma Q_{год} = Q^{год}_ж + Q^{год}_{общ} = 17{,}1 + 5{,}82 = 22{,}92\ \text{ГДж/(год·житель)}.$$

График зависимости часовых расходов тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение общественных зданий от наружной температуры приведен на рис. 1.6.

§ 4. УДЕЛЬНЫЕ (НА ОДНОГО ЖИТЕЛЯ) РАСХОДЫ ТЕПЛА ЖИЛЫМИ И ОБЩЕСТВЕННЫМИ ЗДАНИЯМИ И ГОДОВЫЕ ГРАФИКИ

Анализ формул (1.17), (1.18), (1.22), (1.27), (1.30), (1.31), (1.32), (1.34), (1.36) позволяет установить, что удельные (отнесенные к одному жителю) расчетные часовые и годовые расходы тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение жилых и общественных зданий в основном зависят от следующих факторов:

а) в целом по жилым и общественным зданиям — от значений $t^р_{от}$, $t^р_в$, $t_{н\,ср}$, $z_{от}$;

б) дополнительно по жилым зданиям — от значений $f_ж$, произведения $K_2 q_{н\,о}$, средних значений объема и высоты отдельного здания, нормы расхода горячей воды на одного жителя в сутки $g_{ср}$;

в) дополнительно по общественным зданиям — от значения удельного (на одного жителя) объема этих зданий, средней нормы расхода горячей воды по этим зданиям, отнесенной к одному жителю.

Значения остальных величин, входящих в перечисленные формулы, почти не изменяются и могут быть приняты следующими:

в формуле (1.18): $t^р_{вн} = 18$°С; $q^ж_в = 3{,}6$ кДж/(м²·ч·°С); $q_{вн} = 94$ кДж/(м²·ч);

в формуле (1.22): $c = 4{,}19$ кДж/(кг·°С); $t_г = 55$°С; $t_х = 5$°С; $\beta_г = 0{,}2$;

в формуле (1.31): $z_п = 0{,}9$ $z_{от}$;

в формуле (1.31): $q^{общ}_{от} = 1{,}6$ кДж(м³·ч·°С); $t^{общ}_{вн} = 16$°С;

в формуле (1.32): $q^{общ}_в = 1$ кДж/(м³·ч·°С).

В качестве примеров в табл. 1.2 приведены удельные (на одного жителя) расходы тепла, полученные по перечисленным выше формулам при указанных значениях величин, входящих в эти формулы, для некоторых разновидностей городской застройки.

Годовой расход тепла тем или иным теплоиспользующим объектом при переменных часовых расходах тепла в течение года можно определить не только аналитически (по формулам), но и графоаналитическим методом путем построения графика повторяемости часовых расходов тепла в течение года. Такие графики необходимы также для решения ряда вопросов централизованного теплоснабжения: выбора оборудо-

ТАБЛИЦА 1.2. УДЕЛЬНЫЕ (НА ОДНОГО ЖИТЕЛЯ) РАСЧЕТНЫЕ ЧАСОВЫЕ И ГОДОВЫЕ РАСХОДЫ ТЕПЛА ЖИЛЫМИ И ОБЩЕСТВЕННЫМИ ЗДАНИЯМИ ($t^{р}_{от}$ =—30°С; $t^{ср}_{от}$ =—5,7°С; $t^{р}_{в}$ =—18°С; $z_{от}$ =5232 ч/год)

Здания	Основные показатели зданий						Расчетный часовой расход тепла МДж/(ч житель)			Суммарный годовой расход тепла $Q^{год}_{ж}+Q^{год}_{общ}$, ГДж/(год·житель)
	жилых				общественных					
	жилая площадь $f_ж$, м²	K_2, м²/м²	$q_{н.о}$, кДж/(м³ ч °С)	расход горячей воды $g_ж$, кг/сут	удельный объем, м³/житель	расход горячей воды $g_{общ}$, кг/сут	жилыми зданиями $S_ж$	общественными зданиями $S_{общ}$	суммарный $S_ж+S_{общ}$	
Кирпичные в 4—5 этажей	8	7,25	1,3	103	18	25	5,4	2,3	7,7	24
Крупноблочные и панельные в 5—9 этажей	9	6,3	1,6	105	18	25	6,24	2,3	8,6	26
В 9—16 этажей (перспективная застройка)	12	7	1,7	115	24	25	9,2	3,1	12,3	32,5

вания источника тепла, выбора режима загрузки и графика ремонта этого оборудования, выбора параметров теплоносителя (при ТЭЦ) и т. п. Рассмотрим методику построения годовых графиков на примере определения удельного (на одного жителя) суммарного годового расхода тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение жилыми и общественными зданиями (по данным примеров 1.1 и 1.2).

Для построения такого графика вначале выписывают из климатологических таблиц число часов стояния различных наружных температур для географического пункта, соответствующего расположению зданий. Выписку ведут с интервалом температур 5—10°С, включая в интервал длительность стояния данной температуры и температур ниже ее в ч. В первый интервал входит длительность стояния расчетной температуры для отопления и температур ниже ее. В качестве примера ниже приводится такая выписка для Москвы, где указана также средняя по продолжительности температура наружного воздуха за отопительный период:

$t_н$, °С	—25	—20	—15	—10	—5	±0	+5	+8	—3,2 (средняя за отопительный период)
z, ч	60	190	522	1115	2055	3293	4701	4921	—

Далее проводят ось абсцисс и ось ординат (рис. 1.7). Слева от оси ординат строят график зависимости от наружной температуры часовых расходов тепла — сначала по жилым *2* и общественным *3* зданиям раздельно, а затем для их суммарного расхода тепла *1*. Справа от оси ординат на оси абсцисс откладывают равные отрезки, соответствующие определенному числу часов в году. После этого приступают к построению самого графика.

На оси абсцисс правой части графика находят точку $в_0$, соответствующую продолжительности стояния наружных температур от $t_н<t^{р}_{от}$ до $t^{р}_{от}$ (для Москвы это будет 60 ч) и от этой точки проводят ординату до пересечения ее с горизонтальной линией, соответствующей суммарному расчетному часовому расходу тепла. Полученную точку пересечения помечают буквой $г_0$. Затем на оси абсцисс

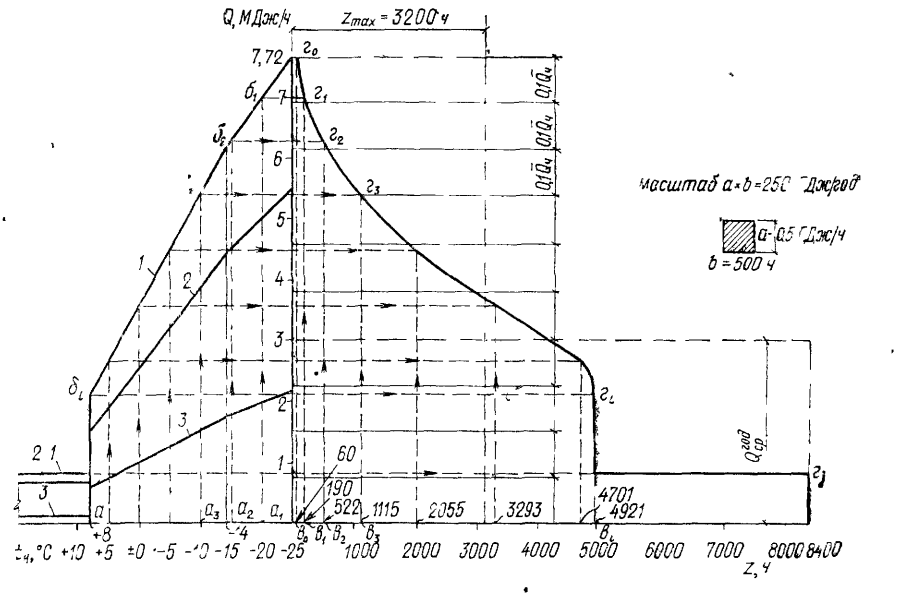


Рис. 1.7. Годовой график повторяемости расходов тепла жилыми и общественными зданиями

левой части графика помечают точкой a_1 наружную температуру, на 5°С выше расчетной наружной температуры для отопления (на графике $t'_н = -20$°С), и от этой точки проводят ординату до пересечения с линией *1*. От полученной точки пересечения $б_1$ проводят в сторону правой половины графика горизонтальную линию равных часовых расходов тепла. Затем на правой части оси абсцисс помечают точкой $в_1$ длительность стояния наружных температур от их наиболее низких значений до $t'_н = -20$°С и от этой точки проводят ординату до пересечения с горизонтальной линией равных часовых расходов. Полученную точку пересечения помечают буквой $г_1$. Далее аналогичным способом с интервалом в 5°С находят ряд точек, соответствующих более высоким наружным температурам (точки a_2, a_3,...; $б_2$, $б_3$,...; $в_2$, $в_3$,...; $г_2$, $г_3$). Точка a_i соответствует $t_н^{max} = +$°С, а точка $в_i$ соответствует полной продолжительности отопительного периода $z_{от}$. Далее в правой части графика проводят горизонтальную линию, соответствующую летнему часовому расходу тепла, до пересечения с ординатой, соответствующей общему расчетному числу часов в году: $z_{год} = 8400$ ч. Полученную точку пересечения помечают буквой $г_э$. Соединив кривой точки $г$, получим график повторяемости расходов тепла. Площадь образовавшейся фигуры, ограниченной осями координат и полученной кривой расходов тепла, выражает в соответствующем масштабе годовой расход тепла. Численное значение годового расхода тепла, ГДж/год, находят по формуле

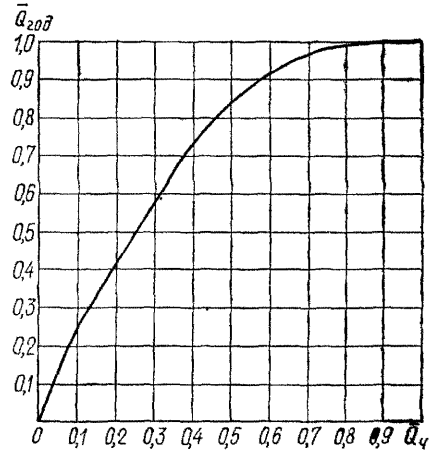
$$Q_{год} = fM, \qquad (1.37)$$

где f — площадь указанной выше фигуры на графике, мм² или см²; M — масштабный коэффициент, выражающий количество тепла, приходящегося на принятую единицу площади, ГДж/единица площади.

Например, если площадь полученной фигуры выражена в см², а в принятом при построении графика линейном масштабе 1 см по ординате соответствует a ГДж/ч, а по абсциссе b часам, то масштабный коэффициент $M = a \cdot b$ ГДж/см².

Если выражающую годовой расход тепла сложную фигуру на

Рис. 1.8 Интегральный график годового расхода тепла



графике заменить равновеликим по площади прямоугольником с длиной, соответствующей общему числу часов работы системы теплоснабжения, то высота такого прямоугольника будет соответствовать среднечасовому расходу тепла за год.

Если ту же сложную фигуру на графике рис. 1.7 заменить прямоугольником с высотой, равной расчетному часовому расходу тепла, то длина такого прямоугольника будет соответствовать так называемому числу часов использования максимума z_{max}, т. е. числу часов, за которое может быть израсходовано все годовое количество тепла, если оно будет расходоваться с максимальным часовым расходом. Чем больше число часов использования максимума, тем более равномерно расходуется тепло потребителем в течение года.

Кроме графика повторяемости расходов тепла в централизованном теплоснабжении используют также интегральные графики годового расхода тепла. Для построения интегрального графика суммарный расчетный часовой расход тепла делят на несколько равных частей. Если, например, таких частей десять, то каждая часть равна 0,1 $Q_ч^р$, что соответствует 0,1 относительного часового расхода тепла, так как $\bar{Q}_ч = \frac{Q_ч}{Q_ч^р} = \frac{0,1\,Q_ч^р}{Q_ч^р} = 0,1$. Если в правой части графика повторяемости расходов тепла провести ряд параллельных оси абсцисс линий, отстоящих друг от друга на расстоянии, соответствующем 0,1 $Q_ч^р$ или 0,1 $\bar{Q}_ч$, то вся площадь фигуры, выражающей годовой расход тепла, поделится на несколько малых площадок. Интервалу значений $\bar{Q}_ч$ от нуля до 0,1 соответствует самая нижняя малая площадка, отношение площади которой ко всей площади фигуры, выражающей годовой расход тепла, соответствует определенному значению относительного годового расхода тепла $\bar{Q}_{год1}$. Интервалу же значений $\bar{Q}_ч$ от нуля до 0,2 соответствует площадь двух самых нижних малых площадок или, иначе говоря, какое-то новое значение относительного годового расхода тепла $\bar{Q}_{год2}$. Действуя аналогичным образом, получают ряд значений $\bar{Q}_{год} = f(\bar{Q}_ч)$, по которому и строят интегральный график (рис. 1.8).

Если, например, известно, что в теплоснабжаемом районе имеются два источника тепла равной производительности (по 50% каждый) и если второй источник включается в работу только при расходе тепла более 50%, то по интегральному графику легко установить, что первый источник тепла покрывает примерно 83,6%, а второй — только 16,4% общего годового расхода тепла.

§ 5. РАСХОДЫ ТЕПЛА ПРОМЫШЛЕННЫМИ И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫМИ ОБЪЕКТАМИ

Научно-техническая революция во всех отраслях народного хозяйства приводит к быстрому изменению технологии производства в промышленности, в результате чего существенно изменяются расходы

тепла как на технологические процессы, так и на отопление и вентиляцию промышленных зданий В связи с этим СНиП II-36-73 предписывают определять расходы тепла промышленными объектами по действующим на данный период времени укрупненным ведомственным нормам (утвержденным в установленном порядке) или по проектам аналогичных предприятий, привязанных к данному географическому району. При таком определении необходимо выяснять раздельно тепловые нагрузки по воде и пару, а при паровой нагрузке еще дополнительно подразделять нагрузку по требуемому давлению пара. Важнейшей задачей при определении расчетных расходов гепла промышленными предприятиями является выявление и использование для нужд теплоснабжения отходов технологического тепла. Известно, что такие отходы могут быть весьма значительными . как по величине, так и по потенциалу Так, отходящие газы промышленных печей имеют температуру 500—1000°С и содержат до 30—40% тепла, поступающего в печь Расходы тепла на технологию на ряде предприятий значительно превышают расходы тепла на отопление и вентиляцию, составляя, например, в общем годовом расходе тепла до 90—97% в нефтеперерабатывающей промышленности и от 70 до 80% в текстильной, резиновой, химической и ряде других отраслей промышленности. Следует иметь в виду, что расходы тепла на технологию в ряде случаев существенно изменяются по месяцам года.

Фактические и планируемые удельные расходы тепла на единицу продукции по некоторым важнейшим отраслям промышленности приведены в табл. 1.3*.

ТАБЛИЦА 1.3. УДЕЛЬНЫЕ РАСХОДЫ ТЕПЛА НА ЕДИНИЦУ ПРОДУКЦИИ

Отрасль промышленности	Единица продукции	Расходы тепла, ГДж, по годам			
		1965	1970	1975	1980
Черная металлургия	т	2,95	2,74	2,6	2,41
Цветная металлургия	»	51,5	44	36	30,2
Переработка нефти	»	1,86	1,74	1,6	1,53
Химическая промышленность	1000 руб.	40,2	33,9	21,3	25,14
Промышленность строительных материалов	то же	22,2	17,4	14,75	12,6
Машиностроение	»	11,3	8,2	6,16	4,73
Целлюлозно-бумажная промышленность	т	70,8	60,3	50,7	43,6

Более полные данные об удельных затратах тепла на единицу некоторых видов продукции с указанием вида теплоносителя и его параметров имеются в специальной литературе**.

Весьма ориентировочно расчетные часовые расходы тепла на отопление и вентиляцию некоторых промышленных зданий можно определить по их отопительной и вентиляционной тепловым характеристикам** и формулам (1.31), (1 32). Расход тепла на приготовление горячей воды для технологических процессов входит составной частью в общий расход тепла на технологию. Для производственных целей нередко используется так называемая «технологическая вода», т е. вода непитьевого качества, подаваемая по особым трубопроводам.

Горячая вода, удовлетворяющая требованиям воды питьевого каче-

---

* **Теплофикация СССР**/ Под ред С Я Белинского, Н К Громова М , Энергия, 1977

** **Проектирование систем теплоснабжения промышленных узлов**/ М Я Розкин, И Э Козуля, Г В Русланов и др Киев, Будівельник, 1978, 128 с

ства, приготовляется в промышленности в основном для бытовок, где располагаются душевые и умывальники.

Отличительной особенностью селитебной зоны сельских поселений является малая плотность жилого фонда, составляющая в среднем 250—650 м²/га, и соответствующая ей малая теплоплотность, равная 0,4—0,6 ГДж/га. Исключение составляют лишь крупные, созданные на промышленной основе комплексы по производству мяса, молока, птицы и т. п. При указанной выше малой теплоплотности селитебной зоны большинства сельских поселений устройство централизованного теплоснабжения в них экономически целесообразно только в отдельных территориальных районах общей селитебной зоны, а именно в центральных усадьбах, застроенных многоквартирными жилыми домами (в 2—4 и более этажей) и общественными зданиями.

Для определения расходов тепла такими зданиями применимы приведенные выше формулы. Однако при расчетах по ним необходимо учитывать:

а) небольшой объем отдельных жилых зданий, вследствие чего удельные теплопотери через их наружные ограждения увеличиваются до 2,1—2,5 кДж/(м³·ч·°С) для двухэтажных многоквартирных домов и до 1,9—2,1 кДж/(м³·ч·°С) для зданий в 3—4 этажа. Объемный коэффициент таких зданий мало отличается от объемного коэффициента многоэтажных зданий, составляя в среднем K_2=6,6...6,9 м³/м²;

б) меньший, чем в городских микрорайонах, удельный объем общественных зданий, составляющий от 6 до 12 м³ на одного жителя;

в) увеличение расхода горячей воды до 180—200 кг/(сут·житель) при наличии у населения личного скота; при отсутствии такового и оборудовании квартир душами или ванными расход горячей воды остается на уровне городских поселений и составляет 85—120 кг/(сут·житель).

Расход горячей воды общественными зданиями, как и в городах, принимают приближенно равным 25 кг/(сут·житель).

Определение расходов тепла по производственным сельскохозяйственным зданиям и комплексам производится на основе специальных норм технологического проектирования — НТПСХ.

§ 6 СУММАРНЫЕ РАСХОДЫ ТЕПЛА

Суммарные максимальные часовые (расчетные) и годовые расходы тепла по всему теплоснабжаемому району на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, а также технологию определяются путем сложения расходов тепла по указанным видам теплопотребления по всем группам абонентов: жилых и общественных зданий и промышленных предприятий. При этом выделяют расход тепла в паре, который в случае необходимости подразделяют еще по требуемому давлению пара. Для решения ряда режимных и экономических задач строят график повторяемости суммарного годового расхода тепла и интегральный график расхода тепла. При наличии паровой нагрузки такие графики строят раздельно для воды и пара. Общая методика построения таких графиков изложена в § 4.

ГЛАВА 2. СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

§ 7. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ, ТЕПЛОНОСИТЕЛИ

Централизованные системы теплоснабжения обеспечивают потребителей теплом низкого и среднего потенциала (до 350°С), на выработку которого затрачивается около 25% всего добываемого в стране топлива.

Тепло, как известно, является одним из видов энергии, поэтому при решении основных вопросов энергоснабжения отдельных объектов и территориальных районов теплоснабжение должно рассматриваться совместно с другими энергообеспечивающими системами — электроснабжением и газоснабжением.

Система теплоснабжения состоит из следующих основных элементов (инженерных сооружений): источника тепла, тепловых сетей, абонентских вводов и местных систем теплопотребления.

Источниками тепла в централизованных системах теплоснабжения служат или теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), производящие одновременно и электроэнергию, и тепло, или крупные котельные, именуемые иногда районными тепловыми станциями. Системы теплоснабжения на базе ТЭЦ называются «теплофикационными».

Полученное в источнике тепло передают тому или иному теплоносителю (вода, пар), который транспортируют по тепловым сетям к абонентским вводам потребителей.

В зависимости от организации движения теплоносителя системы теплоснабжения могут быть замкнутыми, полузамкнутыми и разомкнутыми.

В *замкнутых системах* потребитель использует только часть тепла, содержащегося в теплоносителе, а сам теплоноситель вместе с оставшимся количеством тепла возвращается к источнику, где снова пополняется теплом (двухтрубные закрытые системы). В *полузамкнутых системах* у потребителя используется и часть поступающего к нему тепла, и часть самого теплоносителя, а оставшиеся количества теплоносителя и тепла возвращаются к источнику (двухтрубные открытые системы). В *разомкнутых системах* как сам теплоноситель, так и содержащееся в нем тепло полностью используются у потребителя (однотрубные системы).

На абонентских вводах происходит переход тепла (а в некоторых случаях и самого теплоносителя) из тепловых сетей в местные системы теплопотребления. При этом в большинстве случаев осуществляется утилизация неиспользованного в местных системах отопления и вентиляции тепла для приготовления воды систем горячего водоснабжения.

На вводах происходит также местное (абонентское) регулирование количества и потенциала тепла, передаваемого в местные системы, и осуществляется контроль за работой этих систем.

В зависимости от принятой схемы ввода, т. е. в зависимости от принятой технологии перехода тепла из тепловых сетей в местные системы, расчетные расходы теплоносителя в системе теплоснабжения могут изменяться в 1,5—2 раза, что свидетельствует о весьма существенном влиянии абонентских вводов на экономику всей системы теплоснабжения.

В централизованных системах теплоснабжения в качестве теплоносителя используются *вода* и *водяной пар,* в связи с чем различают водяные и паровые системы теплоснабжения.

Вода как теплоноситель имеет ряд преимуществ перед паром; некоторые из этих преимуществ приобретают особо важное значение при отпуске тепла с ТЭЦ. К последним относится возможность транспортирования воды на большие расстояния без существенной потери ее энергетического потенциала, т. е. ее температуры (понижение температуры воды в крупных системах составляет менее 1°С на 1 км пути). Энергетический потенциал пара — его давление — уменьшается при транспортировании более значительно, составляя в среднем 0,1—0,15 МПа на 1 км пути. Таким образом, в водяных системах давление пара в отборах турбин может быть очень низким (от 0,06 до 0,2 МПа), тогда как в паровых системах оно должно составлять до 1—1,5 МПа. Повышение же давления пара в отборах турбин приводит к увеличе-

нию расхода топлива на ТЭЦ и уменьшению выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

Кроме того, водяные системы позволяют сохранить на ТЭЦ в чистоте конденсат греющего воду пара без устройства дорогих и сложных паропреобразователей. При паровых же системах конденсат возвращается от потребителей нередко загрязненным и далеко не полностью (40—50%), что требует значительных затрат на его очистку и приготовление добавочной питательной воды котлов.

К другим достоинствам воды как теплоносителя относятся: меньшая стоимость присоединений к тепловым сетям местных водяных систем отопления, а при открытых системах (см. § 8) еще и местных систем горячего водоснабжения; возможность центрального (у источника тепла) регулирования отпуска тепла потребителям изменением температуры воды; простота эксплуатации — отсутствие у потребителей неизбежных при паре конденсатоотводчиков и насосных установок по возврату конденсата.

Пар как теплоноситель в свою очередь имеет определенные достоинства по сравнению с водой:

а) большую универсальность, заключающуюся в возможности удовлетворения всех видов теплопотребления, включая технологические процессы;

б) меньший расход электроэнергии на перемещение теплоносителя (расход электроэнергии на возврат конденсата в паровых системах весьма невелик по сравнению с затратами электроэнергии на перемещение воды в водяных системах);

в) незначительность создаваемого гидростатического давления вследствие малой удельной плотности пара по сравнению с плотностью воды.

Неуклонно проводимая в нашей стране ориентация на более экономичные теплофикационные системы теплоснабжения и указанные положительные свойства водяных систем способствуют их широкому применению в жилищно-коммунальном хозяйстве городов и поселков. В меньшей степени водяные системы применяются в промышленности, где более $^2/_3$ всей потребности в тепле удовлетворяются паром. Так как промышленное теплопотребление составляет около $^2/_3$ всего теплопотребления страны, доля пара в покрытии общего расхода тепла остается еще очень значительной.

§ 8. ВОДЯНЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В зависимости от числа теплопроводов в тепловой сети водяные системы теплоснабжения могут быть однотрубными, двухтрубными, трехтрубными, четырехтрубными и комбинированными, если число труб в тепловой сети не остается постоянным. Упрощенные принципиальные схемы указанных систем приведены на рис. 2.1.

Наиболее экономичные *однотрубные (разомкнутые) системы* (рис. 2.1,*а*) целесообразны только тогда, когда среднечасовой расход сетевой воды, подаваемой на нужды отопления и вентиляции, совпадает со среднечасовым расходом воды, потребляемой для горячего водоснабжения. Но для большинства районов нашей страны, кроме самых южных, расчетные расходы сетевой воды, подаваемой на нужды отопления и вентиляции, оказываются больше расхода воды, потребляемой для горячего водоснабжения. При таком дебалансе указанных расходов неиспользованную для горячего водоснабжения воду приходится отправлять в дренаж, что является очень неэкономичным. В связи с этим наибольшее распространение в нашей стране получили *двухтрубные системы теплоснабжения:* открытые (полузамкнутые) (рис. 2.1,*б*) и закрытые (замкнутые) (рис. 2.1, *в*) (см. § 9).

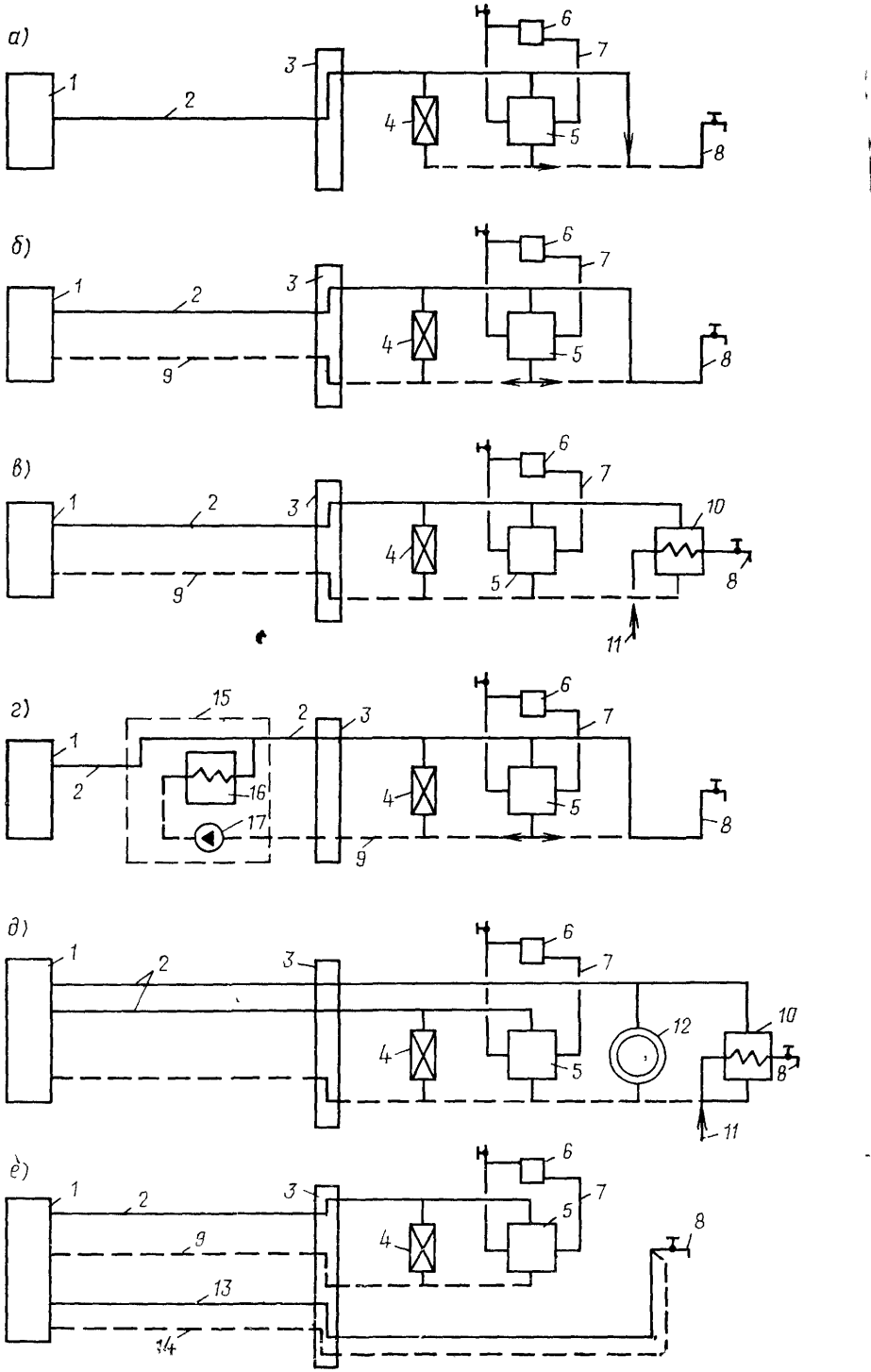


Рис 2 1 Принципиальные схемы водяных систем теплоснабжения

а — однотрубной (разомкнутой), *б* — двухтрубной открытой (полузамкнутой), *в* — двухтрубной закрытой (замкнутой), *г* — комбинированной, *д* — трехтрубной *е* — четырехтрубной, *1* — источник тепла, *2* — подающий трубопровод теплосети, *3* — абонентский ввод, *4* — калорифер вентиляции, *5* — абонентский теплообменник отопления, *6* — нагревательный прибор *7* — трубопроводы местной системы отопления *8* — местная система горячего водоснабжения *9* — обратный трубопровод теплосети, *10* — теплообменник горячего водоснабжения, *11* — холодный водопровод, *12* — технологический аппарат *13* — подающий трубопровод горячего водоснабжения, *14* — рециркуляционный трубопровод горячего водоснабжения, *15* — котельная, *16* — водогрейный котел, *17* — насос

При значительном удалении источника тепла от теплоснабжаемого района (при «загородных» ТЭЦ) целесообразны *комбинированные системы теплоснабжения,* представляющие собой сочетание однотрубной системы и полузамкнутой двухтрубной системы (рис. 2.1,*г*). В такой системе входящий в состав ТЭЦ пиковый водогрейный котел размещается непосредственно в теплоснабжаемом районе, образуя дополнительную водогрейную котельную. От ТЭЦ до котельной подается по одной трубе только такое количество высокотемпературной воды, которое необходимо для горячего водоснабжения. Внутри же теплоснабжаемого района устраивается обычная полузамкнутая двухтрубная система.

В котельной к воде от ТЭЦ добавляется подогретая в котле вода из обратного трубопровода двухтрубной системы, и общий поток воды с более низкой температурой, чем температура воды, поступающей от ТЭЦ, направляется в тепловую сеть района. В дальнейшем часть этой воды используется в местных системах горячего водоснабжения, а остальная часть возвращается в котельную.

Трехтрубные системы находят применение в промышленных системах теплоснабжения с постоянным расходом воды, подаваемой на технологические нужды (рис. 2.1,*д*). Такие системы имеют две подающие трубы. По одной из них вода с неизменной температурой поступает к технологическим аппаратам и к теплообменникам горячего водоснабжения, по другой вода с переменной температурой идет на нужды отопления и вентиляции. Охлажденная вода от всех местных систем возвращается к источнику тепла по одному общему трубопроводу.

Четырехтрубные системы (рис. 2.1,*е*) из-за большого расхода металла применяются лишь в мелких системах с целью упрощения абонентских вводов. В таких системах вода для местных систем горячего водоснабжения приготовляется непосредственно у источника тепла (в котельных) и по особой трубе подводится к потребителям, где непосредственно поступает в местные системы горячего водоснабжения. В этом случае у абонентов отсутствуют подогревательные установки горячего водоснабжения и рециркуляционная вода систем горячего водоснабжения возвращается для подогрева к источнику тепла. Две другие трубы в такой системе предназначаются для местных систем отопления и вентиляции.

§ 9. ДВУХТРУБНЫЕ ВОДЯНЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Закрытые и открытые системы. Двухтрубные водяные системы бывают закрытыми и открытыми. Различаются эти системы технологией приготовления воды для местных систем горячего водоснабжения (рис. 2.2). В закрытых системах для горячего водоснабжения используется водопроводная вода, которая подогревается в поверхностных теплообменниках водой из тепловой сети (рис. 2.2, *а*). В открытых системах воду для горячего водоснабжения берут непосредственно из тепловой сети. Отбор воды из подающей и обратной труб тепловой се-

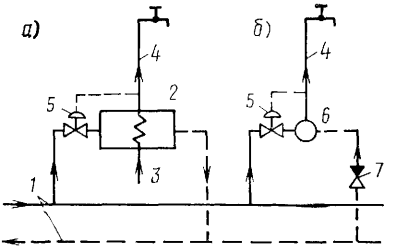


Рис. 2.2. Принципиальные схемы приготовления воды для горячего водоснабжения на абонентских вводах в двухтрубных водяных системах теплоснабжения

а — при закрытой системе, *б* — при открытой системе, *1* — подающий и обратный трубопроводы тепловой сети; *2* — теплообменник горячего водоснабжения, *3* — холодный водопровод, *4* — местная система горячего водоснабжения, *5* — регулятор температуры, *6* — смеситель, *7* — обратный клапан

ти производят в таких количествах, чтобы после смешения вода приобрела нужную для горячего водоснабжения температуру (рис. 2.2,*б*).

В закрытых системах теплоснабжения сам теплоноситель нигде не расходуется, а лишь циркулирует между источником тепла и местными системами теплопотребления. Это значит, что такие системы закрыты по отношению к атмосфере, что и нашло отражение в их названии. Для закрытых систем теоретически справедливо равенство $G_{ух}=G_{прих}$, т. е. количество уходящей от источника и приходящей к нему воды одинаково. В реальных же системах всегда $G_{ух}>G_{прих}$. Часть воды теряется из системы через имеющиеся в ней неплотности: через сальники насосов, компенсаторов, арматуры и т. п. Эти утечки воды из системы невелики и при хорошей эксплуатации не превышают 0,5% объема воды в системе. Однако даже в таком количестве они приносят определенный ущерб, так как с ними бесполезно теряются и тепло, и теплоноситель.

Практическая неизбежность утечек позволяет исключить из оборудования водяных систем теплоснабжения расширительные сосуды, так как утечки воды из системы всегда превышают возможное приращение объема воды при повышении ее температуры в течение отопительного периода. Пополнение системы водой для компенсации утечек происходит у источника тепла.

Для *открытых систем* даже при отсутствии утечек характерно неравенство $G_{ух}>G_{прих}$. Сетевая вода, выливаясь из водоразборных кранов местных систем горячего водоснабжения, соприкасается с атмосферой, т. е. такие системы открыты по отношению к атмосфере. Пополнение открытых систем водой происходит обычно так же, как и закрытых систем, у источника тепла, хотя в принципе в таких системах пополнение возможно и в других точках системы. Количество подпиточной воды в открытых системах значительно больше, чем в закрытых. Если в закрытых системах подпиточная вода покрывает только утечки воды из системы, то в открытых системах она должна компенсировать еще и предусмотренный отбор воды.

Отсутствие на абонентских вводах открытых систем теплоснабжения поверхностных теплообменников горячего водоснабжения и замена их дешевыми смесительными устройствами является основным преимуществом открытых систем перед закрытыми. Основной же недостаток открытых систем заключается в необходимости иметь у источника тепла более мощную, чем в закрытых системах, установку по обработке подпиточной воды во избежание появления коррозии и накипи в нагревательных установках и тепловых сетях.

Наряду с более простыми и дешевыми абонентскими вводами открытые системы обладают еще следующими положительными качествами по сравнению с закрытыми системами:

а) позволяют использовать в больших количествах низкопотенциальное отбросное тепло, которое имеется и на ТЭЦ (тепло конденсаторов турбин), и в ряде отраслей промышленности, что уменьшает расход топлива на приготовление теплоносителя;

б) обеспечивают возможность уменьшения расчетной производительности источника тепла путем осреднения расхода тепла на горячее водоснабжение при установке центральных аккумуляторов горячей воды;

в) увеличивают срок службы местных систем горячего водоснабжения, так как в них поступает вода из тепловых сетей, не содержащая агрессивных газов и накипеобразующих солей;

г) уменьшают диаметры распределительных сетей холодного водоснабжения (примерно на 16%), подавая абонентам воду для местных систем горячего водоснабжения по отопительным трубопроводам;

д) позволяют перейти к однотрубным системам при совпадении расходов воды на отопление и горячее водоснабжение.

К недостаткам открытых систем кроме увеличения затрат, связанных с обработкой больших количеств подпиточной воды, относятся:

а) возможность при недостаточно тщательной обработке воды появления цветности в разбираемой воде, а в случае присоединения радиаторных систем отопления к тепловым сетям через смесительные узлы (элеваторные, насосные) еще и возможность загрязнения разбираемой воды и появления в ней запаха вследствие отложения в радиаторах осадков и развития в них особых бактерий;

б) усложнение контроля за плотностью системы, поскольку в открытых системах количество подпиточной воды не характеризует величины утечки воды из системы, как в закрытых системах.

Малая жесткость исходной водопроводной воды (1—1,5 мг·экв/л) способствует применению открытых систем, исключая необходимость в дорогой и сложной противонакипной обработке воды. Целесообразно применять открытые системы и при очень жестких или агрессивных в отношении коррозии исходных водах, ибо при таких водах в закрытых системах необходимо устраивать обработку воды на каждом абонентском вводе, что во много раз сложнее и дороже единой обработки подпиточной воды у источника тепла в открытых системах.

Присоединение местных систем теплопотребления к тепловым сетям. Переход тепла из тепловых сетей в местные системы теплопотребления происходит или без снижения потенциала тепла, или с его снижением. Без снижения потенциала тепла в водяных системах присоединяются непосредственно к тепловой сети калориферы систем вентиляции и системы отопления производственных помещений, в которых по нормам допускается повышенная температура воды в нагревательных приборах. С понижением потенциала тепла к тепловой сети присоединяются системы отопления большинства абонентов (за исключением вышеуказанного случая) и системы горячего водоснабжения. Максимальная температура воды в тепловой сети обычно равна 150°С, но в некоторых системах она достигает 180—190°С. Максимальная же температура воды по санитарно-гигиеническим требованиям в системах отопления не должна превышать 95—105°С, в системах горячего водоснабжения 75°С.

Принципиальные схемы присоединения местных систем к тепловым сетям с понижением и без понижения потенциала тепла приведены на рис. 2.3.

Для снижения потенциала тепла, передаваемого в местные системы, применяются теплообменные устройства (теплообменники) смеситель-

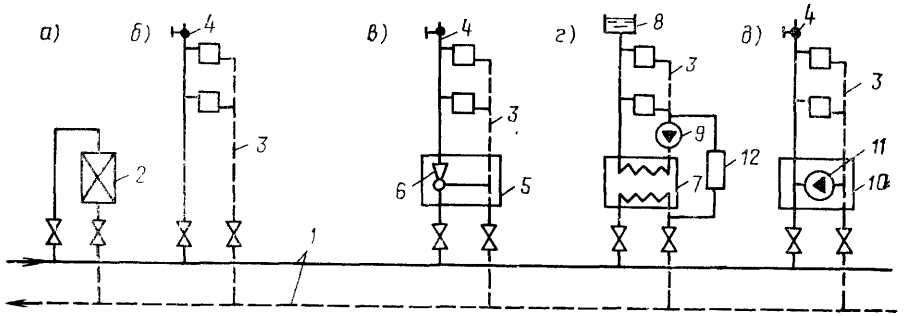


Рис. 2.3. Присоединение местных систем теплопотребления к тепловым сетям непосредственное (*а, б*) и с понижением потенциала (*в—д*)

1 — подающий и обратный трубопроводы тепловой сети; *2* — калорифер вентиляции; *3* — местная система отопления; *4* — воздушник; *5* — элеваторный смесительный узел; *6* — элеватор; *7* — поверхностный теплообменник отопления; *8* — расширительный сосуд; *9* — циркуляционный насос; *10* — насосный смесительный узел; *11* — подмешивающий насос; *12* — подпиточное устройство

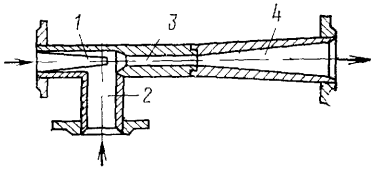


Рис 2 4 Схема элеватора
1 — сопло, *2* — вход подмешиваемой воды; *3* — камера выравнивания скорости, *4* — диффузор

ного и поверхностного типа. Смесительные узлы для отопления бывают с элеватором и насосом (рис. 2.3,*в* и *д*). Схема элеватора приведена на рис. 2.4, а принцип его действия рассмотрен в § 12. Элеватор выполняет две функции: служит смесителем воды и побудителем циркуляции воды в местной системе. Элеваторные смесительные узлы были предложены проф. В. М. Чаплиным* еще в начале развития централизованного теплоснабжения в нашей стране и с тех пор получили широкое распространение в отечественной практике благодаря простоте устройства (отсутствию движущихся частей) и надежности в эксплуатации.

Недостатками элеваторных смесительных узлов являются:

а) малый КПД (0,25—0,3), вследствие чего для создания заданной разности давлений после элеватора (в подающем и обратном трубопроводах местной системы) в трубопроводах теплосети до элеватора необходимо иметь значительно большую (в 8—10 раз) разницу давлений. Это приводит к необходимости увеличения мощности располагаемого у источника тепла циркуляционного насоса, за счет работы которого и обеспечивается подмешивание в элеваторе;

б) невозможность осуществления автономной циркуляции воды в местной системе отопления при аварийном прекращении циркуляции воды в тепловой сети, что при отрицательных наружных температурах ускоряет остывание отапливаемых помещений и способствует замерзанию воды в наиболее уязвимых местах местной системы (например, в лестничных клетках и т. п.);

в) постоянство коэффициента подмешивания $u = G_{под}/G_{сети}$, т. е. постоянство соотношения между количеством подмешиваемой воды из обратного трубопровода $G_{под}$ и количеством сетевой воды, проходящей через сопло элеватора, $G_{сети}$, что жестко связывает между собой гидравлический и температурный режимы тепловой сети и местной системы отопления.

Последний недостаток элеваторов не позволяет с повышением наружной температуры уменьшать количество циркулирующей по тепловой сети воды с сохранением ее расчетной температуры, что уменьшило бы затраты электроэнергии на перемещение теплоносителя. При постоянном коэффициенте подмешивания всякое сокращение расхода сетевой воды через сопло элеватора приводит к пропорциональному сокращению расхода воды в местной системе отопления, а это вызывает ее разрегулировку, т. е. неравномерную теплоотдачу отдельных нагревательных приборов.

В тех случаях, когда по указанным выше причинам применение элеваторов невозможно (при малой разности давлений в трубах тепловой сети) или нерационально, в смесительных узлах применяют насосы. При индивидуальных абонентских вводах, располагаемых в самих зданиях, насосы в смесительных узлах должны быть бесшумными, но так как в больших количествах отечественная промышленность таких насосов еще не выпускает, то на практике смесительные узлы применяют только при выносных групповых вводах.

В последние годы делаются попытки внедрения в практику элева-

---

* **Чаплин В. М.** Технические и экономические требования к отопительным и вентиляционным системам. — В кн: Труды первого Всесоюзного съезда по теплофикации, М, ВЭК, 1931, с 231—238.

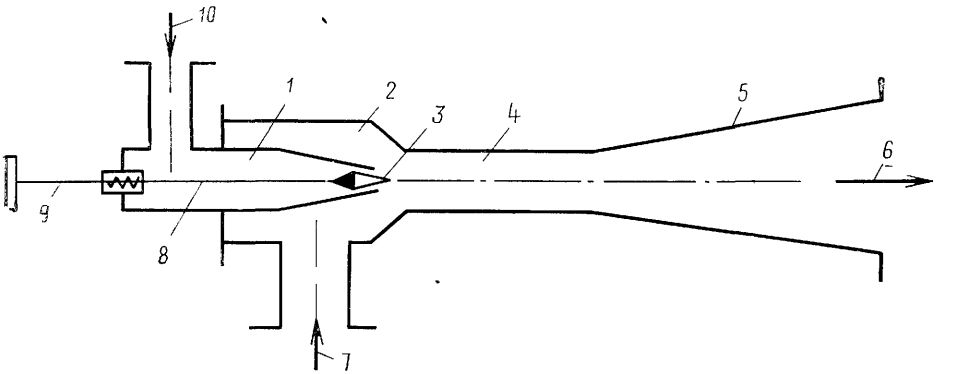


Рис 2 5 Схема элеватора с регулируемым соплом

1 — сопло, *2* — всасывающая камера, *3* — регулирующая игла, *4* — камера смешения, *5* — диффузор, *6* - выход смешанной воды, *7* — вход подмешиваемой воды, *8* — шток регулирующей иглы, *9* — механизм для перемещения регулирующей иглы, *10* — вход высокотемпературной воды

торов «с регулируемым соплом», т. е. элеваторов с переменным выходным сечением сопла (рис. 2.5). Такие элеваторы позволяют в определенных пределах изменять коэффициент подмешивания, что расширяет область их применения по сравнению с элеваторами обычной конструкции.

Гидравлическая связь между теплоносителем в тепловой сети и теплоносителем в местной системе при непосредственном или понизительном, через смесительные узлы, присоединении местных систем к тепловой сети обусловливает зависимость давления в местных системах от давления в трубах тепловой сети, поэтому все такие присоединения получили общее название «зависимых» присоединений.

Наиболее уязвимым элементом местной системы отопления по давлению являются нагревательные приборы и, в частности, чугунные радиаторы, рабочее давление в которых (даже у новых моделей) не должно превышать 0,6 МПа. Наибольшее значение при зависимом присоединении имеет давление в обратном трубопроводе тепловой сети, так как в этом случае давление в обратном трубопроводе местной системы (в первых этажах здания) не может быть ниже давления в обратном трубопроводе сети. Давление же в подающем трубопроводе тепловой сеги имеет меньшее значение для местных систем, так как при движении воды оно может быть снижено задвижкой или специальным дросселирующим устройством. При элеваторных смесительных узлах снижение давления в подающей трубе происходит в сопле элеватора. Во избежание попадания местных систем под высокое давление в подающем трубопроводе тепловой сети существуют определенные правила открытия и закрытия задвижек при включении и отключении местных систем. При пуске в действие местной системы сначала открывается задвижка на обратном трубопроводе, чем вся система отопления ставится под низкое давление в обратной трубе сети, и только потом до нужных пределов открывается задвижка на подающем трубопроводе. При отключении местной системы от тепловой сети закрывается сначала задвижка на подающем трубопроводе и лишь затем закрывается задвижка на обратном трубопроводе.

Присоединения местных систем к тепловой сети через поверхностные теплообменники (см. рис. 2.3), когда отсутствует гидравлическая связь между теплоносителями в тепловой сети и местных системах и давление в тепловой сети не передается в местные системы, получили название «независимых». «Независимое» присоединение систем отопления к тепловой сети сложнее и дороже «зависимого». Кроме дорогих теплообменных устройств система отопления при независимом присое-

динении должна быть оснащена таким дополнительным оборудованием, как насосы для создания циркуляции воды, расширительный сосуд и подпиточное устройство, обеспечивающее пополнение системы отопления водой из тепловой сети.

К достоинствам независимого присоединения кроме автономности режима давлений в местной системе относятся:

а) возможность применения в тепловых сетях более высокотемпературного теплоносителя, что уменьшает затраты по транспортированию тепла; при зависимом присоединении это невозможно из-за вскипания воды в сопле элеватора и возникновения при этом шума;

б) возможность изменения расхода и температуры воды в тепловой сети, что имеет особое значение при работе нескольких источников тепла на единую тепловую сеть;

в) автономность циркуляции воды в системе отопления;

г) в открытых системах теплоснабжения меньшая загрязненность воды, используемой для горячего водоснабжения, так как при независимом присоединении вода отбирается из труб теплосети до отопительного теплообменника и не проходит через систему отопления.

При повсеместном применении независимого присоединения в теплоснабжаемом районе значительно увеличивается надежность системы теплоснабжения и сокращаются сроки ликвидации аварий. Автономная циркуляция воды в местных системах позволяет длительное время поддерживать положительную температуру воздуха в отапливаемом помещении, а гидравлическая разобщенность местных систем и тепловой сети сокращает время слива воды из аварийных участков сети и время наполнения этих участков водой после ремонта.

Нормальная и связанная подача тепла в системы отопления. На абонентских вводах, обслуживающих местные системы горячего водоснабжения и отопления, при отсутствии в системе горячего водоснабжения баков-аккумуляторов находят применение два способа подачи тепла в систему отопления: нормальная и связанная подача. При нормальной подаче система отопления получает тепло независимо от системы горячего водоснабжения и любые изменения в расходе тепла на горячее водоснабжение не отражаются на количестве тепла, получаемого системой отопления. При связанной подаче количество тепла, получаемого системой отопления, зависит от расхода тепла в системе горячего водоснабжения. Достигается это лимитированием (ограничением) общего количества тепла, поступающего на ввод из расчета часового расхода тепла на отопление и среднечасового расхода тепла на горячее водоснабжение. При этом поступление тепла в систему горячего водоснабжения не ограничивается, в результате чего всякое отклонение расхода тепла на горячее водоснабжение от среднечасового вызывает противоположное изменение в подаче тепла в систему отопления и соответствующее изменение температуры воздуха внутри отапливаемых помещений. В среднем же за сутки в отапливаемых помещениях обеспечивается заданная температура внутреннего воздуха.

Схемы абонентских вводов, иллюстрирующие сам принцип осуществления связанной подачи тепла в систему отопления, приведены на рис. 2.6.

На вводах закрытых систем теплоснабжения влияние горячего водоснабжения на подачу тепла в систему отопления может осуществляться путем изменения или температуры (схема *а*), или расхода (схема *б*) сетевой воды, поступающей в теплообменник отопления.

По схеме *а* подогреватель горячего водоснабжения *5* установлен на сетевой воде до теплообменника отопления *8* и имеет обводной трубопровод *6*. Перераспределение сетевой воды между подогревателем и обводным трубопроводом осуществляется трехходовым регулятором

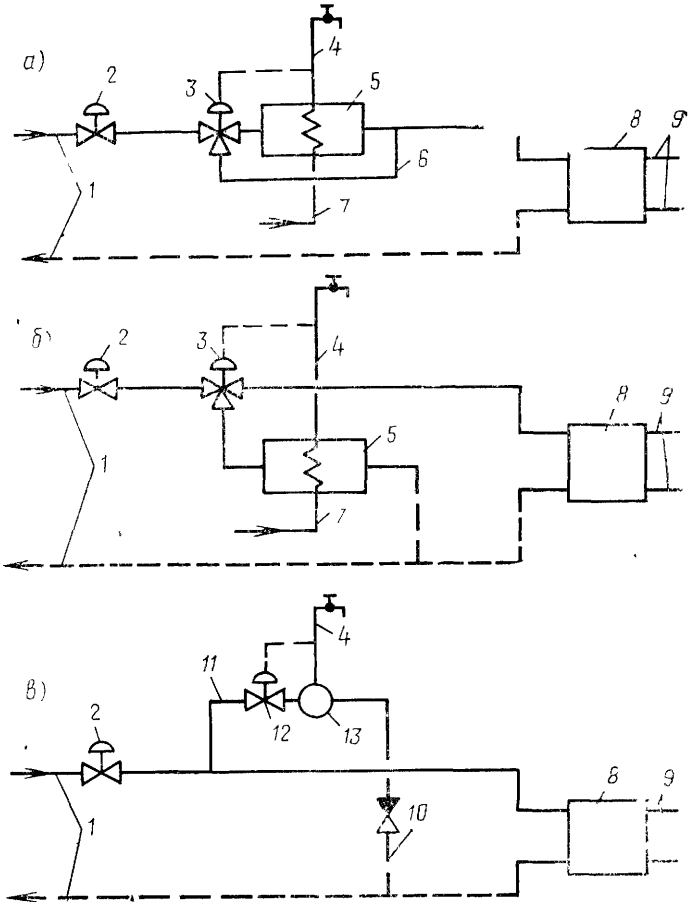


Рис. 2.6. Схемы вводов, отражающие основной принцип связанной подачи тепла в систему отопления

а — ввод закрытой системы теплоснабжения с влиянием горячего водоснабжения на температуру греющей воды теплообменника отопления; *б* — то же, с влиянием горячего водоснабжения на расход греющей воды теплообменника отопления; *в* — ввод открытой системы теплоснабжения; *1* — тепловая сеть; *2* — ограничитель расхода сетевой воды; *3* — трехходовой регулятор температуры; *4* — местная система горячего водоснабжения; *5* — подогреватель горячего водоснабжения; *6* — обводной трубопровод; *7* — водопровод; *8* — теплообменник отопления; *9* — местная система отопления; *10, 11* — отбор воды из подающего и обратного трубопроводов тепловой сети; *12* — двухходовой регулятор температуры; *13* — смеситель

температуры *3*, получающим импульс от температуры воды, поступающей в местную систему горячего водоснабжения *4*. При отсутствии водоразбора регулятор температуры *3* перекрывает поступление сетевой воды к теплообменнику горячего водоснабжения и вся сетевая вода проходит по отводной трубе *6* и с наибольшей температурой, равной температуре воды в сети, поступает в теплообменник отопления *8*. Отапливаемые помещения получают в эти часы повышенное количество тепла. Днем же, в часы максимального водоразбора, регулятор температуры перекрывает обводной трубопровод и вся сетевая вода проходит через теплообменник горячего водоснабжения. В эти часы в теплообменник отопления поступает сетевая вода с наиболее низкой температурой и отапливаемые помещения недополучают тепло.

По схеме *б* подогреватель горячего водоснабжения *5* включен по сетевой воде параллельно с теплообменником отопления. При этой схеме в зависимости от величины водоразбора трехходовой регулятор температуры *3* перераспределяет сетевую воду между теплообменниками горячего водоснабжения и отопления. В ночные часы при отсутствии водоразбора теплообменник отопления получает максимальное количество сетевой воды, а в часы максимального водоразбора — минимальное. Общее количество поступающей на ввод сетевой воды как при схеме *а*, так и при схеме *б* лимитируется автоматом *2*.

По схеме *а* поверхность нагрева теплообменника горячего водоснабжения будет всегда меньше, чем по схеме *б* (за исключением случая, когда в расчетном режиме при максимальном водоразборе $Q_{от}=0$). Происходит это потому, что в часы максимального водоразбора через

этот теплообменник по схеме *а* проходит вся сетевая вода, а по схеме *б* только часть сетевой воды. В результате средняя разность температур и коэффициент теплопередачи в теплообменнике по схеме *а* всегда больше, чем по схеме *б*.

При открытых системах теплоснабжения влияние горячего водоснабжения на подачу тепла в систему отопления осуществляется только путем изменения количества сетевой воды, поступающей в теплообменник отопления (схема *в*). По этой схеме к смесителю *13* поступает вода из подающего *11* и обратного *10* трубопроводов тепловой сети. Количество воды, отбираемой из подающей трубы, давление в которой всегда больше давления в обратной трубе, регулируется двухходовым регулятором температуры *12*. Чем больше общий отбор воды и чем ниже температура воды в тепловой сети τ_c, тем больше количество воды, отбираемой из подающего трубопровода, и тем меньше сетевой воды поступает к теплообменнику отопления.

Основное преимущество связанной подачи тепла в систему отопления перед нормальной подачей состоит в меньших расчетных расходах сетевой воды, что снижает затраты на сооружение тепловых сетей и перемещение теплоносителя. Сокращение расчетных расходов сетевой воды при связанной подаче тепла происходит:

а) в результате уменьшения расчетных расходов тепла, так как при связанной подаче расчетный часовой расход тепла на ввод складывается из нормального расхода тепла на отопление и среднечасового расхода тепла на горячее водоснабжение, в то время как при нормальной подаче расчетный часовой расход тепла на ввод складывается из нормального расхода тепла на отопление и максимального часового (при отсутствии аккумуляторов) расхода тепла на горячее водоснабжение, который в 2—3 раза больше среднечасового расхода тепла;

б) благодаря возможности применения в тепловых сетях так называемых «повышенных» графиков температур воды (см. § 25).

К недостаткам связанной подачи тепла в систему отопления относятся:

а) наличие внутрисуточных колебаний температуры воздуха в отапливаемых помещениях;

б) сложность обеспечения отапливаемых помещений нормальным суточным количеством тепла при неравномерном расходе тепла в системе горячего водоснабжения по дням недели (см. § 2, рис. 1.2 и 1.3) и различных соотношениях расходов тепла на горячее водоснабжение и на отопление у отдельных абонентов в теплоснабжаемом районе.

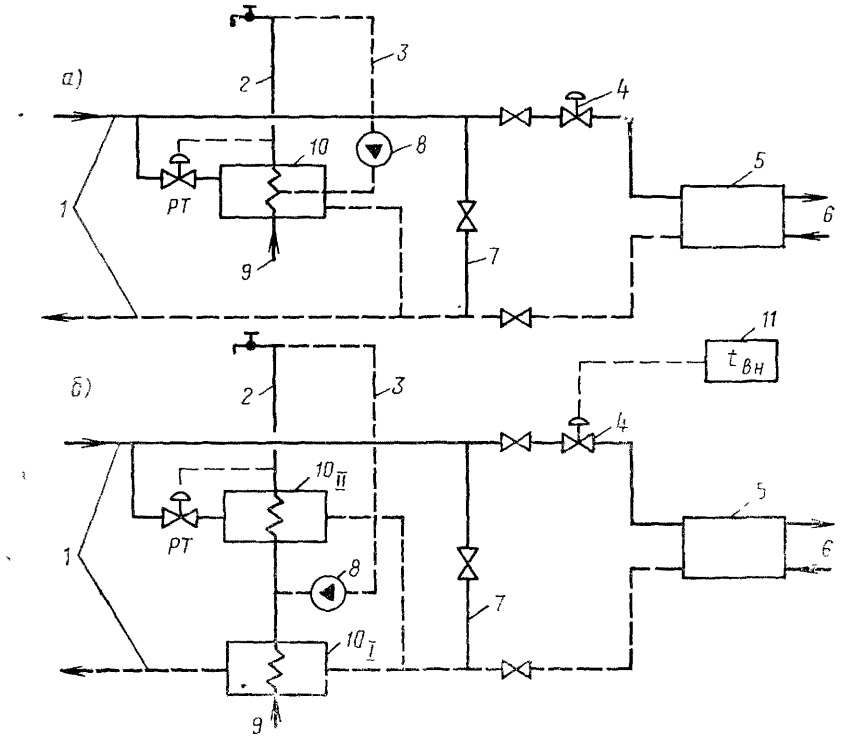
Величина внутрисуточного отклонения температуры внутреннего воздуха от ее нормального значения при связанной подаче тепла в систему отопления зависит от многих факторов, важнейшими из которых являются:

а) теплоаккумулирующая способность отапливаемых зданий (помещений);

б) соотношение расходов тепла на горячее водоснабжение и на отопление $\rho_{max} = Q^{max}_{г.в}/Q^{р}_{от}$.

Чем больше теплоаккумулирующая способность здания и чем меньше соотношение расходов тепла на горячее водоснабжение и на отопление, тем меньше амплитуда колебаний температуры внутреннего воздуха. Нормированной величины допустимых отклонений температуры внутреннего воздуха под влиянием горячего водоснабжения пока не существует, но большинство специалистов считают, что такие отклонения не должны превышать ± 1—1,5°С.

Связанная подача тепла в систему отопления наиболее эффективна в крупных системах теплоснабжения при максимальном часовом расходе тепла на горячее водоснабжение более 10% расчетного расхода



Риос. 2.7 Схемы абонентских вводов с нормальной подачей тепла в систему отопления *а* — параллельная; *б* — смешанная; *1* — тепловая сеть; *2* — местная система горячего водоснабжения; *3* — рециркуляционный трубопровод; *4* — регулятор расхода воды на отопленне; *5* — теплообменник отопления; *6* — местная система отопления; *7* — перемычка; *8* — циркуляционный насос; *9* — водопровод; *10* — подогреватель горячего водоснабжения; 10_{I} и 10_{II} — то же, I и II ступени; *11* — датчик внутренней температуры

тепла на отопление. В небольших системах теплоснабжения, в которых уменьшение диаметров теплопроводов мало изменяет общую стоимость тепловых сетей, в ряде случаев более целесообразна нормальная подача тепла в систему отопления при наиболее простой схеме абонентского ввода.

Применяемые на практике схемы абонентских вводов при нормальной и связанной подаче тепла в систему отопления описаны ниже.

Схемы вводов закрытых систем теплоснабжения. В закрытых системах теплоснабжения при наличии у абонентов местных систем отопления и горячего водоснабжения нормальная подача тепла в системы отопления осуществляется обычно по параллельной или смешанной схемам абонентского ввода. При параллельной схеме ввода (рис. 2.7,*а*) происходит одноступенчатый нагрев водопроводной воды в подогревателе горячего водоснабжения *10*, который включен параллельно по ходу греющей сетевой воды (отсюда и название схемы) с теплообменником отопления *5*. Отопительным теплообменником как в данной схеме, так и в ниже описываемых схемах могут быть или смесительные узлы (элеваторные, насосные), или поверхностный аппарат. Утилизация тепла обратной воды теплообменника отопления для нагрева водопроводной воды при параллельной схеме отсутствует.

При смешанной схеме ввода (рис. 2.7,*б*) происходит двухступенчатый нагрев водопроводной воды в подогревателях I (10_{I}) и II (10_{II}) ступени с утилизацией тепла обратной воды теплообменника отопления. В подогревателе II ступени греющей водой является часть поступающей на ввод сетевой воды, а в подогревателе I ступени — смесь вод, покидающих теплообменник отопления и подогреватель II ступени.

Наименование «смешанная» данная схема получила потому, что в ней подогреватель II ступени соединен по сетевой воде параллельно с теплообменником отопления, а подогреватель I ступени соединен с теплообменником отопления последовательно.

Характерной особенностью любой схемы ввода с нормальной подачей тепла на отопление, в том числе и параллельной, и смешанной схем, является наличие автомата *4* на трубопроводе, подводящем сетевую воду к теплообменнику отопления. Этот автомат обеспечивает независимость поступления сетевой воды в теплообменник отопления от расхода воды через теплообменник горячего водоснабжения, т. е. независимость поступления тепла в отапливаемые помещения от расхода тепла в системе горячего водоснабжения.

Автомат отопления может обеспечивать постоянный или переменный расход сетевой воды через теплообменник отопления. Если регулирование отпуска тепла на отопление происходит так, что сам абонент не оказывает влияния на количество получаемого им тепла (пассивное регулирование), то автомат отопления поддерживает постоянный расход сетевой воды. В этом случае регулирование отпуска тепла на отопление осуществляется только центрально изменением температуры сетевой воды у источника тепла, а для поддержания постоянства расхода сетевой воды через теплообменник отопления используется наиболее простой автомат прямого действия, который получил не совсем точное название *регулятора расхода* (РР) (см. гл. 3). Если же регулирование отпуска тепла на отопление производится так, что абонент тем или иным способом воздействует на количество получаемого им тепла (активное регулирование), то автомат отопления изменяет расход сетевой воды через теплообменник отопления в зависимости от характера получаемого им импульса.

И в параллельной, и в смешанной схеме температура воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, поддерживается постоянной регулятором температуры (РТ), установленным перед теплообменником горячего водоснабжения. Автомат РТ изменяет количество сетевой воды, проходящей через теплообменник горячего водоснабжения, в зависимости от водоразбора, т. е. в зависимости от количества нагреваемой водопроводной воды.

Для получения наибольшей разности температур греющей и нагреваемой в теплообменниках горячего водоснабжения воды рециркуляционный трубопровод системы горячего водоснабжения *10* целесообразно присоединять к той точке, где температура нагреваемой водопроводной воды становится равной температуре рециркуляционной воды. Практически рециркуляционную воду соединяют с водопроводной водой при смешанной схеме между подогревателями, при параллельной схеме и сборке подогревателя из стандартных секций между равным числом секций.

При присоединении систем отопления к сети через элеваторные узлы на индивидуальных абонентских вводах закрытых систем теплоснабжения независимо от конкретной схемы ввода устанавливается еще дополнительно насос (рис. 2.8), предназначаемый для увеличения подмешивания воды из обратного трубопровода в подающий перед элеваторным узлом и для осуществления автономной циркуляции воды в местной системе отопления при прекращении циркуляции во-

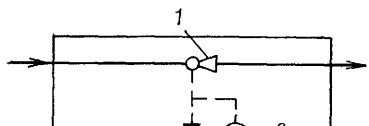


Рис. 2.8. Элеваторный узел с дополнительным насосом

1 — элеватор; *2* — насос; *3* — обратный клапан

ды в тепловой сети. При групповом абонентском вводе дополнительный насос устанавливается в ЦТП (см. далее рис. 2.11).

Увеличение подмешивания необходимо в теплый период отопительного сезона во избежание подачи излишнего тепла в систему отопления, когда в целях нагревания воды систем горячего водоснабжения до заданной температуры (60—65°С) температура воды в тепловой сети не опускается ниже определенного предела (70—75°С), а для нормальной подачи тепла в систему отопления требуется более низкая температура воды, поступающей в элеватор.

В летний период система отопления отключается от тепловой сети и циркуляция сетевой воды происходит только через теплообменники горячего водоснабжения.

Сравнение параллельной и смешанной схем показывает, что при одинаковой поверхности нагрева подогревателей горячего водоснабжения смешанная схема позволяет уменьшить суммарный расчетный расход воды по вводу на 4—6%, а среднюю за отопительный сезон температуру воды, возвращаемой к источнику тепла, на 2—3°С. Такие сравнительно небольшие преимущества смешанной схемы перед параллельной имеют значение только при теплофикационных системах, где понижение температуры возвращаемой на ТЭЦ воды приводит к экономии топлива. В районных же системах теплоснабжения от водогрейных котельных понижение температуры возвращаемой воды не отражается на расходе топлива, а лишь увеличивает мощность рециркуляционных насосов. В таких системах смешанная схема не имеет особых преимуществ перед параллельной вследствие небольшого сокращения расчетных расходов сетевой воды и более сложного устройства абонентских вводов.

Экономичная связанная подача тепла в систему отопления осуществляется в настоящее время в закрытых системах теплоснабжения по двухступенчатой «последовательной» схеме абонентского ввода, разработанной ВТИ, МЭИ и теплосетью Мосэнерго (рис. 29). Наименование «последовательная» схема получила потому, что в данном случае подогреватели горячего водоснабжения I (*1*) и II (*2*) ступени соединены по сетевой воде последовательно с теплообменником отопления *3*. При последовательной схеме, так же как и при смешанной, происходит утилизация тепла обратной воды теплообменника отопления для подогрева водопроводной воды, и рециркуляционная вода систем горячего

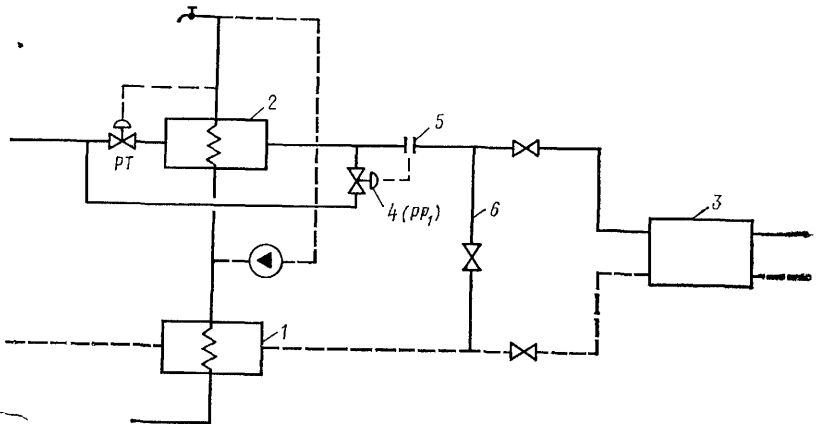


Рис 29 Последовательная схема абонентского ввода

1, 2 — подогреватели горячего водоснабжения; *3* — теплообменник отопления; *4* — регулятор расхода, *5* — датчик расхода; *6* — перемычка, *РТ* — регулятор температуры

водоснабжения соединяется с водопроводной водой между подогревателями.

Применяемая на практике автоматика последовательной схемы (автоматика теплосети Мосэнерго) состоит из двух элементов: регулятора температуры воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, РТ и автомата постоянства расхода воды $РР_1$. Последний, хотя и установлен на обводном трубопроводе подогревателя II ступени, однако получает импульс от датчика *5*, контролирующего общий расход сетевой воды через ввод. При отсутствии водоразбора в системе горячего водоснабжения автомат РТ закрыт и вся сетевая вода проходит по обводному трубопроводу подогревателя *2*. При таком режиме ввода температура сетевой воды, поступающей в теплообменник отопления, имеет наиболее высокое значение и отапливаемые помещения получают избыточное количество тепла. С началом водоразбора автомат РТ приоткрывается и в первый момент времени общий расход воды через подогреватель и его обводную линию становится больше, чем при закрытом автомате РТ. Но с увеличением общего расхода сетевой воды перепад давления в импульсной шайбе *5* увеличивается и автомат $РР_1$ на обводном трубопроводе прикрывается. При максимальном водоразборе автомат РТ полностью открыт, а автомат $РР_1$ полностью закрыт. Теоретически совместная работа автоматов РТ и $РР_1$ должна обеспечивать постоянство расхода сетевой воды через ввод. Практически данная автоматика не обеспечивает строгого лимитирования расхода сетевой воды через ввод. Превышение заданного лимита расхода сетевой воды через ввод может происходить в часы максимального водоразбора, если из-за эксплуатационного загрязнения или отложения накипи в подогревателях горячего водоснабжения уменьшились их коэффициенты теплопередачи, а также если по тем или иным причинам (например, в отдельные предпраздничные дни) водоразбор превысит расчетное максимальное значение. В указанных случаях автомат $РР_1$ будет полностью закрыт, а автомат РТ будет пропускать расход сетевой воды больше предусмотренного.

Последовательная схема ввода в общеизвестном виде (см. рис. 2.9) пригодна только при значениях $\rho_{max} \leqslant 0{,}6$ (см. § 25); при $\rho_{max} > 0{,}6$ применяют обычно схемы с нормальной подачей тепла в систему отопления с увеличенным расчетным расходом сетевой воды. Для реализации же более экономичной по расходу воды связанной подачи тепла в систему отопления при $\rho_{max} > 0{,}6$ на вводах, очевидно, должны применяться какие-то другие схемы. Такими схемами, пока еще не получившими широкого распространения, являются смешанная схема «с ограничением», т. е. с лимитированием общего расхода сетевой воды через ввод, и последовательная схема с регулируемой перемычкой, предложенная кафедрой теплофикации и газоснабжения МИСИ им. В. В. Куйбышева (рис. 2.10). По сравнению со смешанной схемой «с ограничением» последовательная схема с перемычкой имеет меньшую поверхность нагрева подогревателей горячего водоснабжения и является более гибкой, позволяющей изменять общий расход сетевой воды через ввод при сохранении нормального отопительного расхода сетевой воды через теплообменник отопления. При применении схемы с перемычкой температурный график воды в сети рассчитывается по объекту с максимально допустимым значением $\rho^{р}_{ср} \approx 0{,}27...0{,}3$. Регулятор расхода воды $РР_1$ на перемычке теплообменника II ступени настраивается на отопительный расход сетевой воды. При отсутствии водоразбора регулятор температуры РТ закрыт, и через ввод проходит только отопительный расход воды, который полностью поступает в теплообменник отопления — регулятор на перемычке $РР_2$ закрыт. При малом водоразборе, пока текущее значение ρ не превышает $\rho^{р}_{ср}$, суммарный расход

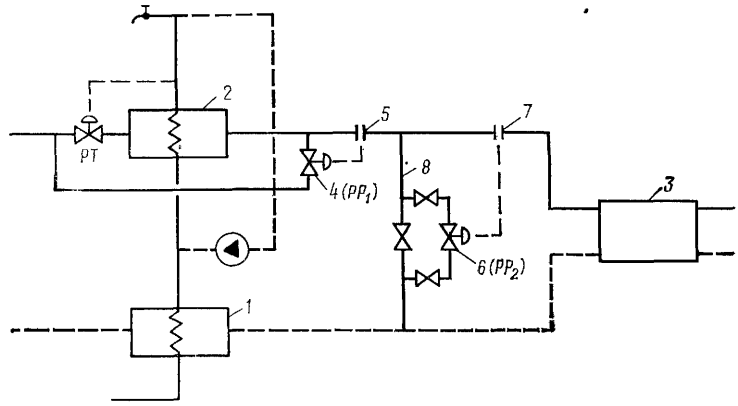


Рис. 2.10. Последовательная схема ввода с регулируемой перемычкой

1, 2 — подогреватели горячего водоснабжения, *3* — теплообменник отопления, *4* — регулятор общего расхода сетевой воды, *5* — датчик регулятора общего расхода сетевой воды; *6* — регулятор расхода сетевой воды через теплообменник отопления; *7* — датчик регулятора расхода сетевой воды через теплообменник отопления; *8* — перемычка

сетевой воды через подогреватель II ступени и его обводной трубопровод остается равным отопительному расходу, и регулятор PP_2 остается в закрытом положении. Когда же водоразбор увеличится настолько, что отопительного расхода сетевой воды окажется недостаточно для подогрева водопроводной воды до нужной температуры в подогревателе II ступени (регулятор PP_1 при этом будет закрыт полностью), регулятор температуры РТ будет пропускать через ввод расход сетевой воды, превышающий отопительный расход. В этом режиме ввода регулятор PP_2 открыт и пропускает часть сетевой воды в обратный трубопровод, сохраняя через теплообменник отопления нормальный отопительный расход сетевой воды.

Центральные тепловые пункты (ЦТП). Групповые подогревательные установки горячего водоснабжения, размещаемые обычно в отдельных строениях, получили название центральных тепловых пунктов (ЦТП), хотя центральным в указанном случае является только приготовление горячей воды, так как приготовление теплоносителей для местных систем отопления происходит при этом у каждого абонента отдельно. Более точно название ЦТП соответствует лишь такому их варианту, когда центрально (групповым методом) приготовляется для нескольких зданий не только вода для местных систем горячего водоснабжения, но и теплоноситель для систем отопления. Такие варианты ЦТП применяются при абонентах с небольшими расходами тепла и незначительном удалении их от ЦТП.

С появлением ЦТП (рис. 2.11) двухтрубные системы превратились в системы комбинированные с двухтрубной тепловой сетью от источника до ЦТП и четырехтрубной (как минимум, см. далее) квартальной тепловой сетью от ЦТП до отдельных зданий (две трубы на горячее водоснабжение и две трубы для отопления и вентиляции). Четырехтрубность квартальных тепловых сетей не только увеличила их стоимость, но и значительно усложнила их эксплуатацию. При распространенных на практике подземных прокладках тепловых сетей оказались невозможными контроль и своевременная ликвидация коррозионных повреждений труб горячего водоснабжения, которые часто в нарушение существующих норм прокладываются неоцинкованными. Усиленной коррозии труб горячего водоснабжения в закрытых системах теплоснабжения способствует также отсутствие на ЦТП какой-либо обработки водопроводной воды, поступающей в системы горячего водоснабжения. В результате коррозии труб горячего водоснабжения подземные каналы заливаются водой, и от коррозии страдают и трубы системы отопления, которые, как правило, прокладываются совместно с трубами горячего водоснабжения.

Положительные стороны ЦТП:

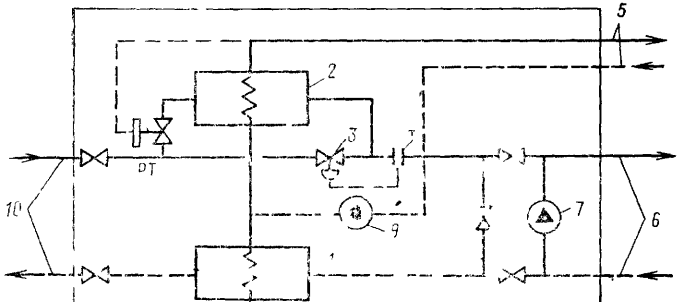


Рис 2 11. Схема центрального теплового пункта (ЦТП) с последовательным включением подогревателей горячего водоснабжения

1, 2 — подогреватели горячего водоснабжения, *3* — регулятор расхода сетевой воды; *4* — датчик регулятора расхода; *5* — трубопроводы системы горячего водоснабжения; *6* — трубопроводы системы отопления, *7* — подмешивающий насос; *8* — перемычка; *9* — циркуляционный насос; *10* — тепловая сеть

а) уменьшение суммарной поверхности подогревателей горячего водоснабжения вследствие уменьшения коэффициента максимальной часовой неравномерности потребления тепла в системе горячего водоснабжения и сокращения излишков в поверхностях нагрева, получающихся в индивидуальных установках при компоновке подогревателей из стандартных секций;

б) уменьшение количества автоматических приборов и насосных установок для создания циркуляции в системах горячего водоснабжения;

в) меньшее количество обслуживающего персонала и лучшие условия для создания дистанционного управления отпуском тепла.

На ЦТП могут применяться те же схемы, что и на индивидуальных вводах, т. е. схемы как со связанной, так и с нормальной подачей тепла в системы отопления. При применении на ЦТП связанной подачи возникают осложнения с подачей тепла к калориферам приточной вентиляции, так как в подающем трубопроводе (отопительном) температура воды колеблется в течение суток в зависимости от величины водоразбора.

В конкретных местных условиях для нормального обеспечения систем вентиляции теплом может оказаться целесообразным одно из следующих мероприятий:

а) расчет в процессе проектирования калориферов вентиляции и трубопроводов к ним на самую низшую температуру воды в подающем трубопроводе, соответствующую максимальному водоразбору;

б) прокладка к зданию дополнительной подающей линии помимо ЦТП; в этом случае по отдельным направлениям квартальной тепловой сети будут пятитрубные прокладки: две подающие трубы на отопление и вентиляцию, одна общая обратная от этих местных систем и две трубы горячего водоснабжения;

в) устройство самостоятельного ввода с подачей тепла от магистральных тепловых сетей, что целесообразно при абонентах с большими расходами тепла на вентиляцию или кондиционирование.

Схемы абонентских вводов открытых систем теплоснабжения. Схемы абонентских вводов открытых систем теплоснабжения приведены на рис. 2.12. По схеме рис. 2.12,*а* происходит нормальная, независимая от горячего водоснабжения подача тепла из тепловой сети в систему отопления. Это обеспечивается установкой на трубопроводе, подводящем сетевую воду к теплообменнику отопления, автомата постоянства расхода воды РР или автомата, изменяющего расход сетевой воды через теплообменник отопления в зависимости от потребности абонента в тепле.

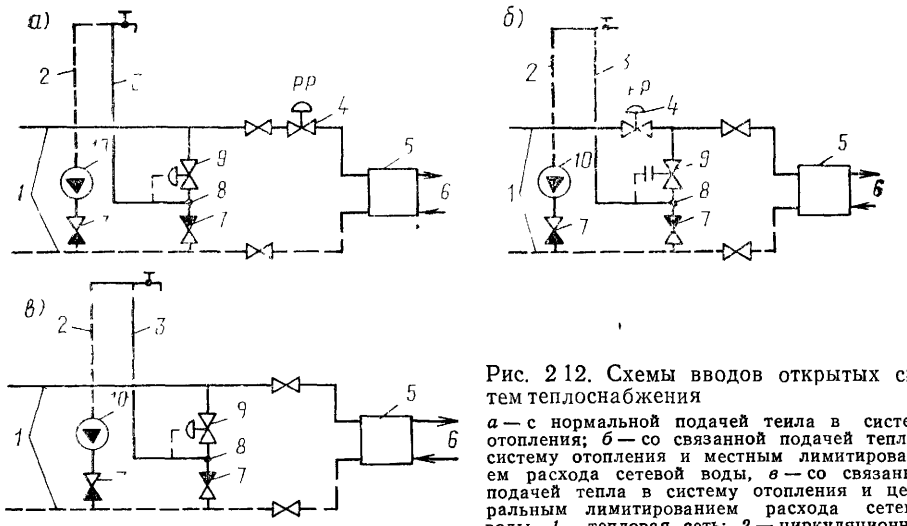


Рис. 2 12. Схемы вводов открытых систем теплоснабжения

а — с нормальной подачей тепла в систему отопления; *б* — со связанной подачей тепла в систему отопления и местным лимитированием расхода сетевой воды, *в* — со связанной подачей тепла в систему отопления и центральным лимитированием расхода сетевой воды, *1* — тепловая сеть; *2* — циркуляционный трубопровод; *3* — подающий трубопровод местной системы горячего водоснабжения; *4* — автомат постоянства расхода; *5* — теплообменник отопления, *6* — местная система отопления; *7* — обратный клапан, *8* — смеситель, *9* — регулятор температуры, *10* — циркуляционный насос

Отбор воды на горячее водоснабжение из тепловой сети происходит в зависимости от температуры воды в подающем τ_c и обратном τ_4 трубопроводах тепловой сети: при $\tau_4 \geqslant 65°C$ — только из обратной трубы, при $\tau_4 < 65°C < \tau_c$ — из обратной и подающей труб одновременно, при $\tau_c = 65°C$ — только из подающей трубы. При одновременном отборе воды из обеих труб теплосети необходимая температура смеси в 65°С обеспечивается автоматом постоянства температуры РТ, который регулирует поступление воды из подающего трубопровода к точке смешения с водой из обратной трубы. При этом высокое давление в подающем трубопроводе дросселируется в автомате до давления в обратном трубопроводе. При отборе воды только из обратной трубы автомат РТ закрыт; в этом случае температура воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, может повышаться до расчетной температуры обратной воды из теплообменника отопления, т. е. до 70°С при смесительных теплообменниках (элеваторных и насосных узлах) и до 80°С при поверхностном теплообменнике. При отборе воды только из подающего трубопровода автомат РТ открыт и давление за смесителем возрастает до давления в подающем трубопроводе.

Увеличение давления за смесителем приводит к плотному закрытию обратного клапана на подводке обратной воды к смесителю, чем исключается перетекание воды из подающего трубопровода тепловой сети в обратный трубопровод. Но одновременно в этом случае вся местная система горячего водоснабжения становится под давление в подающем трубопроводе, что при большой величине этого давления может приводить к повреждениям местной системы, поэтому при больших давлениях в подающем трубопроводе на подводке воды к смесителю необходима установка автомата давления «после себя», который ограничивал бы максимальную величину давления в местной системе горячего водоснабжения. При рассматриваемой схеме ввода основное регулирование отпуска тепла потребителям производится центрально путем изменения температуры сетевой воды в соответствии с расходом тепла на отопление, т. е. по так называемому отопительному графику. Недостатком схемы является повышенный расчетный расход сетевой воды, который складывается из расхода воды на отопление и максимального расхода воды в системе горячего водоснабжения.

По схеме рис. 2.12,*б* происходит связанная подача тепла в систему отопления при местном (абонентском) лимитировании расхода сетевой воды. Лимитирование расхода сетевой воды в размере, равном отопительному расходу, осуществляется автоматом постоянства расхода РР, который устанавливается на общем для горячего водоснабжения и отопления трубопроводе сетевой воды.

При схеме *б* с началом отбора воды из подающего трубопровода расход сетевой воды через теплообменник отопления уменьшается, что компенсируется более высокой температурой сетевой воды. Таким образом, при схеме *б* внутрисуточное и сезонное влияние горячего водоснабжения на отопление осуществляется путем изменения расхода воды, поступающей в теплообменник отопления.

На абонентских вводах по схеме рис. 2.12, *в* отсутствует автомат постоянства расхода сетевой воды и в этом случае предполагается, что жесткое лимитирование подачи сетевой воды к абонентам отсутствует при сохранении постоянной разности давлений в трубопроводах тепловой сети у источника тепла. Недостатком схемы *в* по сравнению со схемой *б* является необходимость в более тщательной начальной и эксплуатационной (при подключении и отключении отдельных абонентов) регулировок гидравлических режимов системы с целью обеспечения каждого абонента необходимым количеством сетевой воды. Но схема *в* имеет и преимущество перед схемой *б*, которое состоит в меньшем влиянии горячего водоснабжения на систему отопления. Происходит это по следующей причине. При схеме *б* автомат РР обеспечивает постоянство расхода сетевой воды независимо от того, имеется или нет водоразбор в системе горячего водоснабжения. При неизменной разности давлений в подающем и обратном трубопроводах сети у абонентского ввода это возможно только при неизменном гидравлическом сопротивлении абонентских систем отопления и горячего водоснабжения. Но при водоразборе, т. е. при открытии водоразборных кранов, гидравлическое сопротивление абонентской системы горячего водоснабжения уменьшается, а следовательно, уменьшается и общее гидравлическое сопротивление абонентского ввода. В результате с началом водоразбора в горячем водоснабжении для обеспечения постоянства расхода сетевой воды через ввод автомат РР должен прикрываться и увеличивать общее сопротивление ввода до прежней величины. В схеме же *в* автомат РР на вводе отсутствует и уменьшение гидравлического сопротивления ввода при водоразборе ничем не компенсируется, поэтому при водоразборе на ввод поступает больше сетевой воды, чем при отсутствии водоразбора. Это приводит к тому, что при одной и той же величине водоразбора влияние горячего водоснабжения на отопление при схеме *в* будет меньше, чем при схеме *б*.

В открытых системах теплоснабжения при всех описанных выше схемах абонентских вводов может наблюдаться явление «опрокидывания», т. е. возникновение противоположного движения воды в обратном трубопроводе от источника тепла к абоненту. Такое явление происходит в том случае, если количество поступающей на ввод сетевой воды меньше количества воды, отбираемой на вводе на цели горячего водоснабжения.

В принципе опрокидывание позволяет наиболее дешевым способом обеспечить подачу к абонентам большего расхода воды на цели горячего водоснабжения, так как при опрокидывании для подачи воды к абонентам используются две трубы — и подающая, и обратная. Но опрокидывание в системах с абонентскими вводами по схемам *б* и *в* может происходить не только при наиболее низких наружных температурах, но и в теплый период отопительного сезона, когда температура воды в обратном трубопроводе очень низка. Так как в системах с ука-

занными вводами подача тепла по подающей трубе ограничена, то опрокидывание при низкотемпературной воде в обратных трубопроводах приводит к подаче в системы горячего водоснабжения воды с пониженной температурой. В системах теплоснабжения с вводами по схеме *а* такое явление исключается, во-первых, потому, что при такой схеме отбор воды из обратного трубопровода в теплый период отопительного сезона меньше, чем при вводах по схемам *б* и *в*, а во-вторых, потому, что на вводах по схеме *а* подача воды к смесителю из подающего трубопровода не ограничивается.

Практически в крупных системах теплоснабжения с насосными подстанциями на обратных трубопроводах осуществить полное опрокидывание невозможно. Затруднено и частичное опрокидывание у отдельных абонентов, если они имеют автоматы «подпора» на обратных трубопроводах, так как для реализации опрокидывания эти автоматы должны быть снабжены обводными трубопроводами и обратными клапанами. Наиболее радикальным, но и наиболее дорогим средством для избежания опрокидывания в крупных системах является увеличение расчетного расхода сетевой воды на цели отопления, т. е. иначе говоря, уменьшение расчетной разности температур в тепловой сети. В мелких же системах теплоснабжения, в которых отсутствуют насосные подстанции и автоматы «подпора» у абонентов, а абонентские вводы выполнены по схеме *а*, опрокидывание вполне допустимо.

При всех рассмотренных схемах вводов открытых систем затруднена организация циркуляции воды в местных системах горячего водоснабжения, так как при отборе воды из обратного трубопровода возвратить рециркуляционную воду систем горячего водоснабжения снова в обратный трубопровод практически можно только с помощью насоса. Рекомендуемый в Справочнике по наладке и эксплуатации водяных тепловых сетей способ организации циркуляции в системах горячего водоснабжения путем установки дросселя-шайбы на обратном трубопроводе от теплообменника отопления практически себя не оправдал*. Это связано с тем, что даже при незначительном отборе воды из обратного трубопровода создаваемый дросселем-шайбой перепад давлений резко уменьшается (в квадрате). Кроме того, при современных протяженных зданиях для обеспечения надлежащей циркуляции в системах горячего водоснабжения требуется создавать в дросселе-шайбе разность давления в 0,04—0,06 МПа, а это уже отрицательно сказывается на расходе сетевой воды через теплообменник отопления.

Насосное же побуждение циркуляции с установкой насосов у каждого абонента возможно только при наличии бесшумных насосов, которые еще не выпускаются в массовом количестве нашей промышленностью. В связи с этим организация насосной циркуляции в системах горячего водоснабжения при открытых системах теплоснабжения возможна только при создании групповых циркуляционных пунктов (ГЦП), куда бы собирались циркуляционные трубопроводы от нескольких зданий и где рециркуляционная вода обычным насосом направлялась бы в обратный трубопровод системы теплоснабжения. Этот же циркуляционный насос позволил бы также после некоторого переключения осуществлять автономную циркуляцию воды в системах отопления всех присоединенных к циркуляционному пункту зданий во время аварии в тепловых сетях. При отсутствии достаточного количества автоматики и соответствующем технико-экономическом обосновании указанные групповые циркуляционные пункты могут быть превращены в центральные пункты приготовления воды для систем горячего водоснабжения точно так же, как это происходит сейчас в закрытых системах теплоснабжения. Однако в открытых системах такие ЦТП будут более просты, так как в них будут отсутствовать поверхностные теплообменники горячего водоснабжения.

Для контроля за параметрами теплоносителя, работой оборудования и автоматических регуляторов, а также для учета расхода энергоресурсов тепловые пункты оснащаются контрольно-измерительными приборами, т. е. термометрами, манометрами, расходомерами.

Тепловой пункт водяной тепловой сети должен быть оснащен следующими контрольно-измерительными приборами:

а) манометрами самопишущими и показывающими на подающем и

---

* **Грудзинский М. М., Прохоров Е. И.** Разработка рациональных схем систем горячего водоснабжения с непосредственным водоразбором из тепловой сети. Отчет по теме. 1975.

обратном трубопроводах после основных задвижек и штуцерами для манометра перед основными задвижками;

б) термометрами самопишущими и показывающими на подающем и обратном трубопроводах ввода и гильзами для термометров на всех обратных трубопроводах от местных систем теплопотребления;

в) расходомерами самопишущими, установленными на подающем или обратном трубопроводе с подключенной тепловой нагрузкой примерно 20 ГДж/ч (5 Гкал/ ч) и более, и водомерами, установленными на линии на горячее водоснабжение;

г) штуцером для манометра и гильзой для термометра на подающей трубе после узла смешения или водоподогревателя для местной системы отопления.

На вводах водяных тепловых сетей в здания устанавливаются грязевики. На подающем трубопроводе ввода грязевик устанавливается после входной задвижки, назначение его — защита местных систем теплопотребления здания от засорения мусором, находящимся в трубопроводах наружных тепловых сетей. На обратном трубопроводе ввода грязевик устанавливается после смесительного узла системы отопления и предотвращает попадание мусора из местных систем в наружные тепловые сети. На конце выходного патрубка внутри грязевика устанавливается сетка из оцинкованной проволоки или сверлятся отверстия. Грязевики подбираются по диаметру подводящих и обратных трубопроводов. Скорость движения воды в грязевике должна быть не более 0,05 м/с, чтобы в нем успели осесть взвешенные частицы мусора, находящегося в воде.

§ 10. ОДНОТРУБНЫЕ ВОДЯНЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Схема абонентского ввода однотрубной системы теплоснабжения приведена на рис. 2.13. Сетевая вода в количестве, равном среднечасовому расходу воды в горячем водоснабжении, подается на ввод че-

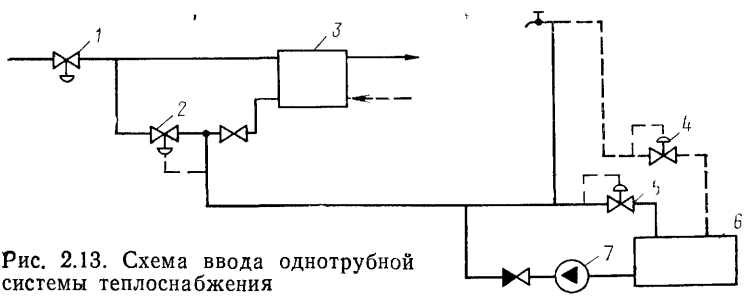


Рис. 2.13. Схема ввода однотрубной системы теплоснабжения

рез автомат постоянства расхода *1*. Автомат *2* перераспределяет сетевую воду между смесителем горячего водоснабжения и теплообменником отопления *3* и обеспечивает заданную температуру смеси воды из подающего трубопровода и воды после теплообменника отопления. В ночные часы, когда водоразбор отсутствует, поступающая в систему горячего водоснабжения вода сливается в бак-аккумулятор *6* через автомат подпора *5* (автомат «до себя»), который обеспечивает заполнение местных систем водой. При водоразборе больше среднего насос *7* дополнительно подает воду из бака в систему горячего водоснабжения. Циркуляционная вода системы горячего водоснабжения также сливается в аккумулятор через автомат подпора *4*. Для компенсации потерь тепла в циркуляционном контуре, включая бак-аккумулятор, автомат *2* поддерживает температуру воды несколько выше обычно принимаемой для систем горячего водоснабжения.

§ 11. ПАРОВЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Как и водяные паровые системы теплоснабжения бывают однотрубными, двухтрубными и многотрубными (рис. 2.14)

В однотрубной паровой системе (рис. 2.14, *а*) конденсат пара не возвращается от потребителей тепла к источнику, а используется на горячее водоснабжение и технологические нужды или выбрасывается в дренаж. Такие системы мало экономичны и применяются при небольших расходах пара.

Двухтрубные паровые системы с возвратом конденсата к источнику тепла (рис. 2.14, *б*) имеют наибольшее распространение на практике. Конденсат от отдельных местных систем теплопотребления собирается в общий бак, расположенный в тепловом пункте, а затем насосом перекачивается к источнику тепла. Конденсат пара является ценным продуктом: он не содержит солей жесткости и растворенных агрессивных газов и позволяет сохранить до 15 % содержащегося в паре тепла. Приготовление новых порций питательной воды для паровых котлов обычно требует значительных затрат, превышающих затраты на возврат конденсата. Вопрос о целесообразности возврата конденсата к источнику тепла решается в каждом конкретном случае на основании технико-экономических расчетов.

Многотрубные паровые системы (рис. 2.14, *в*) применяются на промышленных площадках при получении пара от ТЭЦ и в случае, если технология производства требует пара разных давлений. Затраты на

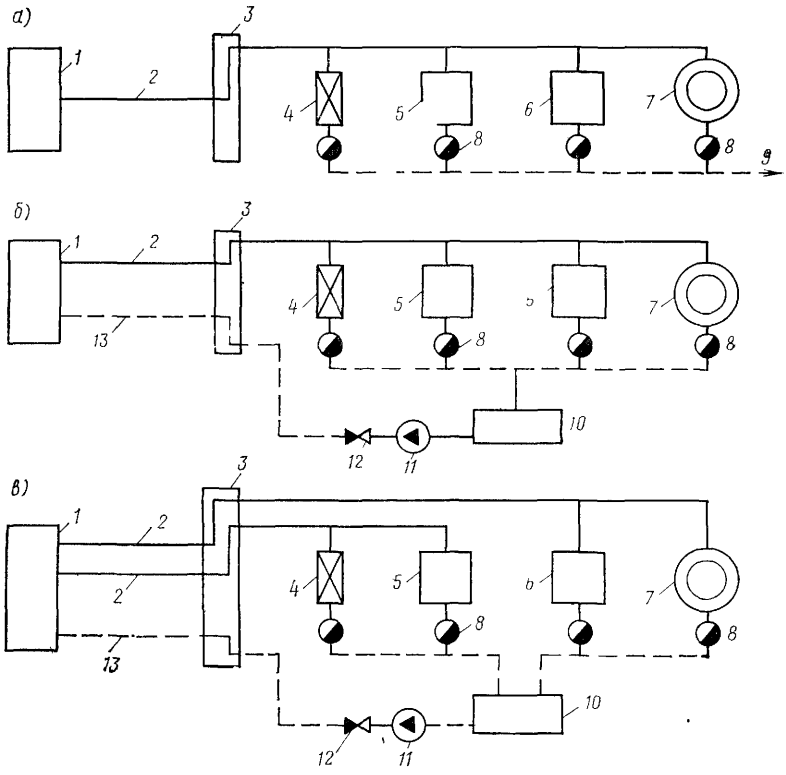


Рис. 2.14. Принципиальные схемы паровых систем теплоснабжения

а — однотрубной без возврата конденсата; *б* — двухтрубной с возвратом конденсата; *в* — трехтрубной с возвратом конденсата; *1* — источник тепла; *2* — паропровод; *3* — абонентский ввод; *4* — калорифер вентиляции; *5* — теплообменник местной системы отопления; *6* — теплообменник местной системы горячего водоснабжения; *7* — технологический аппарат; *8* — конденсатоотводчик; *9* — дренаж; *10* — бак сбора конденсата; *11* — конденсатный насос; *12* — обратный клапан; *13* — конденсатопровод

сооружение отдельных паропроводов для пара разных давлений оказываются меньше, чем стоимость перерасхода топлива на ТЭЦ при отпуске пара только одного, наиболее высокого давления и последующего редуцирования его у абонентов, нуждающихся в паре более низкого давления. Возврат конденсата в трехтрубных системах производится по одному общему конденсатопроводу. В ряде случаев двойные паропроводы прокладываются и при одинаковом давлении в них пара в целях надежного и бесперебойного снабжения паром потребителей. Число паропроводов может быть и больше двух, например при резервировании подачи с ТЭЦ пара разных давлений или при целесообразности подачи с ТЭЦ пара трех разных давлений.

На крупных промышленных узлах, объединяющих несколько предприятий, сооружаются комплексные водяные и паровые системы с подачей пара на технологию и воды на нужды отопления и вентиляции.

На абонентских вводах систем кроме устройств, обеспечивающих передачу тепла в местные системы теплопотребления, большое значение имеет также система сбора конденсата и возврата его к источнику тепла.

Поступающий на абонентский ввод пар обычно попадает в распределительную гребенку, откуда непосредственно или через редукционный клапан (автомат давления «после себя») направляется к теплоиспользующим аппаратам.

Схемы сбора конденсата бывают открытыми и закрытыми. Наиболее простая открытая схема сбора конденсата представлена на рис. 2.15. По этой схеме конденсат от теплоиспользующего аппарата *2* проходит конденсатоотводчик *3*, т. е. прибор, пропускающий жидкость и не пропускающий пара, и попадает в бак сбора конденсата *4*, который через особую трубу *1* сообщается с атмосферой. Из бака конденсат насосом *5* перекачивается к источнику тепла или в случае однотрубной системы направляется на использование потребителем.

Недостатками открытой схемы сбора конденсата являются:

а) опасность поглощения конденсатом кислорода воздуха, что вызывает коррозию конденсатопроводов;

б) потери в атмосферу пара вторичного вскипания и уходящего с паром тепла.

Определить потери пара и тепла в открытых баках сбора конденсата можно из уравнения теплового баланса конденсата, поступающего в бак. Допустим, что в бак поступает 1 кг конденсата с энтальпией, равной $q_{нач}$. При попадании в бак, т. е. в среду с меньшим давлением, чем в теплоиспользующем аппарате, конденсат вскипает и часть его в размере x, кг, уходит в атмосферу, а другая его часть в

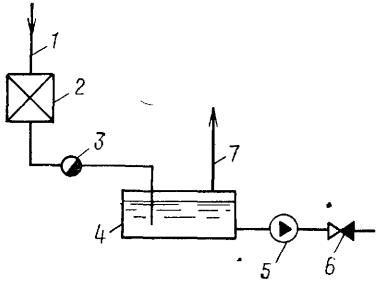


Рис 2.15. Открытая схема сбора конденсата
1 — паропровод; *2* — теплоиспользующий аппарат, *3* — конденсатоотводчик; *4* — бак сбора конденсата; *5* — насос; *6* — обратный клапан, *7* — атмосферная труба

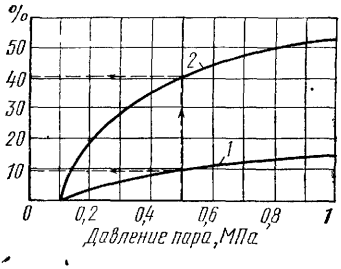


Рис 2.16 Потери пара *1* и тепла *2* при открытой схеме сбора конденсата

размере $(1—x)$ с энтальпией, равной $q_{кон}$, остается в баке. Уравнение теплового баланса 1 кг конденсата имеет вид:

$$1\ q_{нач} = x\ i_{кон} + (1 — x)\ q_{кон},$$

где $i_{кон}$ — энтальпия уходящего в атмосферу пара.

Из этого уравнения

$$x = \frac{q_{нач} — q_{кон}}{i_{кон} — q_{кон}}.$$

Количество тепла, уходящего в атмосферу, равно:

$$q_{пот} = x\ i_{кон}.$$

Вычисленные по этим формулам потери пара и тепла в процентах к начальному количеству конденсата и содержащегося в нем тепла представлены на графике рис. 2.16. Из графика следует, что при давлении пара в теплоиспользующем аппарате 0,5 МПа (температура конденсата 151,11°С) потери конденсата составляют 9,7%, а потери тепла достигают 40,7%. В связи с этим открытые схемы сбора конденсата применяются редко — лишь при количестве конденсата менее 10^3 кг/ч и расстоянии до источника менее 500 м (СНиП II-36-73).

Наибольшее распространение на практике имеют закрытые схемы сбора конденсата (рис. 2.17).

По схеме *а* конденсат от теплоиспользующего аппарата *2*, пройдя конденсатоотводчик *3*, попадает в закрытый бак сбора конденсата *5*, в котором поддерживается избыточное (по отношению к атмосфере) давление. Если этот бак расположен рядом с помещениями с пребыванием людей, то по правилам котлонадзора давление в баке не должно превышать 0,12 МПа. При расположении бака в отдельно стоящем помещении избыточное давление в нем может быть больше. При попа-

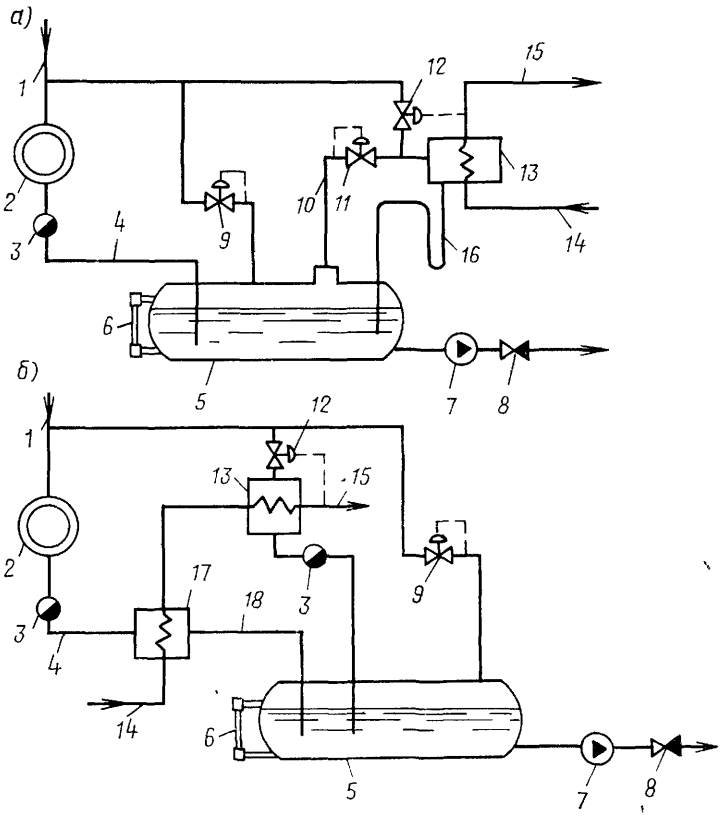


Рис. 2.17. Закрытые схемы сбора конденсата

а — со вскипанием конденсата, *б* — с охладителем конденсата, *1* — паропровод; *2* — теплоиспользующий аппарат, *3* — конденсатоотводчик, *4* — конденсатопровод; *5* — бак сбора конденсата, *6* — водомерное стекло, *7* — конденсатный насос; *8* — обратный клапан; *9 11* — регуляторы давления «до себя»; *10* — трубопровод пара вторичного вскипания, *12* — регулятор температуры; *13* — пароводяной теплообменник; *14* — водопровод; *15* — горячая вода; *16* — гидравлический затвор; *17* — охладитель конденсата; *18* — охлажденный конденсат

дании в этот бак высокотемпературного конденсата с $t > 104°C$ конденсат вскипает и образует вторичный пар, который может быть использован для разных целей, в том числе и для приготовления воды систем горячего водоснабжения. Установленный на подводке к пароводяному теплообменнику автомат давления «до себя» *11* не позволяет давлению в баке становиться меньше заданной величины. Конденсат из теплообменника через петлю вновь возвращается в бак. Для этого теплообменник необходимо располагать несколько выше бака. Поступление конденсата в бак может изменяться в течение отопительного периода и в зависимости от режима работы паропотребляющего оборудования, а следовательно, может изменяться и поступление вторичного пара в пароводяной теплообменник *13*. В связи с этим для обеспечения подогрева воды в заданном количестве к теплообменнику через регулятор температуры *12* подводится дополнительно пар от основного паропровода. Удаляется конденсат из бака насосом. При быстром опорожнении бака и образовании в нем вакуума он может быть раздавлен атмосферным давлением. Во избежание этого к баку через редуктор подводится пар от основного паропровода. Следует подчеркнуть, что поддержание необходимого давления в баке в основном зависит от способности пароводяного подогревателя конденсировать заданное количество пара. Если пароводяной подогреватель не справляется с этой задачей, то давление в баке может увеличиваться.

По схеме *б* происходит предварительное охлаждение конденсата водой, идущей на цели горячего водоснабжения.

При закрытых схемах сбора конденсата последний не поглощает кислорода воздуха; отсутствуют также непроизводительные потери конденсата и содержащегося в нем тепла. Недостатком закрытых схем является их сложность, а также необходимость четкой увязки количества пара, выделяющегося в баке, с конденсационной способностью пароводяного подогревателя и потреблением нагреваемой в нем воды.

Паровые системы отопления промышленных зданий и калориферы вентиляции присоединяются к паровым сетям или непосредственно, если давление в сети не превышает допустимого для этих систем, или через редуктор.

Водяные системы отопления обычно присоединяются к паровым тепловым сетям через поверхностный теплообменник.

Местные системы горячего водоснабжения наиболее часто присоединяются к паровым сетям через поверхностные подогреватели. Возможен и смесительный подогрев в пленочных (рис. 2.18,*а*) и струйных (рис. 2.18,*б*) подогревателях. Недостатком смесительного подогрева является потеря такого ценного продукта, как конденсат пара.

Тепловой пункт паровой сети оснащается следующими контрольно-измерительными приборами:

а) манометрами и термометрами самопишущими и показывающими на вводе паропровода после основных задвижек;

б) манометрами показывающими перед редукционным клапаном и после него;

в) манометром самопишущим и показывающим на магистральном конденсатопроводе;

г) термометрами показывающими на трубопроводах редуцированного пара и на конденсатопроводе;

д) расходомерами самопишущими на паропроводе при подключенной нагрузке 8 ГДж/ч и более.

Водонагревательная установка должна быть оборудована следующей контрольно-измерительной аппаратурой:

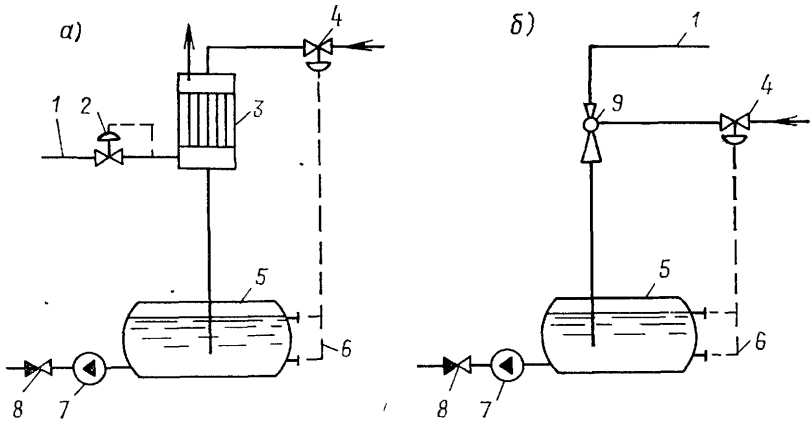


Рис 2 18. Смесительный подогрев воды паром

а — в пленочном подогревателе, *б* — в струйном подогревателе; *1* — паропровод; *2* — регулятор давления пара; *3* — пленочный деаэратор; *4* — автомат расхода нагреваемой воды; *5* — бак-аккумулятор, *6* — датчик уровня воды, *7* — насос; *8* — обратный клапан; *9* — пароводяной эжектор

а) манометрами показывающими на паропроводах, на всасывающих и нагнетательных трубопроводах насосов, на входящих и выходящих трубопроводах греющей и нагреваемой воды;

б) термометрами показывающими на паропроводах и конденсатопроводах, на входящих и выходящих трубопроводах греющей и нагреваемой воды каждого подогревателя, на общих трубопроводах холодной и горячей воды;

в) расходомерами самопишущими или счетчиками на трубопроводах первичного и вторичного теплоносителей;

г) предохранительными клапанами на паровых коллекторах, пароводяных подогревателях и конденсатных баках;

д) дренажными устройствами для дренирования и удаления воздуха;

е) водоуказательным стеклом на стороне конденсирующегося теплоносителя.

Сборные конденсатные баки должны быть оборудованы:

а) водоуказательными приборами;

б) сигнализацией верхнего и нижнего уровней или дистанционными указателями уровня;

в) термометрами показывающими для измерения температуры конденсата в баке;

г) манометрами показывающими для контроля за поддержанием избыточного давления в баке;

д) штуцерами с кранами для отбора проб конденсата;

е) предохранительными устройствами от повышения давления внутри бака;

ж) приборами, контролирующими качество конденсата.

Для осуществления контроля за работой систем сбора конденсата конденсатоперекачивающая установка должна быть оборудована:

а) манометрами показывающими для измерения давления в сборном конденсатопроводе, перед и после перекачивающего насоса;

б) приборами для измерения температуры перекачиваемого конденсата;

в) расходомером или счетчиком для измерения количества перекачиваемого конденсата.

ГЛАВА 3. ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТОВ

§ 12. ЭЛЕВАТОРЫ И СМЕСИТЕЛЬНЫЕ НАСОСЫ

Основные принципы работы элеватора. Схема элеваторного смесителя, графики давлений и скоростей в его проточной части показаны на рис. 3.1. Работает элеватор следующим образом. Высокотемпературная вода выходит из сопла *2* со скоростью w_1 в виде струи, несущей большой запас кинетической энергии. Скорость создается в результате срабатывания в пределах сопла избыточного давления (по отношению к давлению в начале камеры смешения), равного сумме располагаемого перепада давления в тепловой сети перед элеватором и перепада давления во всасывающем коллекторе $\Delta p_р + \Delta p_{вс}$. Активная рабочая струя захватывает пассивные массы окружающей воды, передает им часть своей энергии и образовавшийся смешанный поток движется в проточной части струйного аппарата. В камере смешения в результате обмена импульсами происходит выравнивание поля скоростей потока и за счет высвобождающейся кинетической энергии растет его статическое давление. В конце камеры смешения статическое давление увеличивается на $\Delta p_к$. После камеры смешения поток поступает в диффузор, где тормозится и его статическое давление увеличивается на $\Delta p_д$.

В рассматриваемой конструкции элеватора при движении воды через всасывающий коллектор *1* (см. рис. 3.1) давление падает, а скорость растет. В связи с этим при входе в камеру смешения подсасываемый поток имеет скорость w_2, соизмеримую со скоростью

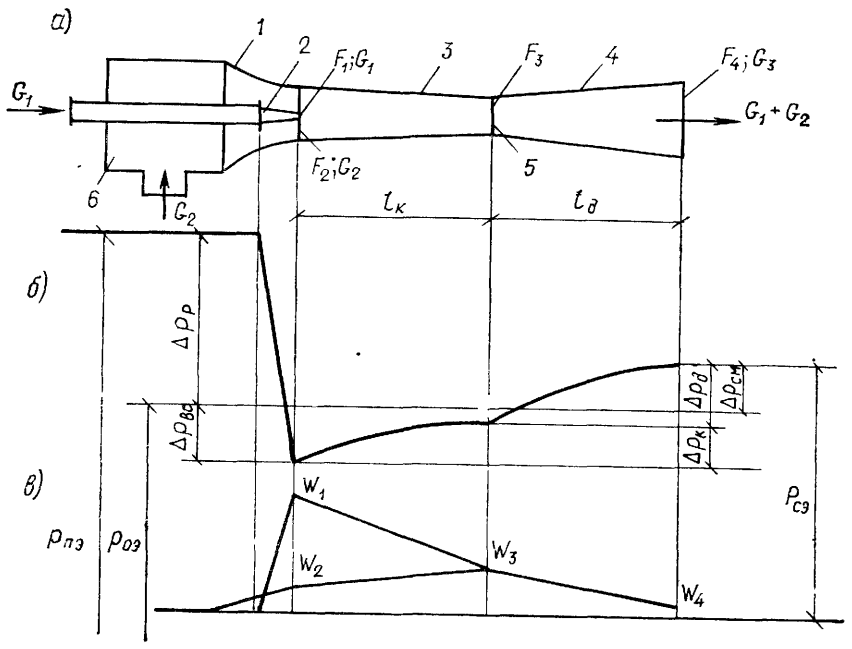


Рис. 3.1. Схема элеватора (*а*), график давлений (*б*) и график скоростей (*в*)

1 — всасывающий коллектор; *2* — сопло; *3* — камера смешения; *4* — диффузор; *5* — горловина камеры смешения; *6* — приемная камера; G_1 G_2, G_3 — массовые расходы: высокотемпературной воды из подающей линии, подмешиваемой воды из обратной линии, смешанной воды в системе отопления; $p_{пэ}$, $p_{оэ}$, $p_{сэ}$ — давления: в подающем и обратном трубопроводах перед элеватором, в системе отопления после элеватора; w_1, w_2, w_3, w_4 — скорости: при истечении из сопла, при входе в камеру смешения, при входе в диффузор и выходе из него; $\Delta p_р$, $\Delta p_{вс}$, $\Delta p_к$, $\Delta p_д$, $\Delta p_{см}$ — перепады давления: располагаемый перед элеватором, во всасывающем коллекторе, в камере смешения, в диффузоре, создаваемый элеватором; F_1, F_2, F_3, F_4 — сечения; на выходе из сопла, при входе в камеру смешения для подсасываемого потока (кольцевой зазор), горловины камеры смешения, на выходе из диффузора; $l_к$, $l_д$ — длины: камеры смешения и диффузора

струи, вытекающей из сопла, w_1. Следовательно, активная струя эжектирует массы из потока, движущегося с большой скоростью. Такие элеваторы относятся к струйным аппаратам с большой скоростью эжекции. Если всасывающий коллектор сделать широким, чтобы скорость $w_2 \approx 0$, тогда получим элеватор с малой скоростью эжекции, характеризуемый меньшим КПД.

При движении потоков в струйном аппарате происходят потери энергии. Основными потерями являются потери на удар при смешении потоков. Для снижения этих потерь необходимо уменьшить разность между скоростями активного w_1 и пассивного w_2 потоков, что и достигается в аппаратах с большой скоростью эжекции. Несмотря на дополнительные потери энергии, связанные с созданием скорости подсасываемой воды и дополнительным торможением потока (восстановлением давления), эффективность работы элеватора повышается.

Большое значение имеет профиль всасывающего коллектора, так как при плохом профиле потери в коллекторе могут оказаться больше выигрыша в потерях на удар.

Давление во всасывающем коллекторе снижается, поэтому при торможении потока сначала необходимо восстановить давление, затраченное на создание скорости подсасываемой воды во всасывающем коллекторе, а потом создать избыточное. Восстановление давления связано с дополнительными потерями, которые для повышения эффективности струйного аппарата должны быть максимально уменьшены путем соответствующей профилировки его проточной части и сокращения потерь на трение. При неоптимальном профиле проточной части и значительных потерях энергии на трение элеватор с большой скоростью эжекции не даст выигрыша в КПД.

Выведем основное уравнение для расчета элеватора. Напишем уравнение импульсов для камеры смешения (см. рис. 3.1):

$$w_1 G_1 + \psi_{12} w_2 G_2 - \psi_{13} w_3 G_3 = F_3(\Delta p_{см} + \Delta p_{вс} + \Delta p_{тр} - \Delta p_д), \qquad (3.1)$$

где w_1, w_2, w_3 — скорости: при выходе из сопла, при входе в камеру смешения и выходе из нее; G_1, G_2, G_3 — массовые расходы: воды из теплосети, подмешиваемой обратной воды и воды, циркулирующей в системе отопления; F_3 — поперечное сечение горловины камеры смешения; $\Delta p_{см}$, $\Delta p_{вс}$, $\Delta p_д$ — перепады давления· создаваемый элеватором, во всасывающем коллекторе и в диффузоре; $\Delta p_{тр}$ — потери на трение в камере смешения.

Коэффициенты ψ_{12} и ψ_{13} учитывают неравномерность полей скоростей во всасывающем коллекторе при входе в камеру смешения и в ее горловине. При выходе из сопла поле скоростей равномерное, поэтому в уравнении (3.1) ψ_{11} не вводим. Коэффициент ψ_1 связывает среднюю скорость по расходу $\bar{w}$ со средней скоростью по количеству движения $w_{к\,д}$:

$$\bar{w}_{к\,д} = \psi_1 \bar{w}$$

или

$$\bar{w}_{к\,д} G = \psi_1 \bar{w} G = \int_F w \, (\rho \, w \, d F).$$

Величина ψ_1 зависит от профиля поля скоростей. Для параболического поля скоростей $\psi_1 = 1{,}33$, для поля скоростей с установившимся турбулентным режимом ($Re = 10\,000$) $\psi_1 = 1{,}02$.

Учет неравномерности полей скоростей при расчете струйных аппаратов имеет большое значение*, так как при сокращенных размерах камеры смешения или при работе аппарата в нерасчетных режимах ψ_1 может существенно отличаться от единицы и неучет этого коэффициента даст значительную ошибку.

---

* **Ионин А. А.** Горелки для сжигания газа М, Минкомхоз, 1951, 108 с

Напишем выражения для массовых расходов, используя уравнения сплошности движения:

$$G_1 = w_1 F_1 \rho;$$
$$G_2 = w_2 F_2 \rho;$$
$$G_3 = w_3 F_3 \rho;$$
$$G_1 + G_2 = G_3.$$

Изменением плотности воды с изменением температуры пренебрегаем.

Свяжем перепады давления с динамическими давлениями, используя закон сохранения энергии:

$$\Delta p_р + \Delta p_{вс} = \Delta p_р \left(1 + \frac{\Delta p_{вс}}{\Delta p_р}\right) = \Delta p_р \chi = \frac{1}{\mu_с^2} \frac{w_1^2}{2} \rho;$$

$$\Delta p_{вс} = \frac{1}{\mu_{вс}^2} \frac{w_2^2}{2} \rho;$$

$$\Delta p_д = \left(\frac{n^2 - 1}{n^2} - \zeta_д\right) \frac{w_3^2}{2} \rho;$$

$$\Delta p_{тр} = \zeta_{тр} \frac{w_3^2}{2} \rho,$$

где $\mu_с$, $\mu_{вс}$ — коэффициенты расхода сопла и всасывающего коллектора; $n = F_4/F_3$ — степень расширения диффузора; $\zeta_д$, $\zeta_{тр}$ — коэффициенты сопротивления диффузора и трения.

При расчете струйных аппаратов с достаточной степенью точности можно принимать $\chi = 1$*.

Преобразуем уравнение импульсов (3.1) с учетом уравнений сплошности движения и уравнений закона сохранения энергии:

$$w_1 w_1 F_1 \rho + \psi_{12} w_2 w_2 F_2 \rho - \psi_{13} w_3 w_3 F_3 \rho =$$
$$= F_3 \left[\Delta p_{см} + \frac{1}{\mu_{вс}^2} \frac{w_2^2}{2} \rho + \left(\zeta_{тр} + \zeta_д - \frac{n^2 - 1}{n^2}\right) \frac{w_3^2}{2} \rho\right],$$

или

$$\frac{2}{\overline{F}_р} \frac{w_1^2}{2} \rho + \frac{2\psi_{12}}{\overline{F}_в} \frac{w_2^2}{2} \rho - 2\psi_{13} \frac{w_3^2}{2} \rho = \Delta p_{см} + \frac{1}{\mu_{вс}^2} \frac{w_2^2}{2} \rho +$$
$$+ \left(\zeta_{тр} + \zeta_д - \frac{n^2 - 1}{n^2}\right) \frac{w_3^2}{2} \rho.$$

Решим уравнение относительно $\Delta p_{см}$:

$$\Delta p_{см} = \frac{2}{\overline{F}_г} \frac{w_1^2}{2} \rho - k \frac{w_3^2}{2} \rho + \frac{2\psi_{12}\mu_{вс}^2 - \overline{F}_в}{\mu_{вс}^2 \overline{F}_в} \frac{w_2^2}{2} \rho. \qquad (3.2)$$

Здесь приняты следующие обозначения:

$$\overline{F}_г = F_3/F_1; \quad \overline{F}_в = F_3/F_2;$$
$$k = 2\psi_{13} + \zeta_д + \zeta_{тр} - \frac{n^2 - 1}{n^2}. \qquad (3.3)$$

Коэффициент k учитывает потери энергии на трение в камере смешения, потери энергии в диффузоре и неравномерность скоростного поля.

---

* **Ионин А. А.** Основы расчета эжекционных газовых горелок. М., Гостоптехиздат, 1963, 153 с.

Преобразуем уравнение (3.2) к безразмерному виду:

$$\frac{\Delta p_{см}}{\Delta p_р} = \frac{2\mu_с^2}{\overline{F}_г} - \frac{\mu_с^2 k (1+u)^2}{\overline{F}_г^2} + \frac{\mu_с^2 k_2 u^2}{\overline{F}_г^2}, \qquad (3.4)$$

где $u = G_2/G_1$ — массовый коэффициент эжекции (смешения); k_2 — коэффициент, учитывающий потери энергии во всасывающем коллекторе и влияние формы камеры смешения на эти потери, равный:

$$k_2 = \frac{2\psi_{12}\mu_{вс}^2 - \overline{F}_в}{\mu_{вс}^2}\overline{F}_в. \qquad (3.5)$$

Выражение (3.4) является характеристическим уравнением элеватора, которое можно использовать как для конструктивного расчета, так и для построения характеристик действующих элеваторов.

Оптимизируем уравнение (3.4) по независимым переменным $\overline{F}_в$ и $\overline{F}_г$. Первоначально дифференцируем по $\overline{F}_в$:

$$\frac{\partial\left(\frac{\Delta p_{см}}{\Delta p_р}\right)}{\partial \overline{F}_в} = \frac{\mu_с^2 u^2}{\overline{F}_г^2}\left(2\psi_{12} - \frac{1}{\mu_{вс}^2} 2\overline{F}_в\right).$$

Вторая производная отрицательная, следовательно, приравнивая производную нулю, получаем максимум. Оптимальное значение $F_в$ равно:

$$\overline{F}_в^{опт} = \psi_{12}\mu_{вс}^2. \qquad (3.6)$$

Параметр $\overline{F}_в$ определяет форму камеры смешения и зависит от неравномерности скоростного поля и потерь энергии во всасывающем коллекторе. Если $\psi_{12}=1$ и $\mu_{вс}=1$, тогда $\overline{F}_в^{опт} = F_3/F_2 = 1$. При малых коэффициентах эжекции $F_3 \approx F_2$ и оптимальная форма камеры смешения будет близка к цилиндрической. Чем меньше $\mu_{вс}$, тем сильнее отличается оптимальная форма камеры смешения от цилиндрической.

Решим характеристическое уравнение (3.4) с учетом выражения (3.6):

$$\frac{\Delta p_{см}}{\Delta p_р} = \frac{2\mu_с^2}{\overline{F}_г} - \frac{\mu_с^2 k (1+u)^2}{\overline{F}_г^2} + \frac{\mu_с^2 k_{2опт} u^2}{\overline{F}_г^2}, \qquad (3.7)$$

где $k_{2опт}$ — коэффициент потерь при оптимальной форме камеры смешения, равный

$$k_{2опт} = \psi_{12}^2\mu_{вс}^2. \qquad (3.8)$$

Продифференцируем уравнение (3.7) по $\overline{F}_г$ и найдем $\overline{F}_г^{опт}$ (функция имеет максимум):

$$\overline{F}_г^{опт} = k(1+u)^2 - k_{2опт}u^2. \qquad (3.9)$$

Максимальное давление, создаваемое оптимальным элеватором, равно:

$$\left(\frac{\Delta p_{см}}{\Delta p_р}\right)^{max} = \frac{\mu_с^2}{\overline{F}_г^{опт}}. \qquad (3.10)$$

Если элеватор имеет цилиндрическую форму камеры смешения, тогда $\overline{F}_в \approx 1$ и из выражения (3.5) получаем:

$$k_{2ц} = \frac{2\psi_{12}\mu_{вс}^2 - 1}{\mu_{вс}^2}. \qquad (3.11)$$

Оптимальный режим определяется теми же уравнениями (3.9) и (3.10), но при $k_{2ц}$ вместо $k_{2опт}$.

Рассмотрим совместную работу элеватора с системой отопления. Характеристику системы отопления можно написать так:

$$\Delta p_{от} = S_{от} G_3^2, \tag{3.12}$$

где $\Delta p_{от}$ — перепад давления, обеспечивающий циркуляцию воды в системе ($\Delta p_{от} = \Delta p_{см}$); $S_{от}$ — гидравлическое сопротивление системы, G_3 — циркуляционный расход воды

Аналогичную характеристику можно написать для сопла элеватора:

$$\Delta p_р = S_с G_1^2. \tag{3.13}$$

Подставим выражения (3.12) и (3.13) в уравнение (3.4):

$$\frac{S_{от}}{S_с}(1+u)^2 = \frac{2\mu_с^2}{\overline{F}_г} - \frac{\mu_с^2 k (1+u)^2}{\overline{F}_г^2} + \frac{\mu_с^2 k_2 u^2}{\overline{F}_г^2}.$$

Из полученного уравнения следует, что коэффициент эжекции (подмешивания) элеватора при работе его на систему отопления сохраняется постоянным независимо от режима (считая коэффициенты гидравлических потерь постоянными). Изменить коэффициент подмешивания можно только путем изменения величины $F_г$, чего можно достигнуть изменением сечения сопла при его замене или с помощью регулировочной иглы.

Расчет элеватора с оптимальными параметрами. Если необходимо запроектировать элеватор с минимальным располагаемым напором в тепловой сети, тогда параметры элеватора оптимизируют по формулам (3.6) и (3.9). Стандартную конструкцию элеватора удобно подбирать по диаметру горловины d_3, так как он определяет все размеры элеватора. Диаметр сопла можно изменить путем его замены. Получим выражение для расчета диаметра горловины элеватора с оптимальными параметрами. В качестве основного уравнения используем формулу (3.9):

$$\overline{F}_г^{опт} = \frac{F_3}{F_1} = k(1+u)^2 - k_2 u^2, \tag{3.14}$$

где $k_2 = k_{2опт}$ для элеватора с оптимальной формой камеры смешения и определяется по уравнению (3.8) и $k_2 = k_{2ц}$ для элеватора с цилиндрической камерой смешения и определяется по формуле (3.11).

Выразим F_1 через G_3:

$$F_1 = \frac{G_1}{\mu_с \sqrt{2\Delta p_р \rho}} = \frac{G_3}{1+u} \cdot \frac{1}{\mu_с \sqrt{2\Delta p_р \rho}}$$

и заменим здесь $\Delta p_р$ через $\Delta p_{см}$, используя формулу (3.10):

$$F_1 = \frac{G_3^2}{(1+u)^2} \cdot \frac{1}{2\rho \Delta p_{см} F_3}. \tag{3.15}$$

Подставляя выражение (3.15) в уравнение (3.14), получаем расчетную зависимость

$$d_3 = A \frac{G_3^{0,5}}{\Delta p_{см}^{0,25}}, \tag{3.16}$$

где

$$A = \left(\frac{4}{\pi}\right)^{0,5} \left[\frac{k - k_2 \left(\frac{u}{1+u}\right)^2}{2\rho}\right]^{0,25}. \tag{3.17}$$

Коэффициент A зависит от коэффициентов потерь, коэффициента эжекции и плотности воды.

Значения коэффициентов потерь энергии определяются профилем проточной части элеватора и качеством обработки внутренней поверхности. Следует отметить, что при недостаточной обработке ее действительный режим работы элеватора может существенно отличаться от расчетного. При хорошо обработанной поверхности характеристики элеватора имеют следующие значения: $\mu_c=0{,}95...0{,}97$; $\mu_{вс}=0{,}93...0{,}98$; $\zeta_{тр}=0{,}07...0{,}09$; $\zeta_д$ зависит от $n=F_4/F_3$:

n	2	4	9
$\zeta_д$	0,04	0,09	0,12

Поток, движущийся в проточной части элеватора, характеризуется числом Рейнольдса $Re=500\,000...1\,000\,000$. При оптимальном профиле всасывающего коллектора и обеспечении стабилизации потока в камере смешения при указанных значениях Re коэффициент $\psi_1\approx 1{,}01$.

Для приведенных значений характеристик коэффициенты потерь k и $k_{2ц}$ имеют следующие значения:

n	2	9
k	1,4	1,2
$k_{2ц}$	0,87—0,95	

Рассчитаем коэффициент A при $u=2{,}2$ $\rho=958$ кг/м³ и $k_{2ц}=0{,}91$:

n	2	9
A	0,167	0,16

Для элеватора «ВТИ — теплосеть Мосэнерго» рекомендуется $A=0{,}161$*

Последовательность расчета элеватора ясна из примера 3.1.

Пример 3.1. Рассчитать элеватор при следующих данных: расход воды в системе отопления $G_3=10$ т/ч, потери давления в системе $\Delta p_{см}=15$ кПа, $u=2{,}2$.

Р е ш е н и е.

1. Определяем диаметр горловины элеватора по формуле (3.16), принимая $A=0{,}165$.

$$d_3=0{,}165\,\frac{\left(\frac{10}{3{,}6}\right)^{0,5}}{(15\cdot 10^3)^{0,25}}=0{,}0248\ \text{м}\approx 2{,}5\ \text{см}.$$

Принимаем элеватор «ВТИ — теплосеть Мосэнерго» № 3.

2. Определяем диаметр сопла с помощью формулы (3.14):

$$F_1=\frac{F_3}{k\ (1+u)^2-k_2u^2}=\frac{4{,}906}{1{,}2\ (1+2{,}2)^2-0{,}95\cdot 2{,}2^2}=0{,}638\ \text{см}^2,$$

откуда $d_1=0{,}9$ см.

В расчетах принято $k=1{,}2$; $k_2=0{,}95$.

3 Определяем необходимый располагаемый перепад давлений в тепловой сети с помощью формулы (3 10):

$$\Delta p_р=\Delta p_{см}\,\frac{F_3/F_1}{\mu_c^2}=15\,\frac{\left(\frac{2{,}5}{0{,}9}\right)^2}{0{,}95^2}=128\ \text{кПа}.$$

В расчетах принято $\mu_c=0{,}95$.

Расчет элеватора на перепад давлений в теплосети, превышающий минимальный. Если располагаемый перепад давлений в тепловой сети больше минимального, определенного для оптимальных параметров элеватора, избыточное давление можно погасить в сопле элеватора, но тогда его надо рассчитывать по характеристическому уравнению (3.7), а не на оптимальные параметры. Порядок расчета следующий:

1) определяют $F_г$ из уравнения (3.7);

2) определяют диаметр сопла по формуле

$$F_1=\frac{G_3}{1+u}\ \frac{1}{\mu_c\sqrt{2\Delta p_р\rho}};$$

3) определяют F_3.

* **Соколов Е. Я.** Теплофикация и тепловые сети. М, Энергия, 1975.

Смесительные насосы. Смешение высокотемпературной воды с обратной водой системы отопления можно осуществлять не только в элеваторах, но и с помощью смесительных насосов. Смесительные насосные узлы устраивают вместо элеваторов, как правило, при недостаточных располагаемых перепадах давлений в точках присоединения абонентов к наружной тепловой сети. В ряде случаев с помощью насосов одновременно со смешением повышается давление в подающем трубопроводе после теплового пункта для залива системы отопления высокого здания или, наоборот, понижается давление в обратном трубопроводе до теплового пункта при высоком давлении в наружной тепловой сети.

Насосная схема присоединения системы отопления позволяет более точно, чем элеваторная, поддерживать необходимую температуру воздуха в отапливаемых помещениях, так как в этом случае возможно более совершенное регулирование подачи тепла на отопление путем изменения коэффициента подмешивания.

Смесительный насос можно устанавливать на перемычке между подающей и обратной магистралями, на подающем трубопроводе местной системы отопления, на обратном трубопроводе местной системы отопления. Подача насоса, установленного на подающем или обратном трубопроводе местной системы отопления, равна расходу воды в системе отопления.

Смесительные насосы подбирают по заводским характеристикам. Насос должен обеспечивать заданные подачу и напор при наибольшем значении КПД.

В качестве смесительных насосов используют как радиальные (центробежные) насосы общепромышленного назначения (типа К, КМ, ЦНШ), так и радиальные насосы специальной конструкции, учитывающей особенности работы насоса в системе отопления.

На ближайшие годы намечен выпуск радиальных бесфундаментных насосов для системы отопления. Марка насосов ЦВЦ (центробежный водяной циркуляционный), подача насосов от 0,7 до 6,95 кг/с (2,5—25 м³/ч) при температуре воды не более 115°С, максимальное гидростатическое давление на насос 1 МПа. Насосы сблокированы с горизонтальными трехфазными электродвигателями мощностью до 1,1 кВт. Разность давлений, развиваемая насосами ЦВЦ, от 0,02 до 0,92 МПа. Соединение патрубков насоса с трубопроводами резьбовое (насосы d_y=25...40 мм) и фланцевое (насосы d_y=50 мм и d_y==65 мм). Вал двигателя с рабочим колесом насоса, а также ротор двигателя вращаются в подшипниках с водяной смазкой. Насосы марки ЦВЦ малошумные, что особенно важно при установке их в тепловых пунктах, расположенных в подвалах жилых зданий.

Радиальные насосы типа К, КМ, ЦНШ, наиболее часто используемые на тепловых пунктах, по напору и подаче обычно не подходят для системы отопления. В этом случае необходимо искусственно увеличивать сопротивление системы отопления путем установки диафрагмы или вставки малого диаметра, что приводит к увеличению мощности электродвигателя и перерасходу электроэнергии. Кроме того, корпус специальных циркуляционных насосов рассчитан на гидростатическое давление от 0,6 до 1 МПа, тогда как для насосов типа К и КМ максимально допустимое давление на входе 0,2 МПа, что ограничивает их применение в системах отопления зданий повышенной этажности.

Для циркуляции воды в системах отопления и горячего водоснабжения устанавливают по два одинаковых насоса, действующих попеременно: один работает, другой находится в резерве. Насосы оборудуют автоматикой включения резерва.

Для уменьшения передачи шума и вибрации от насосов, установленных на фундаментах, к трубопроводам и строительным конструкциям зданий на трубопроводах до и после насосов предусматривают виброизолирующие резиновые вставки длиной около 900 мм, фундаменты общепромышленных насосов оснащают виброизолирующими прокладками и опорами.

§ 13. ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛИ

В тепловых пунктах устанавливают водоподогреватели различных типов и конструкций. В зависимости от вида греющей среды их делят на *пароводяные* и *водоводяные*. В первом случае греющей средой является водяной пар, во втором — высокотемпературная вода. Нагреваемой средой в обоих случаях является вода.

По конструктивным признакам водоподогреватели подразделяют на *кожухотрубные* и *пластинчатые*. В кожухотрубных водоподогревателях основными конструктивными элементами являются цилиндрический корпус и пучок гладких трубок, размещаемый внутри корпуса. Один из теплоносителей протекает внутри трубок, другой — в межтрубном пространстве корпуса. Как внутри трубок, так и в межтрубном пространстве теплоносители движутся с определенными скоростями, обеспечивая активный теплообмен. Такие водоподогреватели получили название *скоростных*.

Скоростные водоводяные подогреватели, у которых греющая и нагреваемая вода движется навстречу, называют *противоточными*. Они эффективнее прямоточных, так как обеспечивают большую среднюю разность температур и позволяют нагревать воду до более высокой температуры. Для пароводяных скоростных подогревателей направление движения теплоносителей не имеет значения. Водоводяные и пароводяные скоростные подогреватели предназначены для систем отопления и горячего водоснабжения.

По ориентации оси корпуса скоростные пароводяные водоподогреватели могут быть *горизонтальными* и *вертикальными*. В тепловых пунктах жилых, общественных и промышленных зданий устанавливают горизонтальные водоподогреватели.

Иногда в тепловых пунктах устанавливают трубчатые теплообменники, в которых пучок трубок погружен в емкость, заполненную нагреваемой водой. Такие водоподогреватели, в отличие от скоростных, называют *емкостными* и используют в системах горячего водоснабжения с периодическим разбором воды.

Основным конструктивным элементом пластинчатых водоподогревателей является гофрированная пластина. Пластины располагают параллельно друг другу, между поверхностями двух смежных пластин создаются небольшие зазоры щелевидной формы, по которым движутся потоки греющей и нагреваемой сред.

Водоводяные скоростные подогреватели выпускают в настоящее время разъемными. Разъемное исполнение секций позволяет собирать на месте подогреватели с различным числом однотипных секций.

На рис. 3.2 изображен секционный скоростной водоводяной подогреватель. Основным элементом подогревателя является корпус из стальной бесшовной трубы. Внутри корпуса расположены трубки из латуни диаметром 16×1 мм, ввальцованные двумя концами в глухие фланцы. Латунь имеет высокую теплопроводность — около 135 Вт/(м·°С) [90 ккал/(м·ч·°С)], следовательно, термическое сопротивление стенки латунной трубки, имеющей толщину 1 мм, ничтожно.

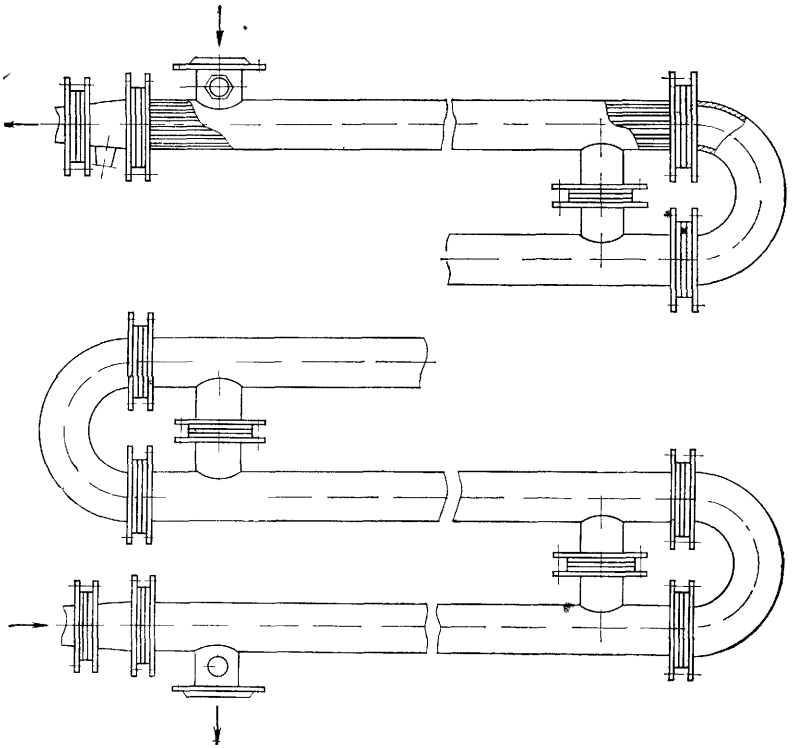


Рис 3 2 Водо-водяной скоростной секционный подогреватель по ОСТ 34-588 68

Корпусы теплообменников длиной 2 и 4 м имеют наружные диаметры от 57 до 530 мм, число трубок от 4 до 450 Подогреватели рассчитаны на рабочее давление 1 МПа (10 кгс/см^2). В подогревателях, предназначенных для горячего водоснабжения, греющую воду направляют в межтрубное пространство, нагреваемую — в трубки. Этим достигается, во-первых, выравнивание скоростей движения сетевой и водопроводной воды, так как расход сетевой воды обычно больше, чем водопроводной. Во-вторых, осаждающуюся накипь легче удалить с внутренней поверхности трубок, чем с наружной. При таком порядке движения воды стальной корпус имеет более высокую температуру, чем латунные трубки, следовательно, нет необходимости в установке линзового компенсатора на корпусе подогревателя. В подогревателях, предназначенных для систем отопления, для выравнивания скоростей греющая вода направляется по трубкам, нагреваемая вода — по межтрубному пространству. На корпусах этих подогревателей устанавливаются линзовые компенсаторы. В комплект поставки подогревателя входят кроме корпуса входной и выходной патрубки, а также калачи для соединения трубного пучка. Патрубок для выхода нагретой воды имеет штуцер для установки термореле.

На рис. 3.3 показан пароводяной двухходовой подогреватель с отбортованными днищами. Подогреватель состоит из стального корпуса, внутри которого расположен трубный пучок. Один конец трубного пучка ввальцован в трубную доску, неподвижно закрепленную относительно корпуса. Другой конец трубного пучка ввальцован в подвижную трубную доску, которая несет плавающую относительно корпуса подогревателя водяную камеру. На корпусе подогревателя установлены патрубки для входа пара, выхода конденсата, входа и выхода нагреваемой воды. Для установки термометров и манометров

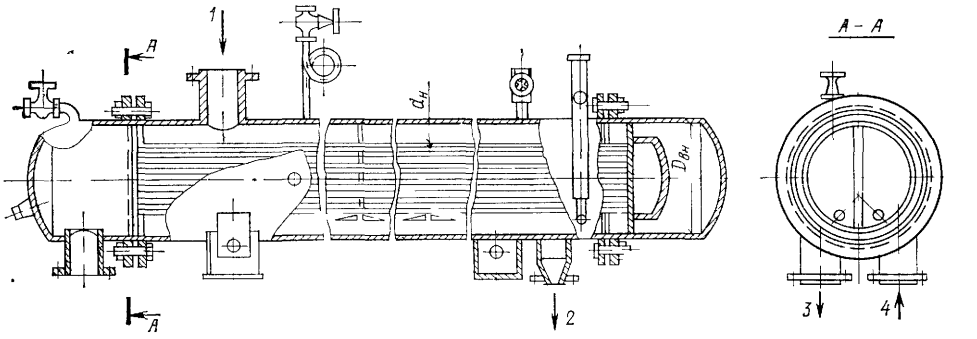


Рис 3 3 Пароводяной скоростной двухходовой водоподогреватель по ОСТ 34 576-68
1 — вход пара, *2* — выход конденсата, *3* — выход воды; *4* — вход воды

предусмотрены гильза и штуцер. Контроль за уровнем конденсата осуществляется с помощью водомерного стекла. При установке подогревателя на конструкции, сваренной из сортовой стали, необходимо предусмотреть крепление подогревателя двумя хомутами. Один хомут затягивают намертво, другой — с прокладкой из асбеста для возможности перемещения, вызванного температурным удлинением.

В настоящее время промышленность выпускает пароводяные подогреватели двух- и четырехходовые с длиной трубок 2 и 3 м. Площадь поверхности нагрева таких подогревателей изменяется от 6,3 до 224 м², теплопроизводительность — от 0,67 до 32 МВт (0,58—27,5 Гкал/ч). Трубная система подогревателей выполнена из латунных трубок диаметром 16×1 мм. Из условия прочности предельное давление воды 1,6 МПа, пара 1 МПа. Давление пара в подогревателе должно быть на 0,1—0,2 МПа меньше давления воды во избежание попадания пара в трубки подогревателя при их повреждении и вскипания воды.

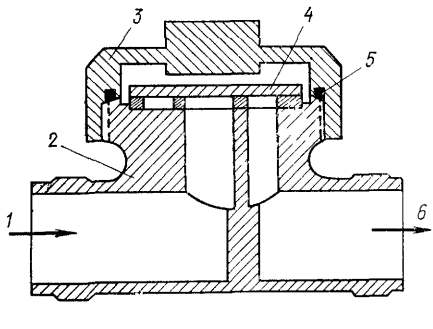
Пар из парового коллектора поступает в межтрубное пространство подогревателя и конденсируется на поверхности трубок, имеющих более низкую температуру. Конденсат под действием силы тяжести стекает вниз.

В системах горячего водоснабжения с периодическим разбором воды (например, душевые установки промышленных предприятий) устанавливают емкостные пароводяные горизонтальные водоподогреватели. Подогреватель состоит из стального корпуса и змеевика, расположенного внутри корпуса. Пар подается в змеевик, холодная вода поступает в нижнюю часть корпуса подогревателя и вытесняет нагретую воду через патрубок, расположенный в верхней части корпуса. При этом не происходит перемешивания холодной и нагретой воды, так как холодная вода, имеющая большую плотность, остается внизу, а по мере нагревания она поднимается вверх. Теплопроводность в массе воды затруднена. Рабочая емкость водоподогревателя определяется объемом воды, находящейся выше змеевика Выпускаемые промышленностью емкостные водоподогреватели имеют вместимость от 400 до 4000 л и площадь поверхности нагрева от 0,5 до 4,7 м². Площадь поверхности змеевика обеспечивает нагрев рабочего объема воды от 5 до 75°С в течение 1 ч при рабочем давлении пара в змеевике 0,485 МПа. Наличие значительного объема воды в подогревателе позволяет использовать его как бак-аккумулятор. Отсутствие естественной и вынужденной конвекции в массе воды затрудняет теплообмен между паром и водой. Коэффициент теплопередачи в емкостных пароводяных подогревателях значительно ниже, чем в скоростных.

В скоростных и емкостных пароводяных подогревателях происходит процесс конденсации водяного пара. Тепло, выделяющееся при конденсации, идет на нагрев воды. Использование тепла будет неполным, если из подогревателя выйдет пар, не успевший сконденсироваться. Во избежание потерь тепла на выходе из пароводяных подогревателей устанавливают конденсатоотводчики, используемые также для дренажа паропроводов и паровых коллекторов. По принципу действия конденсатоотводчики делятся на термостатические, термодинамические и поплавковые. Принцип действия термостатических конденсатоотводчиков следующий. Сильфон (термостат) термостатического конденсатоотводчика частично заполнен легкоиспаряющейся жидкостью. При попадании в конденсат насыщенного пара, температура которого выше температуры испарения жидкости, жидкость в сильфоне мгновенно вскипает и давление в нем становится выше давления пара. Сильфон удлиняется и с помощью прикрепленного к нему золотника закрывает проход, предотвращая утечку пара. При попадании в конденсатоотводчик конденсата, температура которого на 10—20° С ниже температуры насыщенного пара вследствие некоторых потерь тепла в окружающую среду, давление паров жидкости в сильфоне снижается, сильфон сжимается, открывается проход и конденсат отводится в дренаж или в сборный бак.

В связи с тем, что действие этих конденсатоотводчиков связано с изменением температуры конденсата, не допускается применение их в случаях, когда отвод тепла затруднен из-за наличия изоляции, а также расположение их в зоне высокой температуры. Термостатические конденсатоотводчики работают при начальном давлении до 0,6 МПа, противодавлении до 50% начального давления и при перепаде давления 0,01 МПа и более.

На рис. 3.4 приведена конструкция термодинамического конденсатоотводчика типа 45с 13нж. Основными элементами конденсатоотводчика являются стальной корпус и тарелка, прижимаемая к седлу пружиной. Сверху тарелка закрыта крышкой. Принцип действия термодинамических конденсатоотводчиков основан на аэродинамическом эффекте. При поступлении в конденсатоотводчик смеси пара с конденсатом или чистого конденсата тарелка под действием рабочего давления отжимается от седла и через образовавшуюся щель конденсат отводится в дренаж или сборный конденсатный бак. При поступлении в конденсатосборник пара скорость прохождения его в щели между тарелкой и седлом значительно повышается, статическое давление под тарелкой падает и тарелка прижимается к седлу. Кроме того, пар, проникая в камеру над тарелкой, также прижимает ее к седлу. При понижении температуры в камере над тарелкой давление в ней падает, тарелка под давлением конденсата снова поднимается и конденсат свободно вытекает до тех пор, пока не начнет поступать пар, который запирает конденсатоотводчик.



Термодинамические конденсатоотводчики устойчиво работают при начальном давлении свыше 0,1 МПа и противодавлении до 50%, при постоянном и переменном режимах расходования пара теплоиспользующими аппаратами.

Рис. 3 4 Конденсатоотводчик термодинамический

1 — вход конденсата; *2* — корпус; *3* — крышка; *4* — тарелка, *5* — прокладка, *6* — выход конденсата

При установке термодинамических конденсатоотводчиков следует обращать особое внимание на удаление воздуха из системы, так как при попадании воздуха под тарелку конденсатоотводчика надежность его работы снижается.

При начальном давлении менее 0,1 МПа рекомендуется устанавливать конденсатоотводчики с опрокинутым поплавком, которые надежно работают при перепаде давления 0,05 МПа.

Термодинамические и термостатические конденсатоотводчики, а также конденсатоотводчики с опрокинутым поплавком подбираются по коэффициенту пропускной способности. Коэффициент пропускной способности определяется по формулам:

при $t_к/t_н = 0{,}8...1$

$$K_V = \frac{Q}{0{,}5\sqrt{\Delta p \rho}};$$

при $t_к/t_н < 0{,}8$, т. е. при значительном переохлаждении конденсата в теплоиспользующем аппарате

$$K_V = \frac{Q}{\sqrt{\Delta p \rho}},$$

где $t_к$ — температура конденсата, °С; $t_н$ — температура насыщения, °С; Q — расчетное количество конденсата, кг/с; Δp — перепад давления на конденсатоотводчике, МПа; ρ — плотность конденсата при параметрах пара перед конденсатоотводчиком, кг/м³.

Расчетное количество конденсата принимается равным максимальному расчетному расходу пара, кг/с, который зависит от режима работы теплоиспользующих аппаратов или систем.

Давление пара перед конденсатоотводчиком p_1 следует принимать равным 95% давления пара p перед теплоиспользующим аппаратом, за которым устанавливается конденсатоотводчик, т. е. $p_1 = 0{,}95\ p$.

Давление конденсата p_2 после конденсатоотводчика следует принимать:

а) при выдавливании конденсата—не более 0,5 давления p_1, т. е. $p_2 \leqslant 0{,}5\ p$;

б) при свободном сливе конденсата — равным атмосферному давлению, т. е. $p_2 = 0$.

При установке конденсатоотводчиков должна быть предусмотрена обводная линия для возможности их ремонта и осмотра, для спуска конденсата при прогреве паропроводов и для продувки конденсатопроводов.

Диаметры вентилей, устанавливаемых у конденсатоотводчиков и на обводной линии, следует принимать равными диаметру входного отверстия конденсатоотводчика.

Пластинчатые водоподогреватели. Основным элементом пластинчатого подогревателя является пластина. На рис. 3.5, *а* показана пластина типа 0,5 Е с гофрами «в елку» (конструкция УКРНИИхиммаша). Габаритные размеры пластины 1370×500×1 мм (длина×ширину×толщину), площадь поверхности теплообмена одной пластины 0,5 м²; масса пластины 5,4 кг. Пластины штампуются из листового металла, гофры пластин имеют в сечении профиль равнобедренного треугольника с основанием 14 мм и высотой 4 мм.

Поверхность нагрева образуется из параллельно расположенных гофрированных пластин. По зазорам между пластинами направляются потоки греющей и нагреваемой сред. Простейший подогреватель должен иметь не менее трех пластин, образующих два канала (зазора), по одному из которых течет греющая среда, по другому — нагреваемая.

Пластины устанавливаются на раму подогревателя, которая состоит из верхней и нижней несущих штанг, подвижной и неподвижной

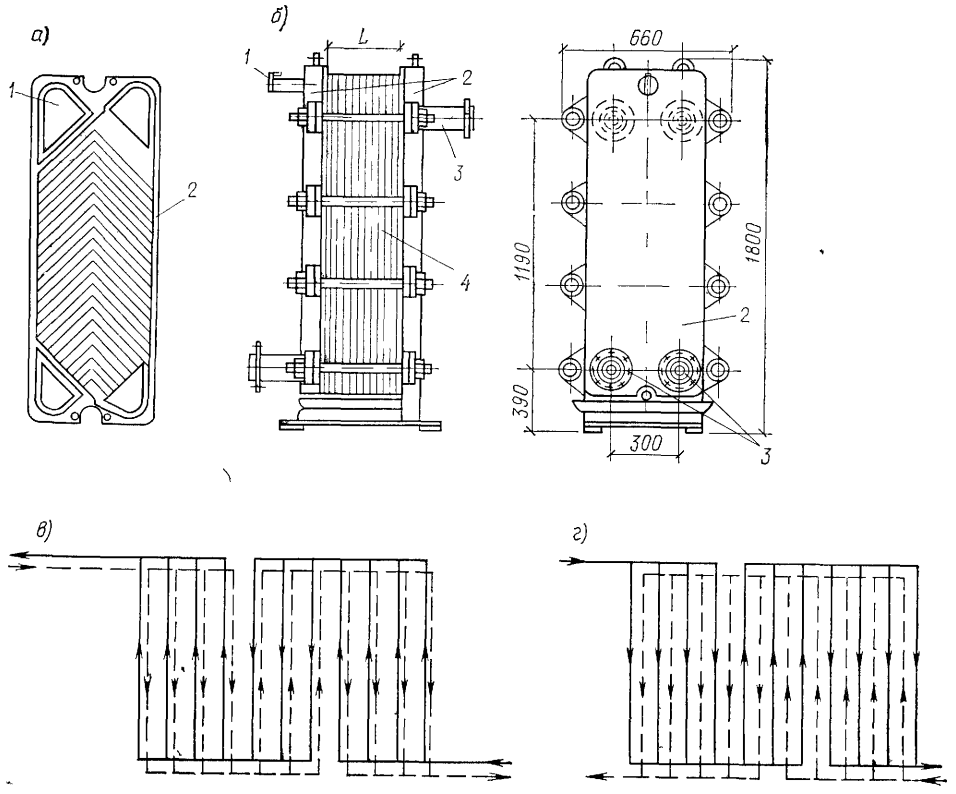


Рис 3 5 Пластинчатый водоподогреватель

а — пластина с гофрами в «елку» *1* — отверстие для входа и выхода воды *2* — резиновая прокладка, *б* — подогреватель в сборе *1* — штанга, *2* — передняя и задняя стойки, *3* — штуцера *4* — пластины, *в* — симметричная схема компоновки пластин, *г* — несимметричная схема компоновки пластин

плит с зажимным устройством. Неподвижная плита обычно прикреплена к полу, подвижная подвешена на скобе к верхней штанге и может перемещаться по ней. На плитах имеются штуцера для присоединения трубопроводов.

Разборная конструкция подогревателей позволяет достаточно легко и быстро производить чистку поверхностей пластин от слоя накипи, отлагающейся на них в процессе эксплуатации

Группа пластин, образующая систему каналов, в которых рабочая среда движется только в одном направлении, составляет пакет. Один или несколько пакетов, сжатых между неподвижной и подвижной плитами, называют секцией (рис. 3.5, *б*).

Пластины можно компоновать в симметричные пакеты для греющей и нагреваемой сред, т.е. с одинаковым числом каналов в каждом пакете для каждой среды (рис. 3.5, *в*). Если расход одной среды значительно отличается от расхода другой среды, то для получения оптимальных скоростей по ходу каждой среды применяют несимметричные схемы компоновок пластин. В этом случае число каналов в пакетах для греющей и нагреваемой сред неодинаково (рис.3.5, *г*).

Схему простейшего водоподогревателя, состоящего из пяти пластин, образующих по два параллельных канала для каждого потока, условно обозначают дробью Сх $\frac{2}{2}$.

В общем случае схема компоновки пластин обозначается:

$$\frac{m_1' + m_1'' + m_1''' + \ldots + m_1^k}{m_2' + m_2'' + m_2''' + \ldots + m_2^p},$$

где m_1 — число каналов в пакете для греющей среды; k — число последовательно включенных пакетов для греющей среды; m_2 — число каналов в пакете для нагреваемой среды; p — число последовательно включенных пакетов для нагреваемой среды.

Пластинчатые подогреватели разборной конструкции предназначены для работы при давлении до 1,6 МПа и температуре рабочей среды до 180°С.

Пластинчатые подогреватели имеют более высокие технико-экономические показатели по сравнению с кожухотрубными. Процесс изготовления поверхности теплообмена из тонких штампованных пластин более индустриален и менее трудоемок, чем производство бесшовных труб малого диаметра для той же цели. Малая толщина и параллельная установка пластин с малыми промежутками между ними позволяют разместить в минимальном пространстве максимальную поверхность теплообмена, что недостижимо в других типах поверхностных теплообменников. В пластинчатых подогревателях использованы сложные формы поверхностей теплообмена и образуемых ими каналов, в которых поток воды искусственно турбулизируется. Это значительно повышает эффективность теплообмена, в то же время гидравлические потери в каналах и, следовательно, затраты энергии на перекачку воды остаются небольшими.

В Советском Союзе пластинчатые подогреватели впервые были изготовлены в 1940 г. для нужд пищевой промышленности. В последние годы они начали находить применение в системах теплоснабжения для нагрева воды паром или высокотемпературной водой.

§ 14 ТЕПЛОВОЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Задачей теплового расчета является определение необходимой площади поверхности нагрева водоподогревателя при заданной тепловой производительности, конструкции и известных температурах греющей и нагреваемой сред на входе в водоподогреватель и на выходе из него.

Площадь поверхности нагрева, м², определяют по формуле

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{ср}},$$

где Q — тепловая производительность, Вт; K — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²×°С); $\Delta t_{ср}$ — средняя разность температур греющего и нагреваемого теплоносителя, °С.

Изменение температур теплоносителей при их движении вдоль поверхности нагрева происходит нелинейно. Учитывая это, среднюю разность температур следует определять по логарифмической формуле:

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}. \qquad (3.18)$$

где $\Delta t_б$ — большая разность температур греющей и нагреваемой жидкостей; $\Delta t_м$ — меньшая разность температур.

Коэффициент теплопередачи водоподогревателей определяется по выражению:

$$K = \frac{\mu}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \qquad (3.19)$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке трубки, α_2 — то же, от стенки трубки к нагреваемой воде; δ — толщина стенки трубки, м; λ — теплопроводность материала стенки.

В процессе эксплуатации подогревателя происходит отложение накипи на трубках. Особенно интенсивно откладывается накипь на внутренней поверхности трубок подогревателей, нагревающих воду для системы горячего водоснабжения. Водопроводная вода, проходящая по трубкам, не подвергается, как правило, химической очистке от солей жесткости. В процессе нагрева водопроводной воды соли жесткости выпадают в осадок, образуя слой накипи. При этом значение коэффициента теплопередачи снижается по сравнению с расчетным.

По данным ОРГРЭС, значение коэффициента μ, учитывающего термическое сопротивление слоя накипи, следует принимать равным 0,85.

На теплоотдачу от греющей воды к стенке трубки и от стенки трубки к нагреваемой воде в скоростных подогревателях оказывает влияние ряд факторов: режим движения жидкости и основной параметр, определяющий режим, — скорость; физические характеристики воды (теплоемкость, теплопроводность, вязкость, плотность), зависящие от ее температуры.

При турбулентном движении воды, обычно наблюдающемся в скоростных паро- и водоводяных подогревателях, происходит перемешивание слоев воды и одновременно интенсивный перенос тепла, так как горячие слои воды перемешиваются с более холодными (идет процесс вынужденной конвекции). Однако из-за шероховатости стенок трубок скорость движения воды вблизи них мала и здесь образуется так называемый пограничный слой воды, где движение происходит ламинарно. Пограничный ламинарный слой представляет собой значительное термическое сопротивление на пути теплового потока. Чем больше скорость движения воды, тем меньше толщина пограничного слоя, следовательно, тем эффективнее теплоотдача. Таким образом, коэффициент теплоотдачи α зависит от числа Рейнольдса Re, характеризующего режим движения воды.

Толщина пограничного ламинарного слоя зависит также от физических свойств жидкости, характеризуемых критерием Прандтля Pr. Значение критерия Прандтля Pr для воды зависит от ее температуры. Коэффициент теплоотдачи α при вынужденной конвекции определяют по зависимости

$$Nu = 0{,}023\,Re^{0,8}\,Pr^{0,4}.$$

Значения физических параметров воды, входящих в выражения критериев $Nu = \alpha d/\lambda$; $Re = wd/\nu$; $Pr = \nu/a$, принимают при средней температуре воды в пределах подогревателя.

Если в приведенную формулу подставить выражения для критериев Nu, Re и Pr и решить ее относительно α, она примет следующий вид:

$$\alpha = 0{,}023\,\frac{\lambda}{a^{0,4}\,\nu^{0,4}}\,\frac{w^{0,8}}{d^{0,2}},$$

где λ — теплопроводность воды, Вт/(м·°С); a — температуропроводность воды, м²/с; ν — кинетическая вязкость воды, м²/с; w — скорость движения воды, м/с; d — внутренний диаметр трубки или эквивалентный диаметр межтрубного пространства, м.

Выражение

$$0{,}023\,\frac{\lambda}{a^{0,4}\,\nu^{0,4}}$$

для воды определяется ее температурой и его можно представить в виде квадратичной зависимости от средней температуры воды:

$$0{,}023\ \frac{\lambda}{a^{0,4}\ \nu^{0,4}} = 1430 + 23{,}3\ t_{ср} - 0{,}048\ t_{ср}^2 .$$

Тогда выражение для коэффициента теплоотдачи конвекцией от потока воды к стенке трубки при турбулентном режиме записывается так:

$$\alpha = (1430 + 23{,}3\ t_{ср} - 0{,}048\ t_{ср}^2)\ \frac{w^{0,8}}{d^{0,2}} . \qquad (3.20)$$

В пароводяных подогревателях при контакте греющего пара с относительно холодными стенками трубок происходит конденсация пара и в результате у поверхности трубок образуется конденсатная пленка, представляющая собой основное термическое сопротивление при теплоотдаче от греющего пара к стенкам трубок. Толщина пленки конденсата зависит от критериев Ga, Pr и K. Критерий Галилея $Ga = gH^3/\nu^2_{конд}$ показывает соотношение сил тяжести и трения в пленке конденсата. Критерий Прандтля Pr характеризует физические свойства жидкости, критерий Кутателадзе $K = r/(c\Delta t)$ учитывает изменение состояния пара на границе перехода в жидкую фазу. В выражениях для критериев использованы следующие обозначения:

g — ускорение свободного падения, м/с²; H — высота стекания конденсата, м; r — скрытая теплота конденсации при температуре и давлении насыщения, Дж/кг; c — удельная теплоемкость конденсата, Дж/(кг·°С); Δt — разность температур конденсатной пленки на поверхности, соприкасающейся с паром, и у трубки, °С

При ламинарном режиме течения пленки конденсата по горизонтальным трубкам была получена следующая зависимость:

$$Nu = 0{,}72\ (Ga\ Pr\ K)^{0,25}.$$

Подставляя в критериальное уравнение выражения для критериев и решая его относительно $\alpha_{конд}$, получаем

$$\alpha_{конд} = 0{,}72\ \sqrt[4]{\frac{g\,r\,\rho_{конд}\,\lambda^3_{конд}}{\nu_{конд}\,d_н\,(t_{нас} - t_{ст})}} ,$$

где $\alpha_{конд}$ — коэффициент теплоотдачи при конденсации водяного пара, Вт/(м²·°С); $\rho_{конд}$ — плотность конденсата при температуре насыщения, кг/м³; $\nu_{конд}$ — кинематическая вязкость конденсата при температуре насыщения, м²/с; $d_н$ — наружный диаметр трубки, м; $t_{нас}$ — температура насыщения при давлении пара на входе в подогреватель, °С, $t_{ст}$ — температура стенки трубки, °С.

Величину

$$0{,}72\ \sqrt[4]{\frac{g\,r\,\rho_{конд}\,\lambda^3_{конд}}{\nu_{конд}}}$$

можно представить в виде квадратичной зависимости от $t_{нас}$:

$$0{,}72\ \sqrt[4]{\frac{g\,r\,\rho_{конд}\,\lambda^3_{конд}}{\nu_{конд}}} = 5024 + 55{,}3\ t_{нас} - 0{,}16\ t^2_{нас} .$$

Тогда выражение для расчета коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к горизонтальным трубкам при ламинарном режиме течения пленки конденсата можно представить так:

$$\alpha_{конд} = \frac{5024 + 55{,}3\ t_{нас} - 0{,}16\ t^2_{нас}}{\sqrt[4]{d_н\,(t_{нас} - t_{ст})}} . \qquad (3.21)$$

Особенности теплового расчета пластинчатых водоподогревателей. Наличие в щелевидных каналах пластинчатых подогревателей, образованных пластинами с гофрами, большого числа близко располо-

женных поворотов приводит к эффективной искусственной турбулизации потоков воды. На значение критического числа Рейнольдса влияют форма поверхности теплообмена, форма канала, а также источники искусственной турбулизации потоков.

При движении воды в круглой трубе в условиях стабилизированного потока область переходного режима лежит в пределах $2300 < Re < 10\,000$. В извилистых каналах пластинчатых водоподогревателей переход к турбулентному режиму происходит при $Re = 200...500$*.

Учитывая исключительную сложность гидромеханических и тепловых явлений в непрерывно меняющем направление турбулентном потоке воды в каналах пластинчатых подогревателей, задачу о теплоотдаче решают не аналитически, а экспериментально в форме связи между критериями подобия.

Институтом УКРНИИхиммаш на основе эксперимента получены зависимости для теплового расчета пластинчатых подогревателей всех типов, выпускаемых в настоящее время промышленностью. Так, для пластины типа 0,5Е (см. рис. 3.5) при турбулентном движении воды получена следующая связь между критериями подобия:

$$Nu = 0,135\, Re^{0,73}\, Pr^{0,43}.$$

Критерий Нуссельта при конденсации пара для тех же пластин:

$$Nu = 240\, Re_{конд}^{0,7}\, Pr^{0,4}.$$

Гидравлический расчет водоподогревателей. Потери давления воды в водоводяных и пароводяных подогревателях определяют по формуле

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_{м.с} = \left(\frac{\lambda l}{d} + \Sigma \zeta\right) \frac{w^2}{2} \rho n, \qquad (3.22)$$

где $\Delta p_{тр}$ — потери давления на трение, Па; $\Delta p_{м\,с}$ — потери давления в местных сопротивлениях, Па; λ — коэффициент гидравлического трения; l — длина одного хода подогревателя, м, $\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений; n — число секций подогревателя, соединенных последовательно.

Коэффициент гидравлического трения λ при средних числах Рейнольдса и эквивалентной шероховатости $k_{экв} = 0,005$ м равен 0,03—0,04.

Для потока воды, движущегося по трубкам секционного водоводяного подогревателя, значения коэффициентов местных сопротивлений составляют: а) вход в трубки $\zeta = 0,36$; б) выход из трубок $\zeta = 0,54$; в) поворот потока на 180° при переходе из одной секции в другую $\zeta = 1,1$.

Потери давления, Па, для одной секции с внутренним диаметром трубок $d_{вн} = 0,014$ м составляют:

при длине секции 2 м

$$\Delta p = \left(\frac{0,04 \cdot 2}{0,014} + 2\right) \frac{w^2 \cdot 1000}{2} = 3857\, w^2;$$

при длине секции 4 м

$$\Delta p = \left(\frac{0,04\ 4}{0,014} + 2\right) \frac{w^2 \cdot 1000}{2} = 6714\, w^2.$$

При прохождении по межтрубному пространству секционного водоводяного подогревателя поток воды встречает на своем пути три вида местных сопротивлений: 1) внезапное расширение потока при входе воды из патрубка в межтрубное пространство под углом 90° к трубкам; 2) огибание поперечных сегментных или продольных

* **Барановский Н. В., Коваленко Л. М., Ястребенцкий А. Р.** Пластинчатые и спиральные теплообменники М, Машиностроение, 1973, 288 с.

перегородок, являющихся промежуточными опорами для трубок; 3) внезапное сужение потока при выходе воды из межтрубного пространства в патрубок.

Суммарный коэффициент местных сопротивлений межтрубного пространства можно определить по выражению

$$\Sigma \zeta_{мт} = 13{,}5\, f_{мт}/f_{п},$$

где $f_{мт}$ — площадь сечения межтрубного пространства, не заполненного трубками, м²; $f_{п}$ — площадь сечения патрубка, м².

При расчете потерь давления в межтрубном пространстве в качестве диаметра используют эквивалентный диаметр межтрубного пространства:

$$d_{экв} = \frac{D_{вн}^2 - z\, d_{н}^2}{D_{вн} + z\, d_{н}},$$

где $D_{вн}$ — внутренний диаметр корпуса подогревателя, м; $d_{н}$ — наружный диаметр трубки, м; z — число трубок.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений пароводяных скоростных подогревателей определяется исходя из следующих значений этих коэффициентов: а) вход в камеры и выход из камер под углом 90° к трубкам $\zeta = 1{,}5$; б) вход в трубки из камер и выход из трубок в камеры в многоходовых подогревателях $\zeta = 1$; в) поворот на 180° в камерах $\zeta = 2{,}5$.

При гидравлическом расчете пластинчатых водоподогревателей местные сопротивления, равномерно распределенные по длине канала (гофры), учитываются вместе с сопротивлением трения единым эквивалентным коэффициентом сопротивления единицы относительной длины канала:

$$\zeta_{экв} = \zeta_{тр} + \zeta_{м}.$$

Подсчет гидравлического сопротивления таких каналов при любой их длине l производится по формуле

$$\Delta p = \zeta_{экв} \frac{l}{d_{экв}} \frac{w^2}{2} \rho,$$

где $d_{экв}$ — эквивалентный диаметр межпластинного канала, м, равный $d_{экв} = 4f_1/\pi$ (здесь f_1 — площадь поперечного сечения потока в одном канале, м²).

Выражение для эквивалентного коэффициента гидравлического сопротивления пластинчатых водоподогревателей с различным типом пластин получено экспериментально институтом УКРНИИхиммаш. Так, для подогревателя с пластинами типа 0,5Е значение эквивалентного коэффициента сопротивления рекомендуется определять по формуле

$$\zeta_{экв} = 22{,}4/\mathrm{Re}^{0{,}25}.$$

Пример 3.2. Рассчитать водоводяной скоростной подогреватель (ОСТ 34-588-68), предназначенный для подогрева водопроводной воды, поступающей в систему горячего водоснабжения. Исходные данные: тепловая производительность $Q_{г.в}^{max} = 1 \times 10^6$ Вт; расчетные температуры воды тепловой сети $\tau_1^p = 150$°С, $\tau_2^p = 70$°С; температура горячей воды $t_г = 60$°С, температура холодной водопроводной воды $t_х = 5$°С; удельная теплоемкость воды $c_{воды} = 4190$ Дж/(кг·°С). Определить площадь поверхности нагрева подогревателя, число секций, потери давления по греющей и нагреваемой воде.

Решение.

1. Находим максимальный часовой расход нагреваемой воды

$$G_{нагр}^{max} = \frac{Q_{г.в}^{max}}{(t_г - t_х)\, c} = \frac{1 \cdot 10^6 \cdot 3600}{(60 - 5)\ 4190} = 15\,621 \text{ кг/ч}.$$

Задавшись температурой греющей воды на выходе из подогревателя $\tau_5' = 20$°С, находим максимальный часовой расход греющей воды*:

* Здесь и далее знаком точки отмечены величины в расчетном режиме.

$$G_{гр}^{max} = \frac{Q_{г.в}^{max}}{(\tau_1 - \tau_5)\ c} = \frac{1 \cdot 10^6 \cdot 3600}{(70 - 20)\ 4190} = 17\,197 \text{ кг/ч}.$$

Греющая вода направляется в межтрубное пространство подогревателя, нагреваемая — по трубкам. Оптимальная скорость движения воды в трубках и межтрубном пространстве около 1 м/с, тогда:

$$f_{тр} = \frac{G_{нагр}^{max}}{4600\, w\, \rho_{нагр}} = \frac{15\,621}{3600 \cdot 1 \cdot 995{,}67} = 0{,}00436 \text{ м}^2;$$

$$f_{мт} = \frac{G_{гр}^{max}}{3600\, w\, \rho_{гр}} = \frac{17\,197}{3600 \cdot 1 \cdot 988{,}07} = 0{,}00483 \text{ м}^2.$$

По таблице технических данных подогревателей выбираем подогреватель 08 ОСТ 34-588-68 Длина трубок подогревателя 4 м; площадь поверхности нагрева одной секции 3,54 м^2; площадь сечения трубок $f_{тр} = 0{,}00293$ м^2, межтрубного пространства $f_{мт} = 0{,}005$ м^2; эквивалентный диаметр межтрубного пространства $d_{экв} = 0{,}0155$ м; внутренний диаметр трубки $d_{вн} = 0{,}014$ м.

2. Определяем действительные скорости движения воды в трубках и в межтрубном пространстве:

$$w_{тр}^{д} = \frac{G_{нагр}^{max}}{3600\, f_{тр}\, \rho_{нагр}} = \frac{15\,621}{3600 \cdot 0{,}00293 \cdot 995{,}67} = 1{,}488 \text{ м/с};$$

$$w_{мт}^{д} = \frac{G_{гр}^{max}}{3600\, f_{мт}\, \rho_{гр}} = \frac{17\,197}{3600 \cdot 0{,}005 \cdot 998{,}07} = 0{,}966 \text{ м/с}.$$

Находим величину коэффициента теплоотдачи от греющей воды к стенкам трубок по формуле (3.20):

$$\alpha_1 = (1430 + 23{,}3 \cdot 45 - 0{,}048 \cdot 45^2)\ \frac{0{,}966^{0,8}}{0{,}0155^{0,2}} = 5325{,}7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

Коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности стенки трубки к нагреваемой воде:

$$\alpha_2 = (1430 + 23{,}3 \cdot 32{,}5 - 0{,}048 \cdot 32{,}5^2)\ \frac{1{,}488^{0,8}}{0{,}014^{0,2}} = 6892{,}8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

Коэффициент теплопередачи равен:

$$K = \frac{0{,}85}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{0{,}85}{\frac{1}{5325{,}7} + \frac{1}{6892{,}8}} = 2555 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

(термическим сопротивлением стенки латунной трубки толщиной 1 мм пренебрегаем).

По формуле (3.18):

$$\Delta t_{ср} = \frac{15 - 10}{\ln \frac{15}{10}} = 12{,}3\ ^\circ\text{C}.$$

Требуемая площадь поверхности нагрева:

$$F = \frac{Q_{г.в}^{max}}{k\ \Delta t_{ср}} = \frac{1 \cdot 10^6}{2555 \cdot 12{,}3} = 31{,}8 \text{ м}^2.$$

Число секций

$$n = F/f_{секц} = 31{,}8/3{,}54 = 8{,}98.$$

Принимаем к установке девять секций.

3 Определяем потери давления при движении воды в трубках:

$$\Delta p_{тр} = 6714\, w_{тр}^2\, n = 6714 \cdot 1{,}488^2 \cdot 9 = 133\,792 \text{ Па}.$$

То же, при движении воды в межтрубном пространстве:

$$\Sigma \zeta_{мт} = 13{,}5\, f_{мт}/f_{п} = 13{,}5 \cdot 1 = 13{,}5;$$

$$\Delta p_{мт} = \left(\frac{\lambda\, l}{d_{экв}} + \Sigma \zeta_{мт}\right)\frac{w_{мт}^2}{2}\ \rho_{гр}\, n = \left(\frac{0{,}04 \cdot 4}{0{,}0155} + 13{,}5\right)\frac{0{,}966^2}{2}\ 988{,}07 \cdot 9 = 98831{,}7 \text{ Па}$$

Изложенные в данном параграфе закономерности применимы не только к водоподогревателям, но и к другим теплообменным аппаратам.

В нерасчетных условиях (при переменных режимах) некоторые температуры теплоносителей на входе в теплообменник и выходе из него оказываются неизвестными. Это не позволяет определить среднюю разность температур теплообменивающихся сред и тем самым делает невозможным определение производительности аппарата в его новых режимах. Для решения этой задачи используют метод расчета теплообменных аппаратов по безразмерным комплексам. Рассмотрим сущность этого метода на примере расчета поверхностного противоточного теплообменника, когда известны только две начальные температуры. греющего теплоносителя $t_{гр\,н}$ и нагреваемого (холодного) теплоносителя $t_{нагр\,н}$. Принципиальная схема такого аппарата и график изменения в нем температур теплоносителей вдоль поверхности нагрева приведены на рис. 3.6.

Из рисунка видно, что разность $t_{гр\,н}-t_{нагр\,н}$ является максимальной разностью температур теплоносителей Δt_{max}. Выразим температурный перепад нагреваемой холодной среды $\Delta t_х=t_{нагр\,к}-t_{нагр\,н}$ через долю $\varepsilon_х$ от максимальной разности температур Δt_{max}. Тогда $\Delta t_х=\varepsilon_х\Delta t_{max}$. Аналогично температурный перепад охлаждаемой горячей среды $\Delta t_г=t_{гр\,н}-t_{гр\,к}$ равен $\Delta t_г=\varepsilon_г\Delta t_{max}$ Будем в дальнейшем безразмерные величины

$$\varepsilon_х=\Delta t_х/\Delta t_{max} \quad и \quad \varepsilon_г=\Delta t_г/\Delta t_{max} \qquad (3\ 23)$$

называть соответственно коэффициентами нагрева холодной среды и охлаждения горячей среды.

Для реальных теплообменников $\Delta t_х$ и $\Delta t_г$ всегда меньше Δt_{max}, следовательно, значения $\varepsilon_х$ и $\varepsilon_г$ у них всегда меньше единицы

Для теплообменника с теоретически бесконечной поверхностью нагрева значения коэффициентов $\varepsilon_х$ и $\varepsilon_г$ ($\varepsilon_х$ — при $W_х<W_г$ и $\varepsilon_г$ — при $W_г<W_х$) могут становиться равными единице В связи с этим в литературе коэффициенты $\varepsilon_х$ и $\varepsilon_г$ реальных аппаратов часто называют коэффициентом эффективности, понимая под этим термином отношение производительности реального и условного аппаратов при одной и той же разности Δt_{max}

Используя коэффициенты $\varepsilon_х$ и $\varepsilon_г$, уравнения теплового баланса теплоносителей можно записать так:

$$Q=W_х\,\Delta t_х=W_х\,\varepsilon_х\,\Delta t_{max}; \qquad (3.24)$$

$$Q=W_г\,\Delta t_г=W_г\,\varepsilon_г\,\Delta t_{max}. \qquad (3\ 25)$$

Из этих уравнений:

$$\varepsilon_х=\varepsilon_г\,\frac{W_г}{W_х}=\varepsilon_г\,\theta_г; \qquad (3.26)$$

$$\varepsilon_г=\varepsilon_х\,\frac{W_х}{W_г}=\varepsilon_х\,\theta_х, \qquad (3.27)$$

где $\theta_г=W_г/W_х$ и $\theta_х=W_х/W_г$ — отношения тепловых эквивалентов теплообменивающихся сред

При одинаковой теплоемкости этих сред ($c_х=c_г$) отношения их тепловых эквивалентов равны отношению часовых расходов, т. е , например,

$$\theta_х=\frac{W_х}{W_г}=\frac{G_х\,c_х}{G_г\,c_г}=\frac{G_х}{G_г}=\frac{\Delta t_г}{\Delta t_х}. \qquad (3.27а)$$

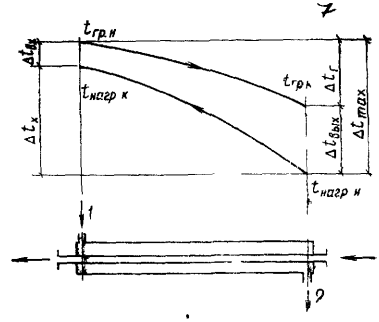


Рис 3 6 График температур в противоточном водо-водяном теплообменнике

1 — **вход греющей воды;** *2* — **выход греющей воды**

Из формул (3.24) и (3.25) следует, что производительность теплообменника можно определить, если известны всего две температуры — $t_{гр.н}$ и $t_{нагр.н}$ — и значение или коэффициента нагрева ε_x, или коэффициента охлаждения $\varepsilon_г$.

Из уравнений теплопередачи и теплового баланса:

$$Q = K F \Delta t_{ср} = W_x \varepsilon_x \Delta t_{max};$$
$$Q = K F \Delta t_{ср} = W_г \varepsilon_г \Delta t_{max}.$$

Из этих уравнений:

$$\varepsilon_x = \frac{K F}{W_x} \frac{\Delta t_{ср}}{\Delta t_{max}} = \omega_x \frac{\Delta t_{ср}}{\Delta t_{max}}; \quad (3.28)$$

$$\varepsilon_г = \frac{K F}{W_г} \frac{\Delta t_{ср}}{\Delta t_{max}} = \omega_г \frac{\Delta t_{ср}}{\Delta t_{max}}, \quad (3.29)$$

где $\omega_x = KF/W_x$ и $\omega_г = KF/W_г$ — безразмерные величины, выражающие производительность теплообменника при $\Delta t_{ср}$, равной единице, отнесенную соответственно к единице теплового эквивалента нагреваемого или греющего теплоносителя.

Из уравнений (3.23) и (3.28), (3.29) также имеем:

$$\omega_x = \Delta t_x / \Delta t_{ср}; \quad \omega_г = \Delta t_г / \Delta t_{ср}. \quad (3.30)$$

Средняя разность температур $\Delta t_{ср}$ теплоносителей в теплообменнике может быть определена или по точной логарифмической формуле, или по приближенным линейным формулам, что, согласно выражениям (3.28), (3.29), отражается соответственно на значениях ε_x и $\varepsilon_г$.

Логарифмическая формула для определения $\Delta t_{ср}$ имеет вид:

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}},$$

где $\omega_x = F/W_x$ и $\omega_г = F/W_г$ — безразмерные величины, выражающие производи- в конце поверхности нагрева.

Универсальный характер логарифмической формулы для $\Delta t_{ср}$ позволяет записать ее в едином виде:

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_{вх} - \Delta t_{вых}}{\ln \frac{\Delta t_{вх}}{\Delta t_{вых}}} = \frac{(t_{гр.н} - t_{нагр.к}) - (t_{гр.к} - t_{нагр.н})}{\ln \frac{t_{гр.н} - t_{нагр.к}}{t_{гр.к} - t_{нагр.н}}}, \quad (3.31)$$

где $\Delta t_{вх}$ и $\Delta t_{вых}$ — разности температур греющего и нагреваемого теплоносителей при входе греющего теплоносителя в аппарат и при выходе его из аппарата.

Из рис. 3.6 видно, что $\Delta t_{вх} = \Delta t_{max} - \Delta t_x$. Но так как $\Delta t_x = \varepsilon_x \Delta t_{max}$, то $\Delta t_{вх} = (1 - \varepsilon_x) \Delta t_{max}$. Аналогично находим, что $\Delta t_{вых} = (1 - \varepsilon_г) \Delta t_{max}$. Преобразуем формулу (3.31) с учетом полученных соотношений и выражений (3.27), (3.28):

$$\Delta t_{ср} = \frac{\varepsilon_x}{\omega_x} \Delta t_{max} = \frac{(1 - \varepsilon_x) \Delta t_{max} - (1 - \varepsilon_x \theta_x) \Delta t_{max}}{\ln \frac{(1 - \varepsilon_x) \Delta t_{max}}{(1 - \varepsilon_x \theta_x) \Delta t_{max}}}.$$

Отсюда

$$\ln \frac{1 - \varepsilon_x}{1 - \varepsilon_x \theta_x} = -\omega_x (1 - \theta_x).$$

Аналогичное выражение можно получить, используя величины, связанные с греющей средой. В результате получим единую формулу, пригодную как для греющего, так и для нагреваемого теплоносителей:

$$\varepsilon = \frac{e^{\omega (1 - \theta)} - 1}{e^{\omega (1 - \theta)} - \theta}, \quad (3.32)$$

где e — основание натуральных логарифмов.

При $W_x = W_г$, когда $\Delta t_{вх} = \Delta t_{вых}$, формула (3.31) дает неопределенность, и в этом случае $\Delta t_{ср}$ определяют по среднеарифметической формуле:

$$\Delta t_{ср} = 0{,}5\ (\Delta t_{вх} + \Delta t_{вых}).$$

Преобразование этой формулы с применением безразмерных величин ε, ω, θ (подобно тому, как это было сделано при преобразовании логарифмической формулы) приводит к выражению:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\omega} + 0{,}5\ (1 + \theta)}. \qquad (3.33)$$

В частном случае при $W_x = W_г$, когда $\theta = 1$, формула (3.33) принимает вид:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\omega} + 1}. \qquad (3.34)$$

Определить производительность теплообменника по безразмерным комплексам можно не только по максимальной разности температур: $\Delta t_{max} = t_{гр.н} - t_{нагр.н}$, но и по разности двух других температур теплоносителей. Таких разностей кроме Δt_{max} может быть еще три: $t_{гр.н} - t_{нагр.к}$, $t_{гр.к} - t_{нагр.н}$, $t_{гр.к} - t_{нагр.к}$. Присвоим всем указанным разностям температур численные индексы, т. е. обозначим:

$$\Delta t^{I} = \Delta t_{max} = t_{гр.н} - t_{нагр.н};$$

$$\Delta t^{II} = t_{гр.н} - t_{нагр.к};$$

$$\Delta t^{III} = t_{гр\ к} - t_{нагр.н};$$

$$\Delta t^{IV} = t_{гр.к} - t_{нагр.к}.$$

Выразим температурный перепад нагрева нагреваемой среды Δt_x и температурный перепад охлаждения греющей среды $\Delta t_г$ через доли новых разностей температур. Пусть

$$\Delta t_x = \nu_x^{II}\, \Delta t^{II} = \nu_x^{III}\, \Delta t^{III} = \nu_x^{IV}\, \Delta t^{IV}$$

и

$$\Delta t_г = \nu_г^{II}\, \Delta t^{II} = \nu_г^{III}\, \Delta t^{III} = \nu_г^{IV}\, \Delta t^{IV}.$$

Из этих соотношений:

$$\nu_x^{II} = \frac{\Delta t_x}{\Delta t^{II}};\quad \nu_x^{III} = \frac{\Delta t_x}{\Delta t^{III}};\quad \nu_x^{IV} = \frac{\Delta t_x}{\Delta t^{IV}}$$

и

$$\nu_г^{II} = \frac{\Delta t_г}{\Delta t^{II}};\quad \nu_г^{III} = \frac{\Delta t_г}{\Delta t^{III}};\quad \nu_г^{IV} = \frac{\Delta t_г}{\Delta t^{IV}},$$

где ν — частные коэффициенты нагрева и охлаждения.

Следовательно, производительность теплообменника Q в его переменных режимах можно определить по любой из следующих формул:

$$Q = W \varepsilon\, \Delta t_{max} = W \nu^{II}\, \Delta t^{II} = W \nu^{III}\, \Delta t^{III} = W \nu^{IV}\, \Delta t^{IV}.$$

Если определение Q производится по нагреву холодной среды, то в эти формулы подставляются величины W_x, ε_x, ν_x^{II}, ν_x^{III}, ν_x^{IV}. Если же определение Q производится по охлаждению греющей (горячей) среды, то в эти же формулы подставляют величины $W_г$, $\varepsilon_г$, $\nu_г^{II}$, $\nu_г^{III}$, $\nu_г^{IV}$.

Так же как и основной коэффициент ε, частные коэффициенты ν^{II}, ν^{III}, ν^{IV} могут быть представлены как различные функции безразмерных комплексов ω и θ. В практических случаях значительно проще определять указанные частные коэффициенты как функции основного коэффициента ε. Рассмотрим в качестве примера нахождение функцио-

нальной зависимости между частным коэффициентом нагрева ν_x^{IV} и основным коэффициентом нагрева ε_x. По определению

$$\nu_x^{IV} = \frac{\Delta t_x}{\Delta t^{IV}} = \frac{\Delta t_x}{t_{гр.к} - t_{нагр\ к}}.$$

Ранее было показано, что $\Delta t_x = \varepsilon_x \Delta t_{max}$. Из графика на рис. 3.6 следует, что $t_{гр.к} = t_{нагр.н} + \Delta t_{вых}$, или, иначе, $t_{гр.к} = t_{нагр.н} + (1-\varepsilon_г)\Delta t_{max} = t_{нагр.н} + (1-\varepsilon_x\theta_x)\Delta t_{max}$. Из того же графика $t_{нагр.к} = t_{нагр.н} + \Delta t_x$ или $t_{нагр.к} = t_{нагр.н} + \varepsilon_x \Delta t_{max}$. Подставив полученные значения $t_{гр.к}$ и $t_{нагр.к}$ в исходное выражение, получим:

$$\nu_x^{IV} = \frac{\Delta t_x}{\Delta t^{IV}} = \frac{t_{нагр.к} - t_{нагр.н}}{t_{гр.к} - t_{нагр.к}} =$$

$$= \frac{\varepsilon_x \Delta t_{max}}{[t_{нагр.н} + (1-\varepsilon_x\theta_x)\ \Delta t_{max}] - (t_{нагр.н} + \varepsilon_x \Delta t_{max})} = \frac{\varepsilon_x}{1-\varepsilon_x(1+\theta_x)}.$$

Формулы функциональной зависимости частных коэффициентов ν от основного коэффициента ε приведены в табл. 3.1.

ТАБЛИЦА 3.1. ФОРМУЛЫ ВЗАИМОСВЯЗИ ЧАСТНЫХ ν И ОСНОВНЫХ ε КОЭФФИЦИЕНТОВ НАГРЕВА И ОХЛАЖДЕНИЯ ДЛЯ ПОВЕРХНОСТНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Разность температур	Частные коэффициенты	
	нагрева	охлаждения
$\Delta t^{II} = t_{гр.н} - t_{нагр.к}$	$\nu_x^{II} = \frac{\Delta t_x}{\Delta t^{II}} = \frac{\varepsilon_x}{1-\varepsilon_x}$	$\nu_г^{II} = \frac{\Delta t_г}{\Delta t^{II}} = \frac{\varepsilon_г}{1-\varepsilon_г\theta_г}$
$\Delta t^{III} = t_{гр.к} - t_{нагр.н}$	$\nu_x^{III} = \frac{\Delta t_x}{\Delta t^{III}} = \frac{\varepsilon_x}{1-\varepsilon_x\theta_x}$	$\nu_г^{III} = \frac{\Delta t_г}{\Delta t^{III}} = \frac{\varepsilon_г}{1-\varepsilon_г}$
$\Delta t^{IV} = t_{гр.к} - t_{нагр.к}$	$\nu_x^{IV} = \frac{\Delta t_x}{\Delta t^{IV}} = \frac{\varepsilon_x}{1-\varepsilon_x(1+\theta_x)}$	$\nu_г^{IV} = \frac{\Delta t_г}{\Delta t^{IV}} = \frac{\varepsilon_г}{1-\varepsilon_г(1+\theta_г)}$

Для расчета переменных режимов поверхностных теплообменников методом безразмерных величин требуется знать коэффициент теплопередачи в аппарате K, без чего нельзя определить значение безразмерного комплекса $\omega = KF/W$, а следовательно, и значение коэффициента нагрева ε_x или коэффициента охлаждения $\varepsilon_г$. Определить же перед началом расчета режима коэффициент K невозможно, так как часть определяющих его значение параметров теплообменивающихся сред входит в число неизвестных величин. Решают эту задачу двумя способами:

1) задаются ориентировочным значением K с последующей проверкой принятого значения после определения неизвестных параметров теплоносителей. Такой прием повторяют до получения требуемого совпадения между значением K, задаваемым в начале расчета, и значением K, получаемым в результате проверочного расчета;

2) применяют для определения K приближенные формулы. Для широко используемых на абонентских вводах водоводяных теплообменников из стандартных кожухотрубных секций проф. Е. Я. Соколовым предложена приближенная зависимость:

$$K = K^р\ (\overline{W}_x\ \overline{W}_г)^{0,5}, \qquad (3.35)$$

где K, $K^р$ — коэффициенты теплопередачи в переменном и расчетном режимах теплообменника; $\overline{W}_x = W_x/W_x^р$ и $\overline{W}_г = W_г/W_г^р$ — относительные значения тепловых эквивалентов (расходов) нагреваемого и греющего теплоносителей (по отношению к их значениям в расчетном режиме).

Зависимость (3.35) есть результат некоторых упрощений точной формулы для определения коэффициента теплопередачи.

При чистой поверхности трубок и отказе от учета термического сопротивления стенок трубок.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_x} + \frac{1}{\alpha_г}} = \frac{\alpha_x \alpha_г}{\alpha_x + \alpha_г},$$

где α_x и $\alpha_г$ — коэффициенты теплоотдачи и тепловосприятия.

Математически данное выражение есть половина среднего гармонического из α_x и $\alpha_г$, которое с некоторым приближением заменяется половиной среднего геометрического из тех же величин:

$$K = 0{,}5\ (\alpha_x\ \alpha_г)^{0{,}5}.$$

Из ранее приведенной точной формулы для определения α (3.20) следует, что значение α зависит от средних температур и расходов воды в аппарате, т. е. $\alpha = f(t_{ср}, G)$ Пренебрегая зависимостью α от $t_{ср}$, получают

$$\frac{\alpha}{\alpha^р} \approx \left(\frac{G}{G^р}\right)^m = \left(\frac{W}{W^р}\right)^m.$$

При турбулентном движении воды вдоль трубок $m = 0{,}8$. В результате имеем

$$K = K^р\ (\overline{W}_x,\ \overline{W}_г)^{0{,}4}.$$

Предложенный проф. Е Я. Соколовым переход от степени 0,4 к степени 0,5, уменьшая точность, значительно упрощает в дальнейшем определение производительности аппарата в переменных режимах.

Подставив значение K по зависимости (3.35) в выражение для определения ω_x, находим

$$\omega_x = \frac{K F}{W_x} = \frac{K^р F}{W_x}\ (\overline{W}_x\ \overline{W}_г)^{0{,}5} = \frac{K^р F}{(W_x^р\ W_г^р)^{0{,}5}}\ \theta_x^{-0{,}5}. \qquad (3.36)$$

Совокупность расчетных величин в полученном выражении обозначим буквой A и назовем ее параметром (характеристикой) теплообменника:

$$\frac{(W_x^р\ W_г^р)^{0{,}5}}{K^р F} = A. \qquad (3.37)$$

При указанных выше допущениях в определении коэффициента теплопередачи параметр теплообменника A есть величина постоянная. Объясняется это тем, что при принятых допущениях всякое изменение расходов теплоносителей в аппарате вызывает соответствующее изменение коэффициента теплопередачи, т. е. соотношение

$$\frac{(W_x\ W_г)^{0{,}5}}{K} = Б \qquad (3.38)$$

всегда постоянно. Так как площадь поверхности теплообменника F также есть величина постоянная, постоянно и значение параметра теплообменника A.

Из выражений (3.36) и (3.37) находим $\omega_x = \frac{1}{A\sqrt{\theta_x}}$. Аналогично получим $\omega_г = \frac{1}{A\sqrt{\theta_г}}$.

Следовательно, в общем виде можно написать

$$\omega = \frac{1}{A\sqrt{\theta}}. \qquad (3.39)$$

Совместное решение равенств (3.32) и (3.39) приведет к выражению:

$$\varepsilon = \frac{e^z - 1}{e^z - \theta}, \qquad (3.40)$$

где

$$z = \frac{1 - \theta}{A\sqrt{\theta}}. \qquad (3.41)$$

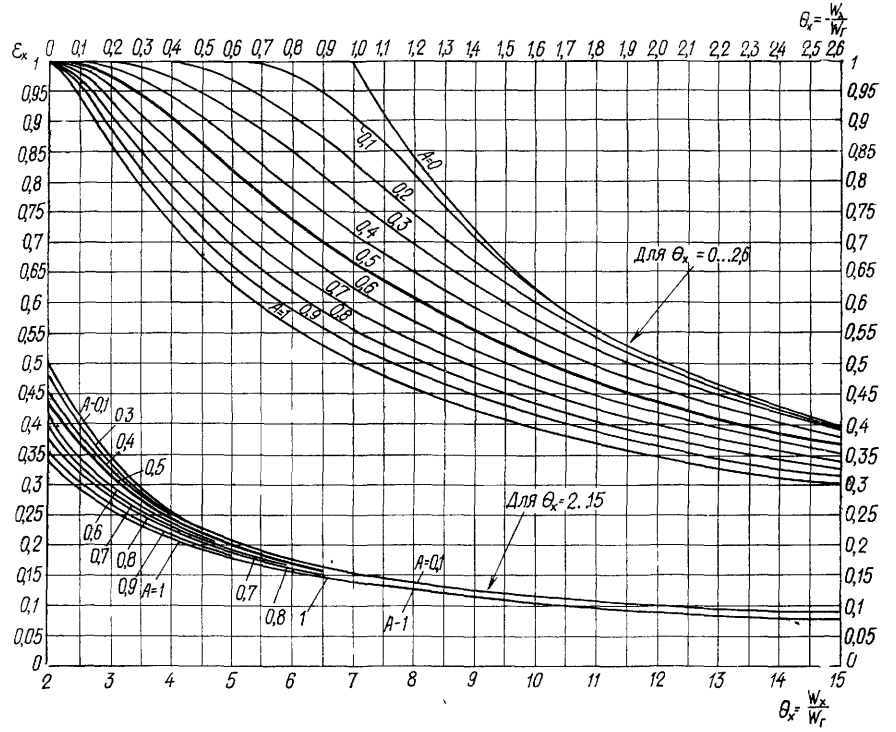


Рис. 3.7. График зависимости $\varepsilon_x = f(\theta_x, A)$

По выражению (3.40) коэффициент ε есть функция одной переменной θ и постоянной A, в то время как по выражению (3.32) ε есть функция двух переменных — θ и ω. В этом преимущество выражения (3.40) перед выражением (3.32).

По зависимости (3.40) составлен график $\varepsilon = f(\theta, A)$ рис. 3.7), пользование которым значительно упрощает решение задач переменного режима секционных водоводяных противоточных теплообменников. Значение параметра теплообменника A проще всего определять по четырем температурам теплоносителей (эти температуры обычно известны из расчетного режима аппарата, а при отсутствии таких данных определяются экспериментом):

$$A = \frac{\Delta t_{ср}}{(\Delta t_x \, \Delta t_г)^{0,5}} . \qquad (3.42)$$

Эта формула является модификацией формулы (3.37), так как:

$$F K = \frac{Q}{\Delta t_{ср}} ; \quad W_x = \frac{Q}{\Delta t_x} \quad \text{и} \quad W_г = \frac{Q}{\Delta t_г} .$$

Если расчетные значения $\varepsilon^р$ и $\theta^р$ известны, то параметр теплообменника A можно определить по графику: $\varepsilon = f(\theta, A)$ и в случае необходимости проверить результат по формуле

$$A = \frac{1}{\sqrt{\theta^р}} \cdot \frac{(1 - \theta^р)}{\ln \dfrac{1 - \varepsilon^р \, \theta^р}{1 - \varepsilon^р}} . \qquad (3.43)$$

Следует помнить, однако, что применение приближенных формул для определения коэффициента теплопередачи в теплообменнике, в том числе и формулы (3.35), всегда приводит к погрешностям в результатах расчета. Уменьшить эти погрешности и добиться нужной точности

можно только рядом повторных расчетов рассматриваемого режима аппарата с постепенным выяснением действительных значений K по точным формулам в зависимости от расходов и средних температур теплоносителей.

Переменные режимы поверхностных пароводяных теплообменников. В таких теплообменниках греющей средой является пар, который не изменяет своей температуры в процессе отдачи тепла нагреваемой воде, следовательно, в данном случае $t_{гр.к}=t_{гр.н}$. Отдача тепла теплоносителем без понижения своей температуры возможна только в случае, если его тепловой эквивалент равен бесконечности. Следовательно, для пара $W_1=\infty$, а $\theta_x=W_x/W_г=0$. При $W_г=\infty$ определить производительность теплообменника можно только по коэффициенту нагрева ε_x, т. е. по уравнению:

$$Q=W_x\,\varepsilon_x\,(t_п-t_{нагр.н})=W_x\,\nu_x^{II}\,(t_п-t_{нагр.к}), \qquad (3.44)$$

где $t_п$ — температура пара.

Формула (3.32) для определения коэффициента нагрева ε_x при $\theta_x=0$ переходит в формулу

$$\varepsilon_x=1-e^{-\omega_x}. \qquad (3.45)$$

При расчете переменных режимов значение коэффициента теплопередачи для пароводяного теплообменника сначала принимают приближенно, а затем уточняют.

Пример 3.3. В теплообменник, рассчитанный в примере 3.2, поступает греющая вода с $\tau_1^{р}=150°C$. Определить новый расход греющей воды при той же производительности теплообменника. Из расчетного режима теплообменника известны: $\tau_1'=70°C$; $\tau_5'=20°C$; $t_x=5°C$; $t_г=60°C$; $\Delta t_{ср}=12{,}3°C$.

Решение. Расчетные значения безразмерных величин ε_x' и θ_x' определяем по формулам (3.23) и (3.27а):

$$\varepsilon_x'=\frac{60-5}{70-5}=0{,}846; \quad \theta_x'=\frac{70-20}{60-5}=0{,}91.$$

Из графика на рис. 3.7 находим параметр теплообменника $A=0{,}235$.

Проверяем параметр теплообменника по формуле (3.42):

$$A=\frac{12{,}3}{[(60-5)\ (70-20)]^{0{,}5}}=0{,}235.$$

В режиме аппарата при $\tau_1^{р}=150°C$ определяем новое значение $\varepsilon_x=(60-5)/(150-5)=0{,}38$. По графику рис. 3.7 находим новое значение $\theta_x=2{,}62$. При постоянном расходе нагреваемой воды W_x новый относительный расход греющей воды по сравнению с расчетным расходом составляет:

$$\overline{W}_г=\frac{W_г}{W_г'}=\overline{W}_x\,\frac{\theta_x'}{\theta_x}=1\,\frac{0{,}91}{2{,}62}=0{,}347.$$

Температура греющей воды после теплообменника равна

$$\tau_к=\tau_1^{р}-\theta_x\,(t_г-t_x)=150-2{,}62\ (60-5)=5{,}9\ °C.$$

§ 16. АВТОМАТИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ

Для поддержания заданных значений параметров теплоносителя, поступающего в системы отопления, горячего водоснабжения и к технологическому оборудованию промышленных предприятий, для обеспечения нормального режима работы оборудования тепловых пунктов и систем, использующих теплоноситель, для уменьшения численности обслуживающего персонала тепловые пункты оснащаются автоматическими регуляторами.

По виду энергии, перемещающей регулирующий орган, регуляторы делятся на регуляторы, работающие без постороннего источника энер-

гии (регуляторы прямого действия), и регуляторы, работающие с использованием постороннего источника энергии (гидравлические, пневматические, электрические), т. е. регуляторы непрямого действия.

Регуляторы прямого действия просты в конструктивном отношении и надежны в эксплуатации, что объясняет их широкое применение для поддержания постоянного давления или перепада давлений воды на тепловых пунктах небольшой и средней мощности. Однако регуляторы прямого действия имеют меньшую чувствительность, чем регуляторы непрямого действия, и могут быть установлены на трубопроводах $d_y \leqslant 100$ мм.

Регуляторы непрямого действия рекомендуется применять при автоматизации объектов со сложными динамическими характеристиками, так как они обеспечивают более широкий диапазон регулирования, возможность введения обратной связи и осуществление многоимпульсного регулирования.

Наиболее распространенными регуляторами прямого действия являются регуляторы давления и перепада давления (расхода) сильфонно-пружинные РД и РР, грузовой регулятор давления и универсальный регулятор перепада давления (расхода) и давления УРРД (все конструкции разработаны ОРГРЭС).

Регулятор расхода РР. При изменении давлений в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети, вызванном различными причинами (изменение расхода воды в тепловой сети, включение и отключение отдельных абонентов), меняются перепады давления на вводах в здания, что вызывает изменение расхода воды, поступающей в системы отопления. При центральном качественном регулировании отпуска тепла такое изменение расхода воды в системах отопления зданий приводит к отклонению температуры внутри помещений от расчетного значения. Для поддержания постоянного перепада давления на вводах в системы отопления (а следовательно, для стабилизации температуры внутри отапливаемых помещений) устанавливают регулятором расхода РР (рис. 3.8).

Регулятор расхода РР поддерживает постоянный перепад давления на регулируемом участке (между регулятором и местом присоеди-

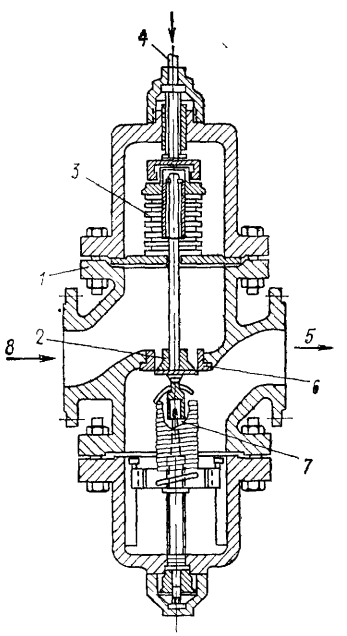


Рис. 3.8. Регулятор расхода РР

1 — корпус; *2* — клапан; *3* — сильфон; *4* — импульсная трубка; *5* — выход воды; *6* — седло; *7* — пружина; *8* — вход воды

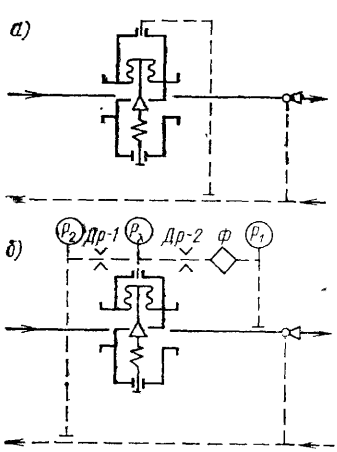


Рис. 3.9. Схемы включения регулятора расхода РР

а — при $p \leqslant 0{,}2$ МПа; *б* — при $p > 0{,}2$ МПа

нения импульсной трубки). Регулируемый участок должен иметь значительное гидравлическое сопротивление. В качестве регулируемого участка могут быть использованы сопло элеватора или специально устанавливаемая диафрагма.

Давление воды непосредственно за регулятором, действуя на плоскую поверхность клапана *2* снизу, стремится прикрыть его, но этому усилию противодействует, во-первых, усилие от действия давления с внешней стороны сильфона *3*, равное давлению воды в месте присоединения импульсной трубки *4*, и, во-вторых, усилие растянутой пружины *7*. Эти противоположные усилия уравновешиваются при некотором подъеме клапана, обеспечивающем заданный перепад давления. Иначе говоря, на клапан действует разность давлений, равная потере давления в регулируемом участке. Усилие от этой разности давлений, прижимающее клапан к седлу *6*, уравновешивается усилием пружины при некотором подъеме клапана.

При увеличении разности давлений на абонентском вводе в начальный момент увеличивается расход воды, проходящей по регулируемому участку. Это приводит к увеличению перепада, измеряемого регулятором. Усилие, создаваемое разностью давлений, окажется больше усилия пружины, и клапан будет подниматься, прикрывая отверстие в седле.

При уменьшении разности давлений на абонентском вводе в начальный момент уменьшаются расход воды и перепад давлений в регулируемом участке, клапан будет опускаться, пропуская больший расход воды, пока не установится первоначальный расход воды через отопительную систему.

Изменение регулируемого перепада производится путем изменения натяжения пружины, причем увеличению натяжения пружины соответствует увеличение расхода воды, а уменьшению натяжения пружины — уменьшение расхода.

В регуляторах РР, так же как и в регуляторах РД, эффективная площадь сильфона подобрана примерно равной площади клапана, вследствие чего регулятор практически разгружен от давления со стороны входа воды.

В настоящее время выпускаются регуляторы РР с условным диаметром от $d_y = 25$ мм до $d_y = 100$ мм, рекомендуемым расходом воды от 0,6 до 22 кг/с, поддерживаемым перепадом давлений перед системой отопления от 0,2 до 8 МПа.

На рис. 3.9 приведены типовые схемы включения регулятора РР.

Регуляторы расхода РР используются также в качестве регулирующих органов регуляторов расхода непрямого действия.

Зона нечувствительности регуляторов РР — 0,005 МПа.

Неравномерность регулирования от 0,128 МПа (для РР-25) до 0,054 МПа (для РР-100).

Регулятор давления РД. Регулятор давления прямого действия РД служит для поддержания в заданных пределах давления воды «до себя». Устанавливают его на обратном трубопроводе системы отопления для предотвращения ее опорожнения, если давление в обратной магистрали тепловой сети, к которой присоединяется система отопления, ниже статического давления системы отопления. В случае прекращения циркуляции воды регулятор давления закрывается полностью, предохраняя систему отопления от опорожнения.

Конструкция регулятора РД «до себя» отличается от конструкции регулятора расхода РР только положением клапана. Регулятор расхода РР является «нормально открытым», т. е. открытым при отсутствии движения воды, а регулятор РД — «нормально закрытым».

На рис. 3.10,*а* приведена схема включения регулятора давления РД при поддержании давления «до себя». Давление p_{o1} до регулятора,

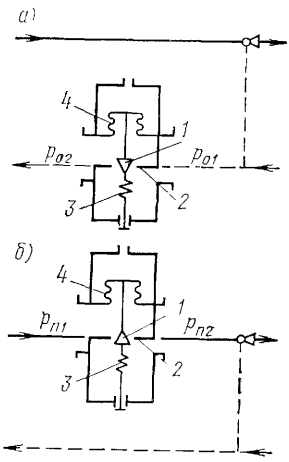


Рис. 3.10. Схемы включения регулятора РД
а — при поддержании давления «до себя»; *б* — при поддержании давления «после себя»; *1* — клапан; *2* — седло; *3* — пружина; *4* — сильфон

действуя на клапан *1* снизу, создает усилие, поднимающее клапан *1* вверх, но этому противодействует усилие растянутой пружины *3*, притягивающей клапан к седлу *2*. Пружина подбирается с таким расчетом, чтобы ее натяжение преодолевалось давлением, на 0,03—0,05 МПа большим заданного давления воды до регулятора.

В случае снижения давления $p_{о1}$ до регулятора уменьшается усилие, создаваемое этим давлением на клапан, который под действием пружины начинает опускаться, уменьшая сток до тех пор, пока не восстановится равновесие сил. Если давление воды $p_{о1}$ до регулятора возрастает, то клапан будет подниматься, уменьшая сопротивление проходу воды, до восстановления равновесия сил. Благодаря наличию сильфона *3*, имеющего такую же площадь, как и клапан, подвижная система регулятора разгружена от давления $p_{о2}$ за ним, следовательно, работа регулятора зависит только от давления до него и усилия пружины.

Зона нечувствительности регуляторов от 0,01 до 0,018 МПа, рекомендуемый расход воды для РД-50 от 0 до 3,3 кг/с, для РД-80 от 3,3 до 12,5 кг/с. При изменении расхода от 0 до максимального значения неравномерность регулятора составляет 0,08 МПа.

Регулятор РД может быть использован и как регулятор давления «после себя». На рис. 3.11,*б* приведена схема включения регулятора давления РД при поддержании постоянного давления после себя. В этом случае давление после регулятора $p_{п2}$, действуя на клапан *1* снизу, создает усилие, прижимающее клапан *1* к седлу *2*. При увеличении давления $p_{п2}$ после регулятора выше заданного значения усилие, создаваемое давлением на клапан снизу, увеличивается и становится больше усилия растянутой пружины. Клапан *1* прижимается к седлу *2*, уменьшая сток, давление после регулятора снижается до восстановления равновесия сил.

Так же как в предыдущей схеме, сильфон *3*, имеющий площадь, равную площади клапана *1*, разгружает подвижную систему регулятора от давления $p_{п1}$ на входе — усилие от этого давления не участвует в равновесии сил.

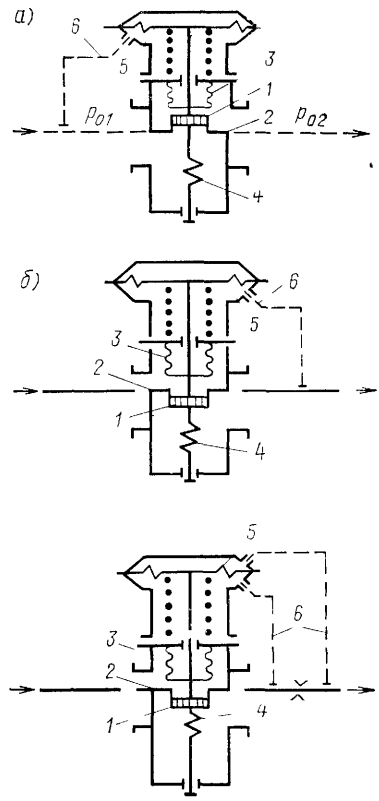
Регулятор давления РД для поддержания давления «после себя» устанавливают перед системами отопления при избыточных перепадах давлений в точках присоединения к тепловой сети и высоком давлении в подающем трубопроводе. Необходимость в установке таких регуляторов возникает, как правило, при присоединении систем отопления к головным участкам магистралей.

Универсальный регулятор перепада давления (расхода) и давления прямого действия УРРД конструкции ОРГРЭС. Такой регулятор используют для поддержания давления до себя, после себя, а также для поддержания перепада давлений (расхода воды) на абонентских вводах.

Достоинством регулятора является возможность сборки различных по назначению регуляторов прямого действия из унифицированных деталей. Кроме того, регулятор может быть использован в качестве регулирующего органа в регуляторах непрямого действия. Регулируемое давление устанавливается путем натяжения пружины, а также приме-

Рис 3 11 Схемы вариантов сборки регулятора УРРД

а — при поддержании давления «до себя», *б* — при поддержании давления «после себя», *в* — при поддержании перепада давлений



нения пружин различной жесткости. Разгрузка затвора (золотника) от давления воды до и после него достигается путем применения разгрузочного сильфона, эффективная площадь которого равна эффективной площади золотника.

Сила, развиваемая мембраной исполнительного устройства под действием регулируемого давления или перепада давлении, уравновешивается усилием пружины. Регулятор может быть собран по схеме «нормально открыт» и «нормально закрыт».

Схемы вариантов сборки регулятора приведены на рис. 3.11.

При регулировании давления p_{o1} перед регулятором (рис. 3.11,*а*) импульсная линия *6* соединяет точку регулируемого давления с подмембранной зоной. Клапан *1* устанавливается сверху (со стороны сильфона *3*). При отсутствии движения воды в трубопроводе регулирующий клапан *1* под действием пружины *4* будет находиться в закрытом состоянии («нормально закрыт»). При движении воды давление p_{o1} до регулятора выше давления p_{o2} после регулятора. Сильфон *3* разгружает клапан *1* от давления p_{o2}. Давление p_{o1}, действуя на клапан снизу, создает усилие, поднимающее клапан, этому противодействует усилие растянутой пружины *4*. Кроме того, сверху на клапан через шток *7* действует усилие, создаваемое мембраной *5*. Если давление до регулятора становится ниже установленной величины, то мембрана *5* опускается вниз, прижимая клапан *1* к седлу *2*, уменьшая сток до тех пор, пока не восстановится равновесие сил. При увеличении давления до регулятора мембрана *5* поднимается вверх, усилие, создаваемое мембраной, становится больше силы упругости пружины и клапан с помощью штока *7* поднимается вверх, увеличивая сток воды. Давление p_{o1} снижается до заданной величины.

При поддержании давления после регулятора (рис. 3.11,*б*) импульсная трубка *6* соединяет точку регулируемого давления с нижней камерой мембраны *5*, а клапан *1* устанавливается снизу (со стороны пружины *4*). У собранного таким образом регулятора при отсутствии давления воды в трубопроводе под действием пружины *4* регулирующий клапан *1* находится в открытом положении («нормального открыт»).

Для регулирования перепада давлений (расхода воды) (рис. 3.11, *в*) клапан *1* устанавливается так же, как в предыдущем варианте, снизу; подмембранная зона соединяется с началом регулируемого участка, а надмембранная зона — с концом регулируемого участка импульсными трубками *6*. Усилие, развиваемое мембраной *5* под действием перепада давлений, уравновешивается усилием пружины *4*. Если регулируемое давление или перепад давлений отклоняется от заданного значения, тогда под действием усилия мембраны *5* клапан *1* откры-

вается или закрывается, что ведет к восстановлению значения регулируемого параметра.

В настоящее время регуляторы типа УРРД серийно выпускаются заводом «Теплоприбор» г. Улан-Удэ с условным проходом от $d_у$= =25 мм до $d_у$=80 мм, условной пропускной способностью от 1,68 до 16,8 кг/с при Δp=0,1 МПа. Температура регулируемой среды до 180°С, неравномерность регуляторов давления 12—20% верхнего предела настройки.

Гидравлические регуляторы непрямого действия. В тех случаях, когда сложная динамическая характеристика объекта регулирования не позволяет использовать более простые и надежные в работе регуляторы прямого действия, применяют регуляторы непрямого действия, имеющие меньшую ошибку регулирования. Кроме того, выпускаемые в настоящее время регуляторы прямого действия имеют ограниченную пропускную способность (максимальный диаметр условного прохода $d_у$=100 мм), что не позволяет использовать их при автоматизации тепловых пунктов большой мощности.

Регуляторы давления непрямого действия системы ОРГРЭС применяют для поддержания заданного значения давления в узлах снижения давления пара (после редукционных клапанов и редукционно-охладительных установок); для защиты от повышения давления в конденсатных баках; для поддержания уровня конденсата в конденсатных баках, в баках-деаэраторах, в баках-аккумуляторах горячей воды; для поддержания давления и перепада давлений воды на абонентских вводах водяных тепловых сетей.

Регуляторы температуры непрямого действия используют для поддержания заданного значения температуры воды после водоводяных и пароводяных подогревателей, температуры воды после узлов смешения при непосредственном водоразборе из тепловой сети, температуры конденсата после охладителей.

Гидравлические регуляторы непрямого действия состоят из двух частей: измерительно-управляющего прибора (реле) и исполнительно-регулирующего устройства.

В тех случаях, когда регулятор используется для поддержания заданного давления, перепада давлений или уровня жидкости в качестве измерительно-управляющего прибора используется обычно реле РД-3а ОРГРЭС, где чувствительным элементом является узел сильфонов, а управляющим (усилительным) элементом — устройство, выполненное по принципу «сопло-заслонка».

Простейшее управляющее устройство дроссельного типа (типа «сопло-заслонка») показано на рис. 3.12,*а*. Сопло вместе с заслонкой представляет собой дроссель с переменным сечением прохода. Рабочая среда, подаваемая под начальным давлением $p_{раб}$, проходит через дроссель постоянного сечения, а затем через зазор между соплом и заслонкой вытекает в атмосферу (расход $G_{сл}$). Размер зазора определяется положением заслонки, которая связана с чувствительным элементом устройства (сильфоном, биметаллической пластинкой), реагирующим на изменение регулируемого параметра.

Давление среды в междроссельной камере $p_у$ зависит от величины зазора и изменяется от $p_у$=$p_{раб}$ при полностью закрытом сопле до $p_у$=0 при значительной величине зазора ($z_{сл}$=0,3 мм). Это давление в виде импульса $G_{им}$ передается по соединительной трубке исполнительному механизму, поэтому носит название управляющего.

Управляющее устройство иногда выполняется по схеме с двумя дросселями переменного сечения (рис. 3.12,*б*).

В качестве исполнительно-регулирующих устройств гидравлических регуляторов непрямого действия используются односедельные регулирующие клапаны с мембранным приводом РК-1, УРРД, РР и т. д.

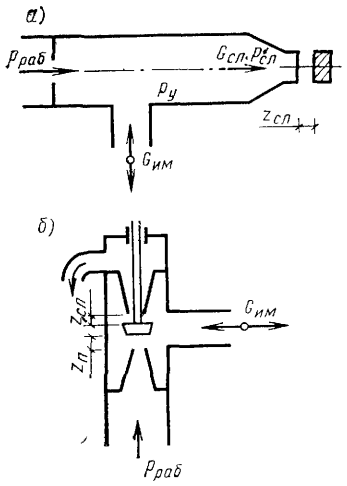


Рис. 3.12. Управляющее устройство дроссельного типа

а — схема устройства с одним дросселем переменного сечения; б — схема устройства с двумя дросселями переменного сечения

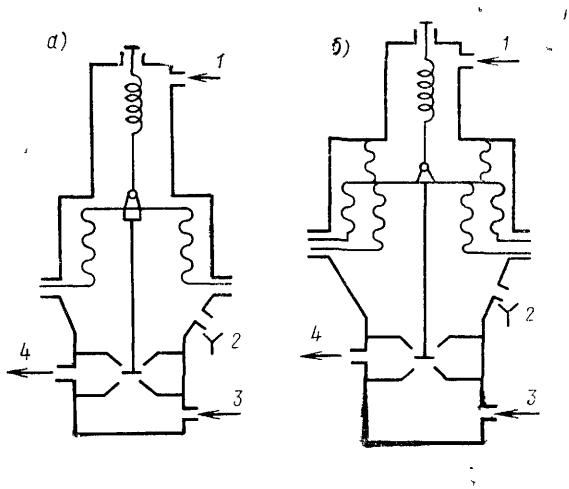


Рис. 3.13. Схема реле давления РД-3а

а — односильфонной сборки; *б* — трехсильфоиной сборки; *1* — регулируемый параметр; *2* — выход рабочей воды; *3* — вход рабочей воды; *4* — к регулирующему клапану

Реле давления РД-3а конструкции ОРГРЭС (рис. 3.13) является усилительно-управляющим звеном гидравлических регуляторов непрямого действия. Прибор предназначен для поддержания заданного давления, расхода, уровня и перепада давлений.

Для поддержания давления и уровня в открытых емкостях применяется прибор РД-3а односильфонной сборки, для поддержания перепада давлений и уровня в закрытых емкостях — трехсильфонной сборки.

Реле РД-3а воспринимает регулируемый параметр (давление воды) и преобразует его в командное давление, которое воздействует на исполнительный орган регулятора. Рабочим агентом реле является вода, очищенная от растворенных и взвешенных веществ. Давление рабочего агента до 0,6 МПа, температура до 70°С.

Реле состоит из следующих основных узлов: корпуса, управляющего клапанка, импульсного элемента и настроечной пружины. В качестве импульсных элементов релейного устройства служат сильфоны. Размеры и число сильфонов выбирают в зависимости от конкретной схемы регулирования и величины регулируемых параметров.

Односильфонная сборка реле предназначена для регулирования давления в определенной одной точке трубопровода («до себя» или «после себя»). Трехсильфонная сборка обеспечивает возможность дифференцированного способа забора импульсов давления при регулировании расхода, уровня жидкости или перепада давлений.

Импульсные давления подводятся во внутреннюю или наружную полости импульсной части реле.

Усилия от импульсных давлений на сильфоны действуют на головку управляющего клапанка.

В качестве регулирующего устройства в сочетании с реле РД-3а применяется обычно регулирующий клапан РК-1.

Принцип работы регулятора РД-3а для случая регулирования им давления «после себя» при односильфонной односопловой сборке с нормально закрытым соплом следующий (рис. 3.14). При работе регулятора усилие пружины *1* прибора РД-3а уравновешивает усилие на сильфон *2* от регулируемого давления при некотором подъеме клапанка *3*, которому соответствует определенное управляющее давление $p_у$.

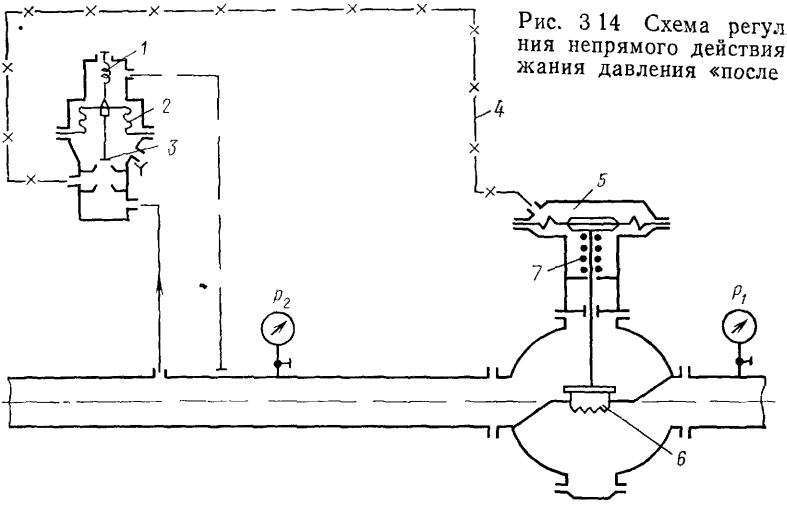


Рис. 3 14 Схема регулятора давления непрямого действия для поддержания давления «после себя»

Оно передается по соединительной линии *4* в надмембранную камеру *5* привода регулирующего клапана РК с «нормально открытым золотником» *6*. Усилие на мембрану уравновешивается усилием на золотник и усилием пружины *7* при некотором подъеме золотника, которому при постоянном давлении до и после клапана соответствует определенный расход воды. Если регулируемое давление возрастет, то это давление, воздействуя на сильфон прибора РД-3а, переместит систему вместе со штоком в сторону увеличения хода заслонки. Это вызовет увеличение управляющего давления p_y, вследствие чего под действием пружины мембранный привод перемещается вниз и уменьшает подъем золотника регулирующего клапана. Новому положению золотника будет соответствовать пониженный расход воды, при котором наступает новое установившееся состояние.

Регулируемой средой при использовании прибора РД-3а могут быть вода, пар, воздух. Давление регулируемой среды до 1,6 МПа, диапазон регулирования давления от 0,04 до 1,6 МПа. Пределы настройки прибора, МПа: 0,01—0,1; 0,04—0,16; 0,06—0,25; 0,16—0,6; 1—1,6. Зона пропорциональности прибора до 3% предельного значения давления.

Прибор РД-3а серийно выпускается заводом «Теплоприбор» (г. Улан-Удэ).

Измерительно-управляющее устройство ТРБ. Для поддержания постоянной температуры горячей воды, выходящей из водоподогревателей, используется измерительно-управляющее устройство ТРБ (биметаллическое термореле) (рис. 3.15) в комплекте с исполнительно-регулирующим органом РР. На рис. 3.16 приведена схема регулятора температуры воды с измерительно-управляющим устройством ТРБ-2 и регулирующим органом РР.

Термореле имеет латунную гильзу *1*, помещаемую в поток регулируемой горячей воды. В дно гильзы заделаны три биметаллические пластины *2* различной длины. Одна из этих пластин соединена с металлической пластиной, на конце которой имеется клапан *3*, расположенный против сопла *4*. Необходимый зазор между соплом и клапаном термореле устанавливается с помощью регулирующего устройства вращением маховика

Регулятор температуры является регулятором дроссельного типа и работает со сливом рабочей жидкости. В качестве рабочей жидкости *5* используется сетевая вода из подающего трубопровода, которая охлаждается водой в охладителе.

При температуре горячей воды, равной заданной, сопло прибора ТРБ-2 находится в приоткрытом состоянии и через него происходит слив воды. Этому сливу отвечает некоторое значение управляющего давления в сильфонной камере клапана РР, при котором клапан пропускает расход сетевой воды, необходимый для поддержания заданной температуры. В случае повышения температуры горячей воды выше заданного значения биметаллические пластины прибора ТБР-2 изгибаются и отводят управляющий клапан *3* от сопла *4*. В результате увеличения слива воды падает управляющее давление в сильфонной камере, и регулирующий клапан РР начинает прикрываться, сокращая расход сетевой воды до такой величины, при которой устанавливается первоначальная температура горячей воды.

При понижении температуры воды процесс регулирования протекает в обратном порядке.

Регуляторы температуры типа ТРБ выпускаются Московским заводом сантехоборудования для теплосети Мосэнерго.

Терморегулятор жидкостной ТРЖ (рис. 3.17) является гидравлическим регулятором непрямого действия и предназначается для поддержания постоянной температуры воды, поступающей в системы горячего водоснабжения при непосредственном водоразборе из тепловой сети. Терморегулятор состоит из термореле и регулирующего клапана смешения типа РКС.

Чувствительный элемент термореле, выполненный по принципу манометрического термометра, состоит из ребристого термобаллона *8*, запол-

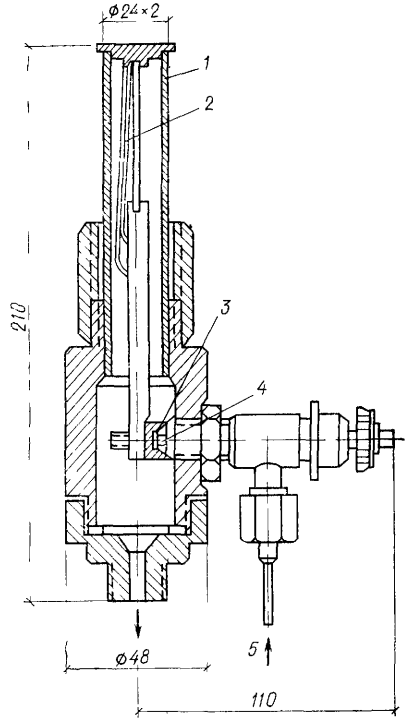
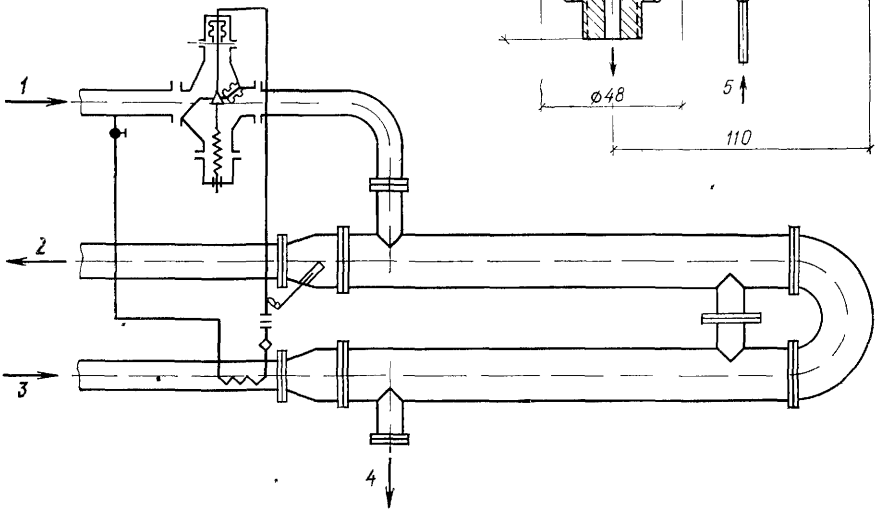


Рис 3 15. Измерительно-управляющее устройство ТРБ-2

Рис 3 16 Схема регулятора температуры с измерительно-управляющим устройством ТРБ-2 и регулирующим клапаном РР

1 — из сети; *2* — в систему горячего водоснабжения; *3* — из водопровода, *4* — в сеть



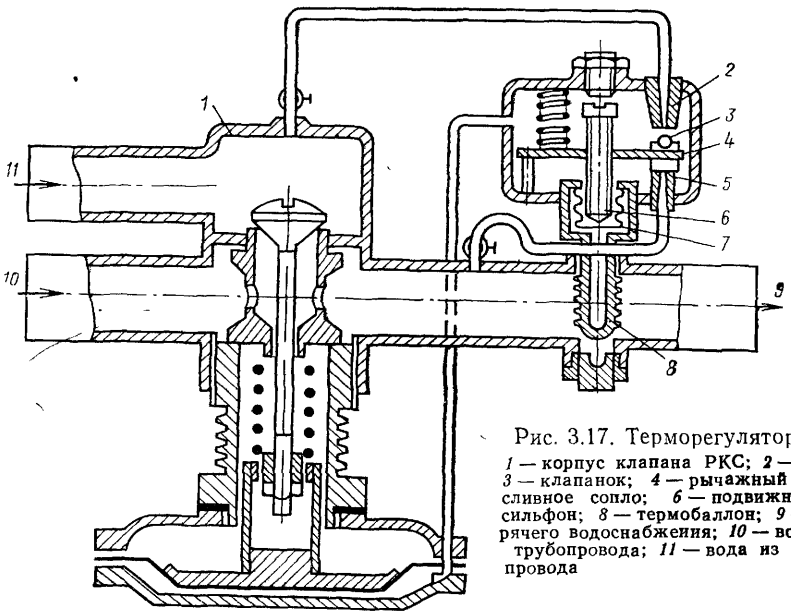


Рис. 3.17. Терморегулятор ТРЖ-3

1 — корпус клапана РКС; *2* — напорное сопло; *3* — клапанок; *4* — рычажный механизм; *5* — сливное сопло; *6* — подвижный шток; *7* — сильфон; *8* — термобаллон; *9* — в систему горячего водоснабжения; *10* — вода из обратного трубопровода; *11* — вода из подающего трубопровода

ненного минеральным маслом. Термобаллон устанавливается в потоке смешанной воды. Верхним подвижным дном термобаллона является сильфон *7*, в котором расположен подвижной шток *6*, перемещающий двуплечий рычаг *4*. На конце рычага между напорным и сливным соплами *2* и *5* имеется клапанок *3*. Сетевая вода из подающего трубопровода, используемая в качестве рабочего агента, подается к напорному соплу, прикрываемому шариковым клапанком, и попадает в камеру рабочего давления. Эта камера трубкой соединена с мембранной камерой регулирующего клапана РКС. Подающая и обратная вода тепловой сети подаются в соответствующие патрубки смесительного клапана, поток смешанной воды направляется в систему горячего водоснабжения. При повышении температуры смешанной воды происходит увеличение объема жидкости термобаллона, вследствие чего клапанок *3* прикрывает напорное сопло *2* и открывает сливное сопло *5* Давление на мембрану регулятора снижается, регулирующий клапан усилием пружины прикрывается, уменьшая подачу воды из подающего трубопровода.

Схемой терморегулятора предусматривается подача горячей воды в верхний патрубок, обратной — в нижний при условии, что $p_{под} > p_{обр}$.

Конструкция регулирующего клапана выбрана так, что регулируется подача только горячей воды, подача холодной (обратной) воды не регулируется.

Регулятор температуры ТРЖ выпускается серийно условным диаметром $d_у = 40$ мм.

ГЛАВА 4. ГОРЯЧЕЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ

§ 17. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Горячее водоснабжение предназначено для удовлетворения гигиенических (умывание, купание) и бытовых (стирка, мойка посуды и т. п.) нужд населения в воде с повышенной (до 75°С) температурой. Такой водой, называемой «бытовой», снабжаются здания с проживанием людей (жилые здания, общежития, гостиницы), большинство об-

щественно-коммунальных зданий (больницы, поликлиники, бани, прачечные, детские учреждения, предприятия общественного питания и т. п.), а также промышленные здания и сооружения с технологическим и гигиеническим (в бытовках) потреблением горячей воды.

Широкое развитие в нашей стране горячее водоснабжение получило за годы Советской власти в результате повседневной заботы Коммунистической партии и Советского правительства об улучшении быта трудящихся. Если в 1910—1912 гг. даже в таком городе, как Москва, с населением в 1,1 млн. человек пользоваться ваннами могли только 2% общего числа жителей, то в настоящее время ванна или душ является обязательным элементом не только московских квартир, но и любой квартиры огромного нового жилого фонда нашей страны.

В наиболее простом виде местная система горячего водоснабжения состоит из водоподогревательной установки и трубопроводов для транспортирования горячей воды к водоразборным приборам. Различают системы централизованные и децентрализованные. В централизованных системах одна подогревательная установка обслуживает как минимум одно здание, а во многих случаях даже несколько зданий в пределах одного квартала (микрорайона) или поселка. В децентрализованных системах приготовление горячей воды происходит вблизи водоразборных приборов (на месте потребления) и осуществляется мелкими генераторами тепла: газовыми нагревателями, дровяными колонками и т. п.

В учебной дисциплине «Теплоснабжение» изучаются только централизованные системы горячего водоснабжения как наиболее сложные и имеющие преимущественное применение в современном строительстве. Основное внимание в учебнике уделено системам горячего водоснабжения многоэтажных жилых зданий, которые являются наиболее массовыми потребителями горячей воды, а также по той причине, что основные технические решения по устройству систем горячего водоснабжения в жилых зданиях оказываются приемлемыми и для целого ряда иных зданий: гостиниц, больниц, поликлиник общего типа (не водолечебниц) и т. п.

§ 18. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К КАЧЕСТВУ ГОРЯЧЕЙ ВОДЫ

Горячая вода, подаваемая потребителям, должна соответствовать ГОСТ 2874—73 «Вода питьевая».

Температура воды после подогревателей обусловливается санитарно-гигиеническими требованиями. За нижний предел принимается так называемая «температура пастеризации», равная 60°С, при которой погибает большинство болезнетворных бактерий; верхний предел ограничивается 75°С во избежание получения ожогов потребителями. Однако СНиП II-34-76 регламентируют температуру воды не после подогревателя, а в точках водоразбора:

не ниже 50°С — для систем централизованного горячего водоснабжения, присоединяемых к закрытым системам теплоснабжения;

не ниже 60°С — для систем централизованного горячего водоснабжения, присоединяемых к отрытым системам теплоснабжения, а также для систем местного (децентрализованного) горячего водоснабжения;

не выше 75°С — для всех вышерассмотренных случаев.

Нормами также ограничивается температура горячей воды; подводимой к смесителям умывальников и душей в зданиях, где размещаются учреждения социального обеспечения, общеобразовательные школы, детские дошкольные учреждения, детские дома и другие детские учреждения, а также в зданиях лечебно-профилактических учреждений. В перечисленных зданиях температура указанной воды должна приниматься по заданию на проектирование, но не выше 37°С.

В тех же случаях, когда потребителям нужна горячая вода более высокой температуры, например на предприятиях общественного питания, где для мытья жирной посуды нужна вода с температурой 75—80°С, централизованное горячее водоснабжение должно дополняться местным догревом воды: огневым или электрическим.

Указанные в СНиП II-34-76 нижние пределы температуры воды в местных системах горячего водоснабжения $t_{г.min}$, согласно пп. 5.2, 5.16 норм, относятся к наиболее удаленным от подогревательной установки водоразборным точкам и к минимальному расходу воды по подающим трубопроводам, соответствующему отсутствию водоразбора и наличию в системе только циркуляционного расхода воды. Для уменьшения расхода циркуляционной воды ее охлаждение в водоразборных стояках многоэтажных зданий принимают в 4—8°С, а в целом по системе в 6—10°С. В связи с этим температуру бытовой воды, °С, по выходе ее из подогревательных установок в первом приближении следует принимать равной

$$t_г = t_{г.min} + (5 \ldots 10).$$

При закрытых системах это составит $t^{min}_{г.закр} \approx 50+10=60$°С, при открытых системах — $t^{min}_{г.откр} \approx 60+5=65$°С.

Вопрос о необходимости предварительной обработки нагреваемой водопроводной воды во избежание образования в подогревателях и местных системах горячего водоснабжения коррозии и накипи возникает только при закрытых системах теплоснабжения, так как при открытых системах в местные системы поступает вода из тепловых сетей, уже прошедшая необходимую обработку у источника тепла. При подогреве воды в поверхностных теплообменниках СНиП II-36-73 предусматривают удовлетворение нагреваемой водой (до $t_г=75$°С) следующих требований:

Содержание растворенного кислорода, мг/л	$\leqslant 0{,}1$
» взвешенных веществ, мг/л	$\leqslant 5$
Карбонатная жесткость, мг·экв/л	$\leqslant 1{,}5$
pH	$>6{,}5$

Необходимость в обработке водопроводной воды и вид обработки (противокоррозионная, противонакипная) следует определять в зависимости от конкретных показателей ее качества на основе указаний, изложенных в прил. 2 СНиП II-34-76.

§ 19. РАЗНОВИДНОСТИ СИСТЕМ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Наиболее простыми по устройству и дешевыми по первоначальной стоимости являются *бесциркуляционные (тупиковые)* системы, состоящие только из подающих трубопроводов (рис. 4.1,*а*). Основной недостаток таких систем состоит в остывании воды в трубопроводах при перерывах в водоразборе или его малой величине. Открывая кран после перерыва в водоразборе, потребитель получает воду с пониженной температурой и начинает сливать эту воду в канализацию до появления воды с нужной ему температурой. Такие сливы при общем ухудшении обеспечения потребителя горячей водой приводят к перегрузке канализации и бесполезным потерям воды и тепла. Из-за указанных недостатков бесциркуляционные системы устраивают только в тех случаях, когда возможные сливы воды в канализацию невелики, а именно: при длительном непрерывном разборе воды (в банях, в технологических установках) и при малом протяжении сети. Во всех остальных случаях, особенно там, где требуется непрерывное обеспечение потребителей горячей водой (жилые здания, больницы, поликлиники и т. п.), устраиваются более сложные *циркуляционные системы* (рис. 4.1,*б*). В таких системах при отсут-

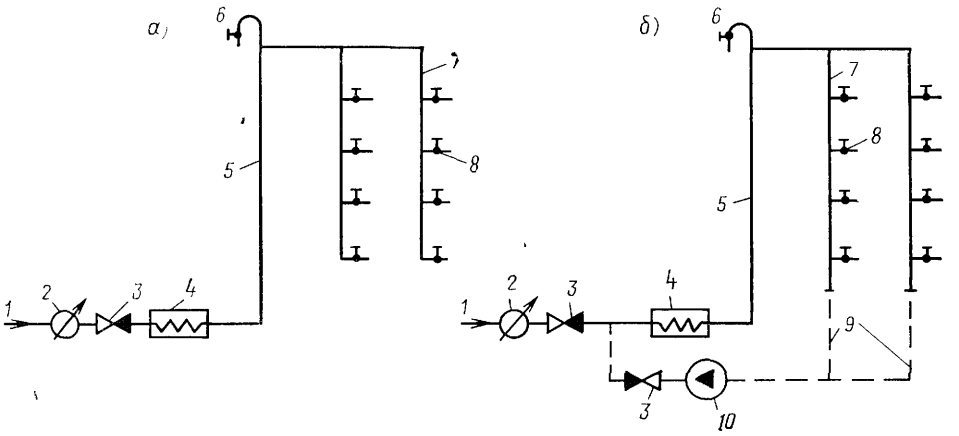


Рис. 4 1. Принципиальные схемы тупиковой (*а*) и циркуляционной (*б*) систем горячего водоснабжения

1 — водопровод, *2* — счетчик, *3* — обратный клапан, *4* — подогреватель *5* — основной стояк *6* — воздушник, *7* — водоразборные стояки; *8* — водоразборные краны *9* — циркуляционные трубопроводы, *10* — циркуляционный насос

ствии водоразбора находящаяся в трубах вода не останавливается, а непрерывно перемещается, проходя через подогреватель, чем обеспечивается заданная температура воды вблизи точек водоразбора. В зависимости от назначения систем циркуляция воды в них может осуществляться или непрерывно в течение суток, или периодически перед началом длительного водоразбора (например, в душевых с периодическим разбором воды).

В системах с поверхностными подогревателями циркуляция, как правило, обеспечивается центробежными насосами; смешение рециркуляционной воды с нагреваемой водопроводной водой осуществляется по схемам, рассмотренным в гл. 2. В отдельных случаях циркуляция воды в системах горячего водоснабжения может обеспечиваться действием гравитационных сил, что целесообразно в мелких системах или в системах многоэтажных и малопротяженных зданий (в зданиях типа «башня») при дополнительной застройке такими зданиями жилых кварталов и невозможности (или нерациональности) присоединения их систем горячего водоснабжения к существующим квартальным системам. Вопросы надлежащей организации циркуляции воды в системах горячего водоснабжения, присоединенных к открытым системам теплоснабжения, рассмотрены в § 9.

По расположению подающей (разводящей) магистрали внутри дома различают системы *с верхней* (см. рис. 4.1) *и нижней* (рис. 4.2) *разводкой*. Верхнюю разводку наиболее часто применяют при установке открытых (верхних) баков-аккумуляторов и при наличии в здании верхнего технического этажа или чердака. Циркуляционную магистраль прокладывают в этом случае в подвалах, а при их отсутствии в подпольных каналах. При наличии подвалов предпочтительнее нижняя разводка как более удобная для эксплуатационного обслуживания системы.

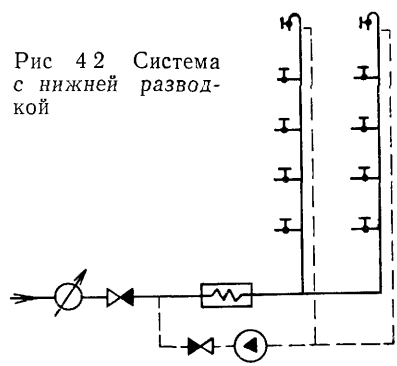


Рис 4 2 Система *с нижней разводкой*

В зданиях высотой более 50 м (свыше 16 этажей) систему горячего водоснабжения делят по вертикали на зоны

с самостоятельными разводками и отдельными стояками для каждой зоны. Это связано в основном с ограничением допускаемого давления на водоразборную и водозапорную арматуру, которая в обычном исполнении выдерживает давление до 0,6 МПа.

Согласно СНиП II-34-76, в ванных и душевых комнатах ряда зданий и помещений (жилые здания, лечебно-профилактические учреждения, дома отдыха, учреждения социального обеспечения, школы и учреждения по воспитанию детей, гостиницы) должны устанавливаться полотенцесушители, которые помимо своего прямого назначения являются еще и нагревательными приборами, обеспечивающими в этих комнатах повышенную температуру воздуха. Присоединяются полотенцесушители к циркуляционным или подающим стоякам (см. далее о водоразборных узлах). В тех случаях, когда системы не имеют циркуляционных трубопроводов, нормами допускается присоединение полотенцесушителей к системе отопления с устройством отдельной ветви и обеспечением круглогодовой циркуляции воды по этой ветви.

Подающий стояк с ответвлениями (подводками) к водоразборным приборам каждой квартиры в тупиковых системах и сочетание подающего и циркуляционного стояков, включая полотенцесушители и подводки в квартиры, в циркуляционных системах образуют *водоразборный узел*. Устройство водоразборных узлов изменялось и продолжает изменяться в связи с появлением новых конструктивных решений самих зданий, объединения в единую систему нескольких внутренних систем (квартальные системы), дальнейшей индустриализации строительства и, в частности, применения сборного домостроения с изготовлением санитарно-технических кабин на домостроительных комбинатах.

На рис. 4.3 приведены схемы водоразборных узлов с парными (подающим и циркуляционным) стояками, отличающиеся способом присоединения полотенцесушителей к стоякам. Параллельное присоединение полотенцесушителей к стоякам (рис. 4.3,*а*) сложно в монтаже и приводит к образованию множества циркуляционных колец, при котором распределить без превышения расчетный циркуляционный расход воды между отдельными приборами не удается даже при наличии перед каждым полотенцесушителем регулировочных кранов. Последовательное присоединение полотенцесушителей по схемам рис. 4.3,*б* и *в* проще для

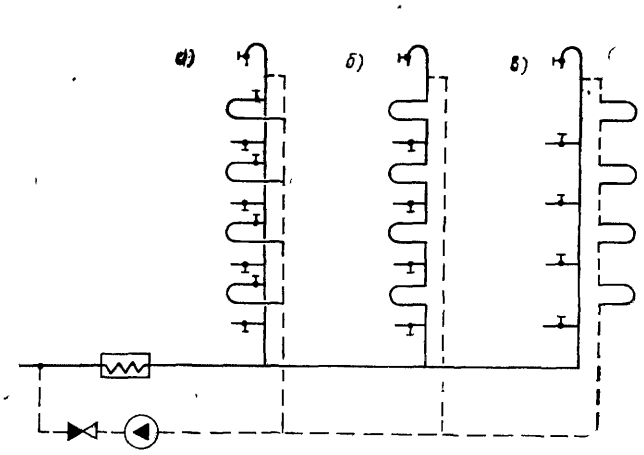


Рис. 4.3. Схемы водоразборных узлов с различным присоединением полотенцесушителей к стоякам
а — параллельное; *б* — последовательное с установкой на подающем стояке; *в* — последовательное с установкой на циркуляционном стояке

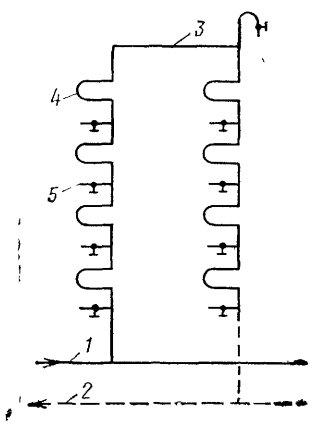


Рис. 4.4. Водоразборный узел с парнозакольцованными стояками
1, 2 — подающий и циркуляционный разводящие трубопроводы; *3* — верхняя перемычка между стояками; *4* — полотенцесушитель; *5* — подводка в квартиру

монтажа и первоначальной регулировки расхода циркуляционной воды по отдельным узлам. Схема рис. 4.3,*в* с полотенцесушителями на циркуляционном стояке экономичнее схемы рис. 4.3,*б* с полотенцесушителями на подающем стояке. При одинаковой температуре воды у основания стояков для достижения одинаковой температуры воды у верхнего прибора через узел по схеме рис. 4.3,*б* потребуется пропускать больше циркуляционной воды, так как остывание воды при прохождении ее по стояку с полотенцесушителями будет больше, чем остывание воды при прохождении ее по стояку без полотенцесушителей.

Увеличение объема нового строительства и переход к зданиям повышенной этажности вызвали появление новых, менее трудоемких решений по устройству водоразборных узлов. На рис. 4.4 приведен узел из двух закольцованных стояков, один из которых является подающим (присоединен к подающей магистрали), а другой — водоразборно-циркуляционным (присоединен к циркуляционной магистрали). Оба стояка унифицированы, т. е. собраны из труб одного диаметра. Протяженность чисто циркуляционной части второго стояка очень мала и равна участку трубы от конечного (нижнего) ответвления к прибору до циркуляционной магистрали. Унификация стояков в узле, облегчая и удешевляя монтаж, увеличивает расчетный циркуляционный расход воды в системе, что является отрицательной стороной такого способа устройства узлов. Теоретически при одинаковых по диаметрам труб узлах расход циркуляционной воды через ближайший к началу системы узел должен быть несколько меньше расхода через дальний узел, так как при одинаковых теплопотерях стояками в ближайший узел поступает менее охлажденная в разводящих трубопроводах вода. Фактически же при унифицированных узлах, т. е. узлах равного гидравлического сопротивления, через ближайший узел проходит больше циркуляционной воды, чем через дальний узел. Происходит это вследствие увеличения к началу системы разности давлений в подающей и циркуляционной магистралях. Уменьшить ненужное увеличение расхода циркуляционной воды через ближайшие к началу системы узлы, а следовательно, уменьшить и общий расчетный расход циркуляционной воды можно увеличением гидравлического сопротивления первых по ходу воды узлов. Но так как диаметры подающих (водоразборных) стояков уменьшить нельзя, ибо эти диаметры выбираются по максимальному расходу воды на водоразбор, то увеличить гидравлическое сопротивление водоразборного узла можно только или уменьшением диаметра труб чисто циркуляционного участка водоразборно-циркуляционного стояка (см. рис. 4.4), или установкой на этом участке стояка дроссельной шайбы. Как известно, минимальный диаметр выпускаемых труб равен 15 мм, а пропускное отверстие шайб, применяемых в горячем водоснабжении, не делают менее 10 мм во избежание его засорения. При указанных ограничениях оба упомянутых решения не всегда позволяют получить желаемое увеличение гидравлического сопротивления парнозакольцованных стояков в циркуляционном режиме.

В новых конструктивных решениях водоразборных узлов (рис. 4.5) повышение их гидравлического сопротивления в циркуляционном режиме достигается или кольцеванием поверху нескольких подающих стояков и превращением одного стояка из группы закольцованных стояков в циркуляционно-водоразборный стояк, или устройством для группы закольцованных стояков дополнительного чисто циркуляционного стояка. Последнее решение (рис. 4.5,*б*) позволяет наиболее просто осуществить увеличение гидравлического сопротивления узла, но при этом несколько осложняется монтаж системы, особенно при наличии стандартных санитарно-технических кабин: появляются дополнительные работы по монтажу самого стояка и пробивки для него отверстий в перекрыти-

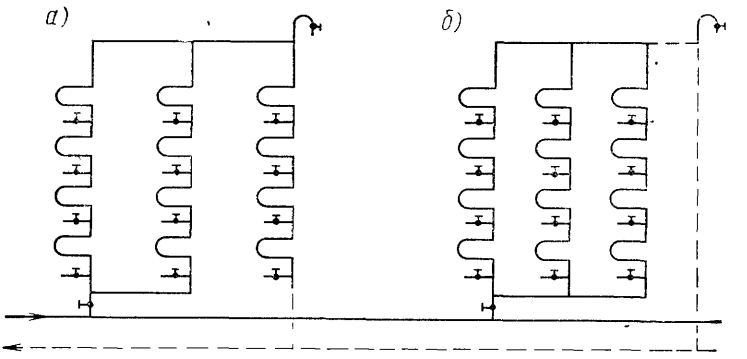


Рис. 4.5. Посекционно закольцованные стояки
а — с водоразборно-циркуляционным стояком; *б* — с дополнительным циркуляционным стояком

ях этажей. Такого рода работы отсутствуют при наличии в группе закольцованных стояков одного водоразборно-циркуляционного стояка (рис. 4.5,*а*), что делает такое решение более соответствующим индустриальному способу производства работ. Потери давления в таком узле в циркуляционном режиме увеличиваются в результате пропуска через один водоразборно-циркуляционный стояк суммарного циркуляционного расхода воды от нескольких подающих стояков и могут быть дополнительно увеличены одним из тех приемов, о которых упоминалось выше: уменьшением диаметра чисто циркуляционной части водоразборно-циркуляционного стояка или установкой на этой части стояка дроссельной шайбы.

Применяемое в последние годы кольцевание подающих стояков позволило несколько уменьшить их диаметры. Так как одновременный максимальный водоразбор из всех закольцованных стояков очень мало вероятен, то при максимальной загрузке одного из закольцованных стояков поступление в него воды может происходить не только непосредственно из подающей разводящей трубы, но и через соседние, малозагруженные в этот момент времени, стояки и верхнюю перемычку между стояками.

В закрытых системах теплоснабжения в последние 15—20 лет получили широкое распространение квартальные (микрорайонные) системы горячего водоснабжения. Причиной появления таких систем послужила несколько повышенная звукопроводность жилых зданий в первый период развития сборного домостроения, при которой оказалось невозможным размещение подогревательных установок в подвалах зданий из-за шума, создаваемого циркуляционным насосом. В результате возникли выносные подогревательные установки, размещаемые в специальных строениях и обслуживающие несколько зданий. Такие групповые подогревательные установки получили название *центральных тепловых пунктов* — ЦТП, а подогревательные установки, размещаемые в подвалах зданий (там, где это возможно) и обслуживающие только одно здание, стали называть *индивидуальными тепловыми пунктами* — ИТП. Проведенное позже технико-экономическое сопоставление ЦТП и ИТП показало известное экономическое преимущество центральных тепловых пунктов и позволило установить их оптимальную мощность, определяемую в 50—100 ГДж/ч.

Различают системы горячего водоснабжения еще и по наличию или отсутствию в них баков-аккумуляторов горячей воды. Аккумуляторы позволяют уменьшить расчетный расход тепла на приготовление бытовой воды, снижая его от максимального часового до среднечасового в течение суток. Это удешевляет не только источник тепла, но и тепловые сети между источником тепла и местом присоединения аккумулятора к тепловой сети. В закрытых системах теплоснабжения дополнительно

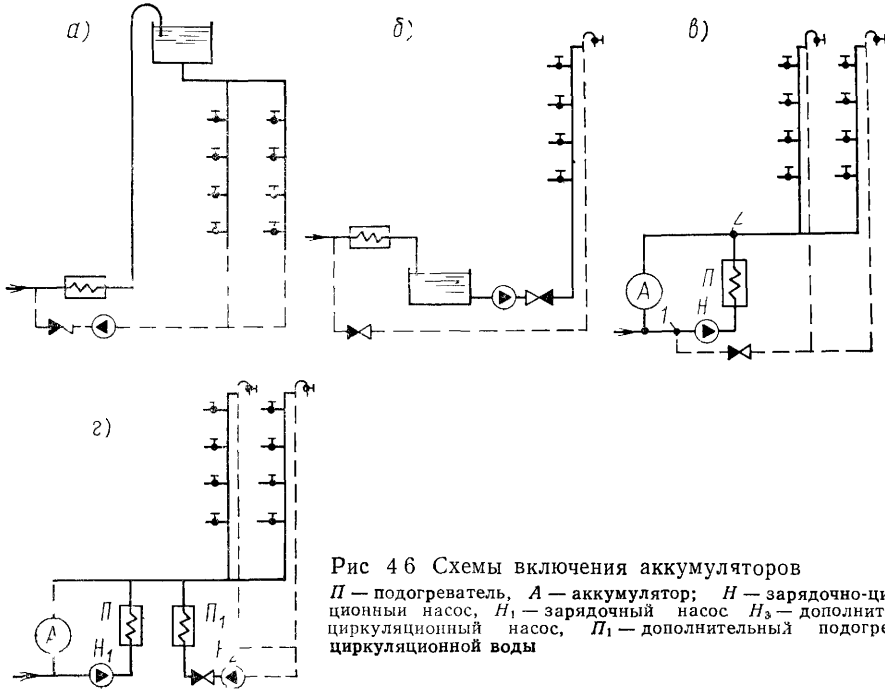


Рис 4 6 Схемы включения аккумуляторов

П — подогреватель, *А* — аккумулятор; *Н* — зарядочно-циркуляционныи насос, H_1 — зарядочный насос H_2 — дополнительный циркуляционный насос, $П_1$ — дополнительный подогреватель циркуляционной воды

уменьшается еще и поверхность нагрева подогревателей водопроводнои воды. Однако аккумуляторы требуют дополнительных затрат на их изготовление и установку, в связи с чем вопрос о целесообразности их применения должен решаться на основе результатов соответствующих технико-экономических расчетов.

В закрытых системах теплоснабжения аккумуляторы устанавливаются в ЦТП или ИТП, в открытых системах теплоснабжения — у источника тепла и у отдельных абонентов (в ИТП). В местных системах горячего водоснабжения аккумуляторы могут располагаться в верхней или нижней точке системы. По принципу аккумуляции тепла аккумуляторы могут быть с постоянной температурой и переменным объемом воды или с переменной температурой и постоянным объемом воды.

Различают аккумуляторы и по давлению находящейся в них воды: открытые — сообщающиеся с атмосферой; закрытые — находящиеся под давлением. На рис. 4.6 приведены различные схемы включения аккумуляторов в системы.

В верхнем открытом баке-аккумуляторе (рис. 4.6,*а*) при среднем водоразборе уровень воды в баке не изменяется: сколько воды уходит из бака на водоразбор и циркуляцию, столько же поступает в бак от подогревателя. При водоразборе более среднего объем воды в баке уменьшается, при водоразборе менее среднего объем воды в баке увеличивается. При отсутствии водоразбора через подогреватель и бак проходит только циркуляционный расход.

Недостаток схемы с открытым нижним баком-аккумулятором (рис. 4.6,*б*) состоит в потере давления исходной воды и необходимости установки специального насоса для подкачки воды в систему. Схема применяется при малом давлении воды перед подогревателем или при использовании термальных вод с малым давлением воды на выходе из скважины.

При низкорасположенном напорном баке (рис. 4.6,*в*) насос и диаметры труб на участке *1 — Н — П — 2* подбираются так, чтобы при среднечасовом расходе воды потери давления на этом участке, включая по-

тери давления в подогревателе, были равны разности давлений, создаваемой насосом, т. е. чтобы при среднечасовом расходе воды разность давлений в точке *2* и в точке *1* была равна нулю. Следовательно, при среднем водоразборе движение воды через аккумулятор и по циркуляционным трубопроводам отсутствует.

Допустим, что такое состояние системы наступило после периода большого водоразбора и весь объем бака-аккумулятора оказался заполненным холодной водой. Если теперь водоразбор станет меньше среднечасового, то количество воды, протекающей по участку *1— Н — П —2*, также уменьшится и станет меньше среднечасового, но больше водоразбора. При этом потери давления на участке *1— Н — П —2* станут меньше разности давлений, создаваемой насосом, и давление в точке *2* станет больше, чем давление в точке *1*; начнется движение воды и по циркуляционным трубам, и через аккумулятор. Холодная вода из нижней части аккумулятора будет уходить и смешиваться с поступающей водопроводной водой, а верхняя часть аккумулятора будет заполняться горячей водой. Так как плотность горячей воды меньше плотности холодной воды, то перемешивания воды в аккумуляторе не произойдет.

Процесс зарядки аккумулятора и циркуляция воды в системе усиливаются с уменьшением водоразбора и достигают наибольшей интенсивности при отсутствии водоразбора (например, в жилых зданиях ночью), а затем при последующем возрастании водоразбора начинают замедляться. В результате когда водоразбор снова достигает среднечасовой величины, весь аккумулятор оказывается заполненным горячей водой. При дальнейшем увеличении водоразбора расход воды на участке *1— Н — П —2* становится больше среднечасового, но меньше водоразбора, потери давления на участке *1 — Н - П — 2* начинают превышать разность давлений, создаваемую насосом, и давление в точке *2* становится меньше давления в точке *1*. В нижнюю часть аккумулятора начинает поступать холодная вода, а горячая вода из верхней части аккумулятора уходит в систему. Во избежание проникания холодной воды в циркуляционные трубопроводы (так называемого «опрокидывания» циркуляции) на циркуляционном трубопроводе устанавливается обратный клапан.

Существенным недостатком схемы, показанной на рис. 4.6,*в*, является периодическая работа циркуляции, которая осуществляется только при водоразборах меньше среднечасового.

Для более надежного обеспечения циркуляции, что является совершенно необходимым в протяженных (например, квартальных) системах, А. В. Хлудовым была предложена несколько иная схема включения нижнего аккумулятора (рис. 4.6,*г*). По этой схеме, показавшей надежную работу циркуляции на практике, предусматривается дополнительная установка самостоятельного циркуляционного насоса (кроме зарядочного) и небольшого отдельного подогревателя для подогрева циркуляционной воды. Принцип же зарядки и разрядки аккумулятора остается таким же, как и при схеме на рис. 4.6,*в*.

В небольших тупиковых системах периодического действия, например в системах душевых промышленных предприятий, применяют обычно аккумуляторы продавливания со встроенным (рис. 4.7,*а*) или выносным (рис. 4 7,*б*) подогревателем. Встроенные подогреватели имеют более развитую поверхность нагрева (по сравнению с выносными), что обусловливается малыми коэффициентами теплопередачи в них вследствие конвективного характера движения воды около поверхности нагрева. При непрерывном, но неравномерном отборе воды из аккумулятора продавливания температура выходящей из него воды неодинакова во времени, что является следствием температурного расслоения воды в объеме аккумулятора, которое происходит, когда количество отобранно-

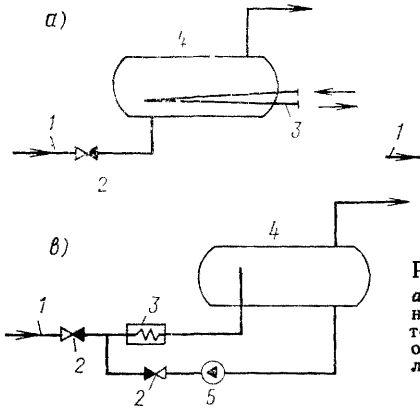


Рис. 4.7. Аккумуляторы продавливания
а — со встроенным подогревателем; *б* — с выносным подогревателем; *в* — с выносным подогревателем и зарядочным насосом; *1*—водопровод, *2*—обратный клапан; *3* — подогреватель; *4* — аккумулятор; *5* — насос

го из аккумулятора тепла превышает теплопроизводительность подогревателя и на место ушедшей из аккумулятора горячей воды в него входит вода с пониженной температурой. При периодическом расходе горячей воды (например, при работе душевых между сменами) более целесообразны аккумуляторы со встроенными подогревателями, в которых вода благодаря конвективным токам перемешивается и приобретает нужную температуру за время отсутствия водоразбора. Для тех же целей при аккумуляторах с выносным подогревателем требуется небольшой зарядочный насос (рис. 4.7,*в*).

§ 20. ЭЛЕМЕНТЫ ОБОРУДОВАНИЯ СИСТЕМ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Во избежание быстрого разрушения от коррозии системы горячего водоснабжения собираются из оцинкованных труб (ГОСТ 3262—75 и ГОСТ 8734—75). При диаметрах труб более 150 мм нормами допускается применение неоцинкованных черных труб. Соединяются трубы на резьбе или на сварке в газообразной двуокиси углерода. Для компенсации тепловых удлинений используются естественные повороты труб или специальные компенсаторы. Применяется арматура обычного общепромышленного назначения, рассчитанная на рабочее давление до 0,6 МПа. Запорную арматуру устанавливают на ответвлениях к отдельным зданиям и сооружениям, на ответвлениях к секционным узлам и на ответвлениях от стояков в каждую квартиру. Для ремонта отдельных стояков в их верхних и нижних точках устанавливаются запорная арматура и тройники с пробками для спуска из стояков воды и впуска в них воздуха. Тройники с пробками могут отсутствовать, если вверху и внизу стояка имеются подводки к водоразборным приборам. Уклон разводящих труб не менее 0,002. Все трубопроводы системы горячего водоснабжения, за исключением квартирных подводок и полотенцесушителей, покрывают изоляцией, толщина и качество которой должны обеспечивать нормированную величину потерь тепла.

Для учета израсходованной воды в системах горячего водоснабжения устанавливают счетчики: при закрытых системах теплоснабжения — на водопроводе до подогревателя, при открытых системах теплоснабжения — после смесителя на трубопроводе горячей воды. Типы и номенклатура счетчиков приведены в справочной литературе. Методика подбора счетчиков рассматривается в курсе холодного водоснабжения и в СНиП II-30-76.

Исходными данными для определения необходимой емкости аккумулятора служат графики расхода тепла (или воды) по часам суток в дни наибольшего водопотребления (рис. 4.8). В случае если для данного

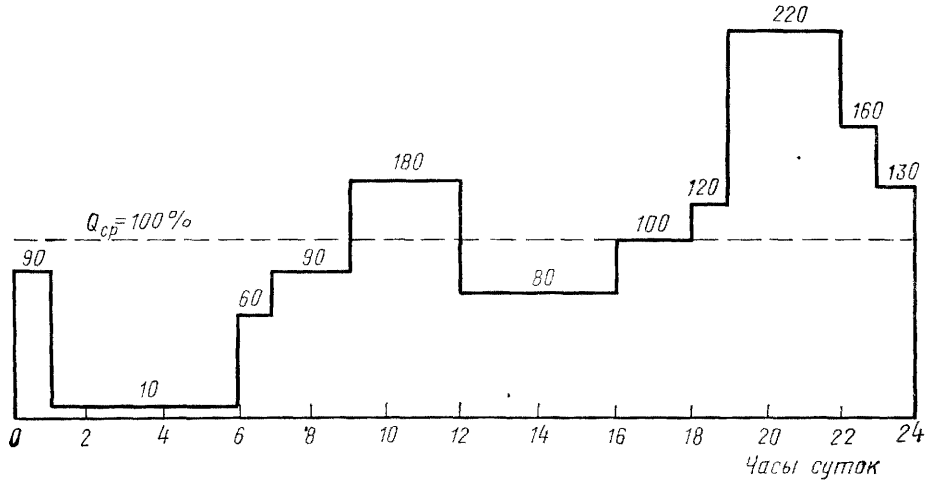


Рис. 4 8. Безразмерный суточный график потребления тепла

объекта неизвестен конкретный суточный график расхода тепла, то используют типовые безразмерные графики (в процентах), составленные для данной категории потребителей. Переход от безразмерного графика к конкретному графику теплопотребления для данного абонента происходит через среднечасовой расход тепла у абонента в нерабочие дни, который соответствует 100% в безразмерном графике.

Зная суточный график потребления тепла, выбирают режим подачи тепла на приготовление бытовой воды. Если подача тепла будет точно следовать его потреблению, то необходимая емкость аккумулятора будет равна нулю, а затраты на подачу тепла к абоненту и нагрев бытовой воды (при закрытых системах теплоснабжения) будут наибольшими. Если же будет принят другой крайний вариант с равномерной подачей тепла к абоненту в течение суток, то необходимая емкость аккумулятора будет наибольшей и сам аккумулятор наиболее дорогим, но зато все устройства по подаче тепла к абоненту и подогреву воды будут наиболее дешевыми. Возможны и промежуточные варианты с изменением 1—2 раза в сутки необходимой интенсивности подачи тепла. Наиболее правильно этот вопрос может быть решен только соответствующими технико-экономическими расчетами. Так как такого рода расчеты весьма сложны, то на практике при выборе необходимой емкости аккумулятора задаются равномерной подачей тепла к абоненту в течение суток. Выбрав режим подачи тепла, строят «интегральные» графики израсходованного и поданного тепла в течение суток (рис. 4.9). Отрезки ординат между линией подачи *1* и линией потребления *2* выражают в соответствующем масштабе тепло, запасенное в аккумуляторе к тому или иному часу суток. Наибольший из этих отрезков определяет максимальное количество тепла, которое должно быть запасено в аккумуляторе. Линия подачи тепла на графике нигде не может проходить ниже линии потребления, так как это означало бы, что потребитель израсходовал к этому моменту времени больше тепла, чем его было подано, что противоречит физическому смыслу. Если при первоначальном построении линии подачи она пройдет ниже линии потребления, тогда ее поднимают параллельно вверх, чтобы она только соприкасалась в одной или нескольких точках с линией потребления. Если в конце суток между линией подачи и линией потребления образуется отрезок ординаты, то такой же отрезок ординаты, выражающий количество тепла, оставшееся в аккумуляторе к концу суток, должен быть перенесен к началу постро-

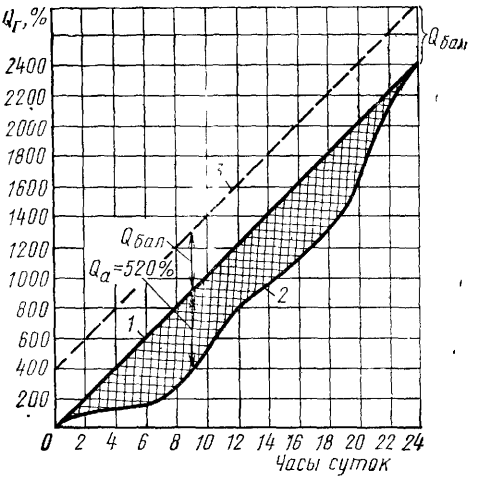


Рис 4.9. Интегральный график потребления и подачи тепла

ения линии подачи тепла. За начало построения линии потребления в принципе может быть принят любой час суток.

Изложенный способ определения расчетного запаса тепла в аккумуляторе пригоден только для аккумуляторов с переменным объемом и постоянной температурой воды, к которым относятся открытые баки и низкорасположенные напорные баки с зарядочным насосом. При открытых баках нулевой запас тепла соответствует нулевому объему воды, при низкорасположенных напорных баках — *полному* заполнению их холодной водой. Необходимый объем таких аккумуляторов $V_а$, л, находится по формуле

$$V_а = \frac{Q_а}{(t_г - t_х)\ c}, \qquad (4.1)$$

где $Q_а$ — расчетный запас тепла в аккумуляторе, кДж; $t_г$, $t_х$ — температура горячей и холодной воды, °С; c — удельная теплоемкость воды, 4,19 кДж/(кг·°С).

Полученный по формуле (4.1) объем аккумулятора на практике полезно увеличивать на 10—15% (увеличением высоты) на случай превышения фактического суточного расхода воды над нормативным.

В аккумуляторах продавливания без зарядочных насосов при непрерывном расходе воды возможно образование нескольких слоев воды с различной температурой, в связи с чем методика определения их объема несколько отличается от изложенной. Вначале, как и в описанном ранее случае, на интегральном графике строят линию потребления и линию подачи тепла и находят наибольший отрезок между этими линиями, выражающий в принятом масштабе количество тепла, подлежащее аккумуляции, $Q_а$. Затем задаются максимальной и минимальной температурами воды, выходящей из аккумулятора t_{max} и t_{min}. Так как, с одной стороны, в точке соприкосновения линии подачи и потребления *полезный запас тепла равен нулю*, а с другой стороны, согласно принятому условию, температура воды в аккумуляторе не может быть менее t_{min}, то бесполезное, балластное количество тепла в аккумуляторе $Q_{бал}$ составит:

$$Q_{бал} = V_а\ (t_{min} - t_х)\ c,$$

где $V_а$ — объем аккумулятора, л; $t_х$ — температура водопроводной воды, °С; c — удельная теплоемкость воды, равная 4,19 кДж/(кг·°С).

Отложив от точки соприкосновения линий подачи и потребления тепла отрезок ординаты, соответствующий балластному количеству тепла, и проведя через верхний конец этого отрезка линию *3*, параллельную первоначально намеченной линии подачи, мы получим действительную линию подачи тепла. Наибольший отрезок ординаты между действительной линией подачи и линией потребления соответствует наибольшему запасу тепла в аккумуляторе Q_{max} при температуре содержащейся в нем воды, равной t_{max}. Из графика видно, что

$$Q_{max} = Q_{бал} + Q_а.$$

Развернув это выражение, получим:

$$V_а\ (t_{max} - t_х)\ c = V_а\ (t_{min} - t_х)\ c + Q_а,$$

откуда искомый объем аккумулятора:

$$V_a = \frac{Q_a}{(t_{max} - t_{min})\, c}. \qquad (4.2)$$

Для аккумуляторов со встроенным змеевиком этот объем должен быть увеличен на 20—25%, так как некоторая часть объема аккумулятора ниже змеевика всегда остается заполненной холодной водой.

§ 21. РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ И ПОДБОР ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА

По исходным данным о типе, числе и расположении в здании (зданиях) водоразборных приборов и на основании принятых по проектируемой системе горячего водоснабжения решений составляют расчетную (в аксонометрии) схему трубопроводов системы.

На рис. 4.10 приведена несколько упрощенная схема трубопроводов четырехсекционного пятиэтажного жилого здания, оборудованного типовыми санитарно-техническими кабинами (рис. 4.11). Система имеет нижнюю разводку и закольцованные наверху водоразборные стояки. Детальная схема стояка с полотенцесушителями и отводками в квартиры показана также на рис. 4.10. Каждая группа закольцованных посекционно подающих стояков имеет один общий циркуляционный стояк, прокладываемый дополнительно в трубопроводной шахте одной из санитарно-технических кабин.

Гидравлический расчет системы выполняют с целью определения

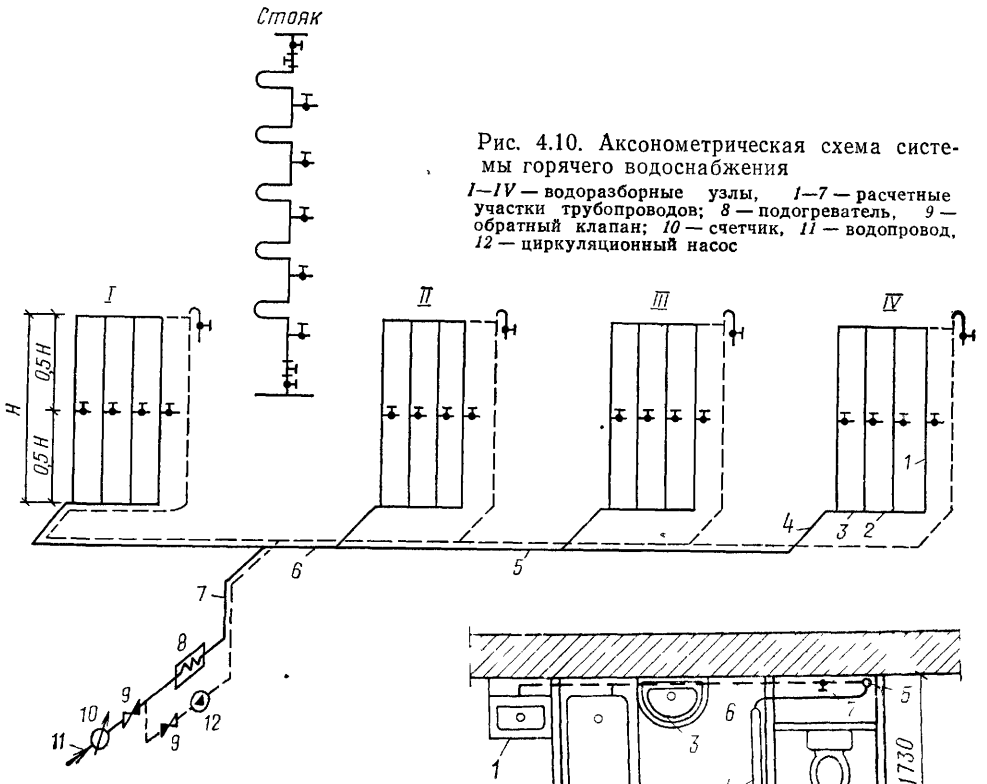


Рис. 4.10. Аксонометрическая схема системы горячего водоснабжения

I—IV — водоразборные узлы, *1—7* — расчетные участки трубопроводов; *8* — подогреватель, *9* — обратный клапан; *10* — счетчик, *11* — водопровод, *12* — циркуляционный насос

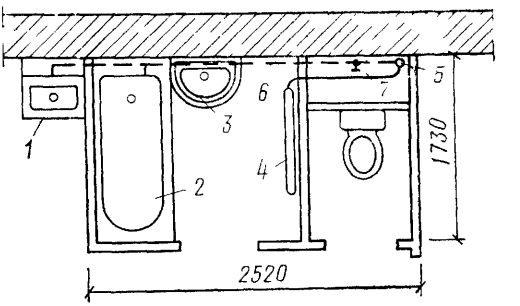


Рис. 4.11. Санитарно-техническая кабина

1 — мойка; *2* — ванна; *3* — умывальник, *4* — полотенцесушитель, *5* — водоразборный стояк, *6* — подводка к приборам; *7* — вентиль

диаметров трубопроводов, необходимого давления в водопроводе и исходных данных для подбора циркуляционного насоса.

Для определения диаметров подающих трубопроводов производят нумерацию их отдельных участков и указывают их длины. Расчетные секундные расходы воды на отдельных участках сети определяют предварительно при отсутствии в системе циркуляции, т. е. при неработающем циркуляционном насосе по формулам и таблицам, приведенным в СНиП II-34-76. Эти формулы и таблицы получены в результате проведенных за последние годы экспериментальных и теоретических исследований систем горячего водоснабжения и учитывают не только число и технические характеристики водоразборных приборов, но и условия их эксплуатации: режим водопотребления, численность потребителей и т. п.

Расчетный секундный расход воды на участке сети g_p, л/с, определяется по формуле

$$g_p = g_0 m, \qquad (4.3)$$

где g_0 — секундный расход воды прибором, л/с, определяемый по прил. 3 СНиП II 34-76, m — расчетное число одновременно действующих приборов [$m = 5\alpha$, где α — величина, входящая в формулу (1) СНиП II-34-76] из N приборов, обслуживаемых данным участком сети трубопроводов

При известном расходе воды диаметр трубопровода на участке подбирают по допускаемой (из условия отсутствия шумообразования) скорости движения воды, которую в разводящих трубах принимают не более 1,5 м/с, в подводках к приборам — не более 2,5 м/с.

При закрытых системах теплоснабжения и отсутствии противонакипной обработки нагреваемой воды скорость движения воды в трубах определяют с учетом образования накипи на внутренних стенках труб. Если принять уменьшение диаметров труб по этой причине по прил. 8 СНиП II-34-76, то для получения фактических скоростей движения воды в трубах нужно приведенные в таблицах для расчета труб скорости умножить на коэффициент скорости K_w, значения которого даны в табл. 4.1. Для систем горячего водоснабжения, присоединяемых к открытым системам теплоснабжения или имеющих специальную обработку исходной воды, коэффициент скорости $K_w = 1$.

ТАБЛИЦА 4.1. ЗНАЧЕНИЯ КОРРЕКТИРУЮЩИХ КОЭФФИЦИЕНТОВ K_w И K_r ПО ДАННЫМ СНиП II-34-76

Диаметр трубы, мм		Уменьшение диаметра трубы вследствие зарастания накипью $\Delta d_{вн}$, мм, по СНиП II-34-76	K_w	K_R	Диаметр трубы, мм		Уменьшение диаметра трубы вследствие зарастания накипью $\Delta d_{вн}$, мм, по СНиП II-34-76	K_w	K_R
номинальный	внутренний $d_{вн}$				номинальный	внутренний $d_{вн}$			
15	15,7	3,6	1,68	3,87	70	69	4,6	1,15	1,44
20	21,2	3,8	1,48	2,77	80	82	4,8	1,13	1,37
25	27,1	4	1,38	2,34	100	100	5	1,11	1,3
32	35,9	4,2	1,28	1,93	125	125	5,2	1,09	1,28
40	41	4,3	1,26	1,79	150	150	5,4	1,08	1,23
50	53	4,5	1,2	1,61					

При наличии в системе нескольких закольцованных водоразборных стояков (обычно в пределах одной секции здания) расчетный расход воды определяют сразу на весь узел (участок *IV* на схеме рис. 4.10), а затем этот расход делят на число стояков. По полученному значению расчетного расхода воды на один стояк и подбирают его диаметр.

Потери давления на отдельных участках сети Δp, Па, определяют по формуле

$$\Delta p = R l (1 + K_м), \qquad (4.4)$$

где R — удельные потери давления на 1 м длины трубопровода, Па/м; l — длина участка, м; $K_м$ — коэффициент, учитывающий дополнительные потери давления в местных сопротивлениях, значения которого для различных категорий трубопроводов даны в пояснениях к формуле (8) СНиП II-34-76.

При зарастании труб накипью удельные потери давления R находят по формуле

$$R = R_0 K_R, \tag{4.5}$$

где R_0 — удельные потери давления в чистых трубах, Па/м; K_R — коэффициент, учитывающий увеличение потерь давления при зарастании труб накипью, определяемый по выражению:

$$K_R = \left(\frac{d_{вн}}{d_{вн} - \Delta d_{вн}} \right)^{5,25}, \tag{4.6}$$

где $d_{вн}$ — внутренний диаметр чистой трубы, мм; $\Delta d_{вн}$ — уменьшение диаметра труб при образовании накипи, мм.

Значения коэффициента K_R при величине $\Delta d_{вн}$, приведенной в СНиП II-34-76, также даны в табл. 4.1. Следует иметь в виду, что значения $\Delta d_{вн}$, указанные в СНиП II-34-76, даны на основе опыта эксплуатации систем горячего водоснабжения г. Москвы. Для иных районов страны значения $\Delta d_{вн}$ должны устанавливаться на основе опытных данных по накипеобразующим свойствам местной водопроводной воды.

Гидравлический расчет системы ведут сначала по наиболее длинной ветви системы с наиболее высокорасположенным прибором. Затем рассчитывают ответвления исходя из давления в точке их присоединения к магистрали. Невязка потерь давления по ответвлениям и соответствующим частям основной ветви не должна превышать 10%.

При определении потерь давления в отдельном закольцованном стояке одного диаметра принимают, что весь водоразбор стояка сосредоточен в одной точке, расположенной посередине высоты стояка.

Задачи, возникающие при гидравлическом расчете циркуляционных трубопроводов системы в режиме «чистой» циркуляции, т. е. при отсутствии водоразбора, и методы решения этих задач могут быть различны в зависимости от конструктивных особенностей водоразборных узлов.

При водоразборных узлах, собираемых на базе стандартных санитарно-технических кабин с одинаковыми диаметрами закольцованных поверху подающих стояков и одинаковых диаметрах единых на каждый узел циркуляционных стояков (см. рис. 4.10), необходимо решение комплексной задачи по совместному определению диаметров циркуляционной магистрали и расходов воды как по отдельным циркуляционным стоякам, так и по системе в целом. Решение этой задачи требует учета противоречивых факторов. Чем меньше потери давления в циркуляционной магистрали, тем меньше увеличение расчетных расходов циркуляционной воды как через ближайшие к началу системы узлы, так и по всей системе в целом, и тем меньше расход электроэнергии, затрачиваемой циркуляционным насосом. Но снижение потерь давления в циркуляционной магистрали требует увеличения диаметров труб, т. е. увеличения начальных капитальных затрат по устройству системы. Надлежащее решение данной задачи возможно только на основании соответствующих технико-экономических расчетов.

При водоразборных же узлах со сборкой циркуляционных стояков из труб разного диаметра (или труб одного диаметра, но с установкой на стояках дросселирующих устройств) определение диаметров циркуляционных трубопроводов несколько упрощается. При таких узлах как общий расчетный расход циркуляционной воды в системе, так и расходы этой воды через отдельные узлы находятся независимо от принимаемых позднее диаметров циркуляционных труб по поте-

рям тепла подающими трубопроводами, диаметры которых уже известны. В этом случае задача расчета состоит только в определении диаметров труб циркуляционной магистрали и определении диаметров труб отдельных циркуляционных стояков или, при одинаковых диаметрах этих стояков, определении диаметров отверстий дросселирующих диафрагм.

Количество воды, которое теоретически должно циркулировать в системе горячего водоснабжения при отсутствии водоразбора, зависит от потерь тепла подающими трубопроводами и допустимого остывания воды при ее движении от подогревателя до наиболее удаленной водоразборной точки.

Для системы горячего водоснабжения, смонтированной из циркуляционных стояков различных диаметров, требуемый циркуляционный расход воды для всей системы $G_ц$, л/ч, определяется по выражению

$$G_ц = \frac{Q_{т.п}}{\Delta t_{доп}\, c}, \qquad (4.7)$$

где $Q_{т\,п}$ — потери тепла всеми подающими трубопроводами, включая полотенцесушители, если они присоединены к подающим стоякам, кДж/ч; $\Delta t_{доп}$ — допустимое остывание воды во всех подающих трубопроводах (магистральных и стояках), принимаемое равным 5—15°С; c — теплоемкость воды, равная 4,19 кДж/(кг·°С)

Суммарные теплопотери всех подающих трубопроводов системы определяются по формуле

$$Q_{т\,п} = K \pi \Sigma d_н l\ (t_{в\,ср} - t_{окр}), \qquad (4.8)$$

где K — коэффициент теплопередачи изолированного трубопровода, кДж/(ч·м²·°С) [при отсутствии тепловой изоляции вместо коэффициента теплопередачи K принимается значение коэффициента теплоотдачи $\alpha_н$ от поверхности трубы к окружающему воздуху, кДж/(ч·м²·°С)], $d_н$ — наружный диаметр трубопровода, м; l — длина трубопровода, м, $t_{в\,ср}$ — средняя температура воды в системе горячего водоснабжения, °С, равная

$$t_{в.ср} = (t_н + t_к)/2$$

(здесь $t_н$ — температура воды на выходе из водоподогревателя, °С, $t_к$ — то же, в наиболее удаленной вооразборной точке, °С); $t_{окр}$ — температура воздуха, окружающего подающий трубопровод, °С.

Температуру окружающей среды $t_{окр}$ при прокладке трубопроводов в бороздах, вертикальных каналах, коммуникационных шахтах и шахтах санитарно-технических кабин следует принимать равной 23°С, в ванных комнатах — равной 25°С, в кухнях и туалетных комнатах жилых зданий, общежитий и гостиниц — равной 21°С.

В системе с циркуляционными стояками с разным гидравлическим сопротивлением расходы воды распределяются по отдельным участкам пропорционально теплопотерям трубопроводов соответствующих циркуляционных колец.

На рис. 4.12 представлена схема системы горячего водоснабжения с циркуляционными кольцами, для которых предварительно определены диаметры подающих трубопроводов по изложенной ранее методике.

Циркуляционные расходы на отдельных участках будут следующими:

на участке *1*

$$G_1 = \frac{Q_{т.п}}{\Delta t_д\, c};$$

на участке *2*

$$G_2 = G_1 \frac{Q_2}{Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6};$$

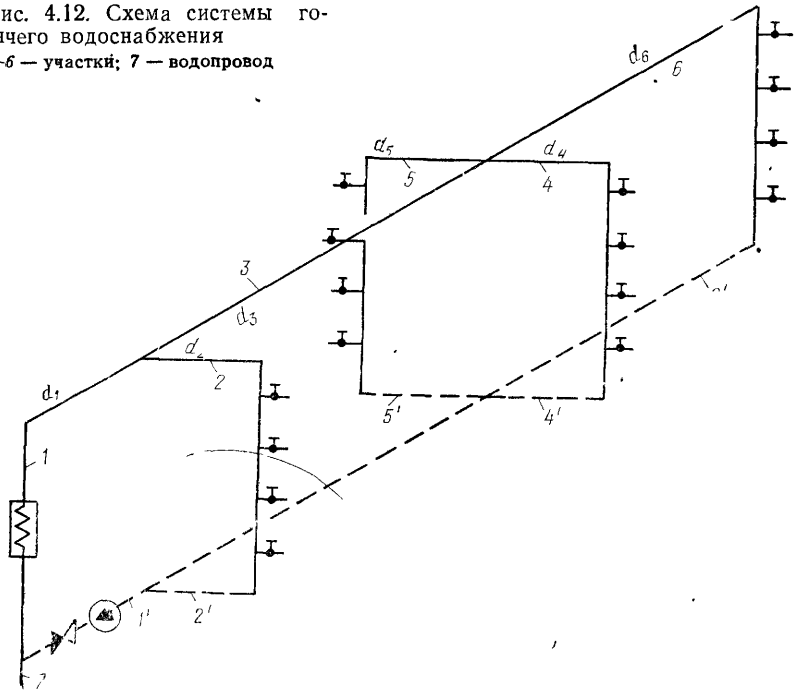


Рис. 4.12. Схема системы горячего водоснабжения
1—6 — участки; *7* — водопровод

на участке *3*

$$G_3 = G_1 - G_2;$$

на участке *4*

$$G_4 = G_3 \frac{Q_4}{Q_4 + Q_5 + Q_6};$$

на участке *5*

$$G_5 = G_3 \frac{Q_5}{Q_4 + Q_5 + Q_6};$$

на участке *6*

$$G_6 = G_3 - (G_4 + G_5).$$

Здесь Q_1, Q_2, ..., Q_6 — теплопотери соответствующих участков подающих трубопроводов, кДж/ч.

При указанном распределении циркуляционных расходов по отдельным участкам температура горячей воды во всех водоразборных стояках будет одинакова и равна

$$t_к = t_н - \Delta t_{доп}.$$

Диаметры наиболее удаленного от теплового пункта циркуляционного стояка и диаметры сборного циркуляционного трубопровода следует определять по допускаемой скорости.

Для циркуляционного трубопровода проводится гидравлический расчет и определяются давления в точках присоединения циркуляционных стояков.

Далее определяются потери давления в подающих трубопроводах при циркуляционном расходе. Диаметры всех циркуляционных стояков, за исключением наиболее удаленного, определяются по фактической разности давлений в точках присоединения циркуляционного стояка к подающему стояку и к сборному циркуляционному трубопроводу в режиме циркуляции, т. е. при отсутствии водоразбора. В этом случае

ориентировочные удельные потери давления на трение R, Па/м, определяются по формуле

$$R = \frac{\Delta p_{\text{узла}}}{l\,(1 + K_{\text{м}})}, \qquad (4.9)$$

где $\Delta p_{\text{узла}}$ — разность давлений в точках присоединения циркуляционного стояка к подающему стояку и к сборному циркуляционному трубопроводу, Па; l — длина циркуляционного стояка, м.

Допустимая невязка потерь давления между отдельными кольцами 10%, при большем значении невязки на циркуляционных стояках следует устанавливать диафрагмы для увеличения их гидравлического сопротивления.

Для систем горячего водоснабжения, смонтированных из стандартных санитарно-технических кабин (см. рис. 4.11) циркуляционный расход определяется сначала для одного наиболее удаленного от насоса циркуляционно-водоразборного узла по выражению (4.7). При этом $Q_{\text{т.п}}$ — потери тепла подающими стояками и трубами одного узла; $\Delta t_{\text{доп}}$ — допустимое остывание горячей воды в пределах наиболее удаленного узла (от точки присоединения подающего стояка к распределительному подающему трубопроводу до наиболее удаленной водоразборной точки).

Если для системы горячего водоснабжения в целом $\Delta t_{\text{доп}}$ принять равным 10°С, то для одного узла $\Delta t_{\text{доп}}$ рекомендуется принимать равным 8°С.

Циркуляционные расходы через все прочие узлы будут больше, чем через наиболее удаленный узел. Это происходит из-за того, что диаметры труб всех узлов одинаковы, а разность давлений $\Delta p_{\text{узла}}$ в точках присоединения узлов тем больше, чем ближе расположены эти точки к циркуляционному насосу.

Определение расходов и диаметров на отдельных участках сборного циркуляционного трубопровода следует производить следующим образом. Чтобы максимально уменьшить разницу в величинах $\Delta p_{\text{узла}}$ для узлов, присоединенных на разном удалении от циркуляционного насоса, при гидравлическом расчете циркуляционных трубопроводов следует принимать достаточно большие потери давления в циркуляционных стояках узлов и небольшие потери давления в сборном циркуляционном трубопроводе. Целесообразно принимать потери давления в наиболее удаленном циркуляционном узле $\Delta p_{\text{узла}} = 0{,}02...0{,}04$ МПа, а потери давления в циркуляционном трубопроводе на участках от наиболее удаленного до наиболее близко расположенного узла $\Delta p_{\text{ц.тр}}$ равными 50—100% потерь в наиболее удаленном узле, т. е.

$$\Delta p_{\text{ц.тр}} = (0{,}5 - 1{,}0)\ \Delta p_{\text{узла}}.$$

Если для наиболее удаленного циркуляционного узла разность давлений в точках присоединения его к подающему и циркуляционному трубопроводам принята равной $\Delta p_{\text{узла}}$, то для циркуляционного узла, расположенного ближе к циркуляционному насосу, эта разность будет больше на величину Δp, т. е. будет равна $\Delta p_{\text{узла}} + \Delta p$. Вследствие этого циркуляционный расход воды через второй узел будет больше, чем через первый, и больше, чем требуемый из расчета теплопотерь подающими трубопроводами.

На рис. 4.13 приведена упрощенная схема системы горячего водоснабжения с циркуляционным трубопроводом и соответствующий ей график давлений в подающем и циркуляционном трубопроводах.

Расход воды через узел *II*, расположенный ближе к циркуляционному насосу, чем узел *I*, определяется по выражению

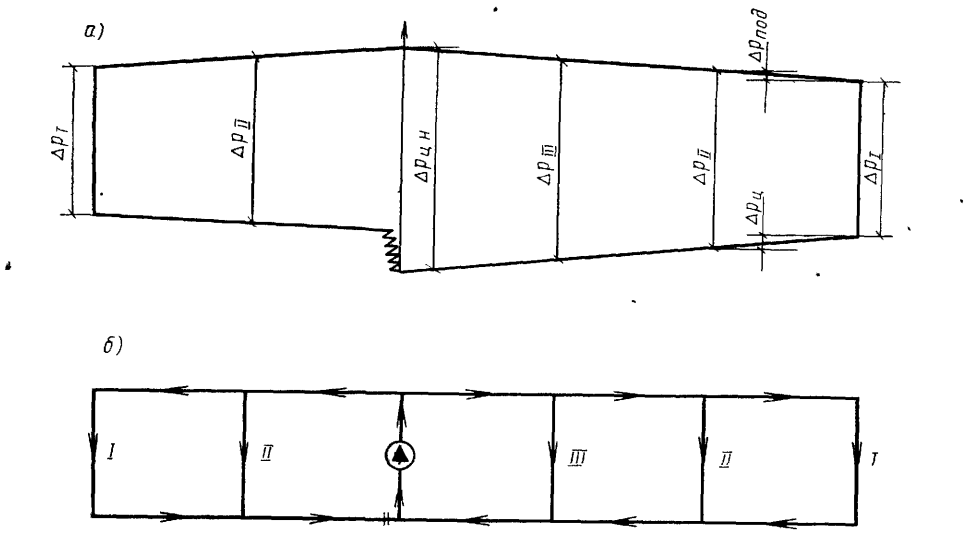


Рис. 4 13 График давлений (*а*) в системе горячего водоснабжения с применением санитарно-технических кабин (*б*) (в циркуляционном режиме)

$$G_{II} = G_{I} \sqrt{\frac{\Delta p_{I} + \Delta p}{\Delta p_{I}}}, \qquad (4.10)$$

где G_{I} — расход воды через наиболее удаленный от насоса узел (*I*), соответствующий теплопотерям стандартного водоразборно-циркуляционного узла, кг/с; $\Delta p = \Delta p_{под} + \Delta p_{ц}$ — увеличение разности давлений для циркуляционного узла, расположенного ближе к насосу (*II* узла), чем узел *I*.

Увеличение разности давлений в точках присоединения узла *II* наблюдается как со стороны подающего, так и со стороны циркуляционного трубопроводов, но ввиду незначительного приращения разности давления со стороны подающего трубопровода при расчете систем небольшой протяженности можно пренебречь этим приращением и учитывать увеличение Δp только со стороны циркуляционного трубопровода, т. е.

$$\Delta p = R_{ц}\, l_{I-II}\, (1 + K_{м}),$$

где $R_{ц}$ — удельные потери давления на трение в сборном циркуляционном трубопроводе, Па/м; l_{I-II} — длина участка циркуляционного трубопровода между *I* и *II* узлами, м.

Для *n*-го циркуляционного узла, ближе расположенного к насосу, циркуляционный расход определяется аналогично.

Чем больше протяженность системы горячего водоснабжения, тем больше различаются значения Δp для ближнего и дальнего узлов, тем больший дополнительный расход воды циркулирует через ближние стояки, тем больше должна быть подача циркуляционного насоса.

Согласно СНиП II-34-76, общий циркуляционный расход воды $G_{ц\,общ}$, л/ч, в этом случае не должен быть более чем на 30% больше расхода воды, определяемого по формуле

$$G_{ц.общ} = n\, G_{ц.дальн}, \qquad (4.11)$$

где n — число водоразборно-циркуляционных узлов; $G_{ц\,дальн}$ — циркуляционный расход воды через дальний узел, л/ч.

В противном случае необходимо увеличивать диаметр циркуляционного трубопровода.

В рассматриваемой системе горячего водоснабжения с одинаковыми диаметрами стояков минимальная температура воды будет в дальней водоразборной точке наиболее удаленного от насоса узла. Во всех прочих водоразборных точках температура горячей воды будет выше минимальной.

В тех случаях, когда от теплового пункта отходят две или несколько ветвей различной протяженности, для более короткой ветви следует предусматривать установку диафрагмы на циркуляционном трубопроводе для уменьшения разности давлений отдельных узлов (см. рис. 4.13).

Для подбора циркуляционного насоса и окончательного определения диаметров распределительных подающих трубопроводов рассмотрим предварительно три основные разновидности гидравлического режима системы: 1) режим «чистой» циркуляции, когда водоразбор в системе полностью отсутствует и движение воды происходит только под действием циркуляционного насоса; 2) смешанный режим, когда циркуляция воды в системе сочетается с некоторой величиной водоразбора; 3) режим «чистого» водоразбора, при котором нет циркуляции воды по замкнутому контуру, т. е. нет возврата воды к нагревательной установке.

Для рассмотрения основных особенностей указанных режимов

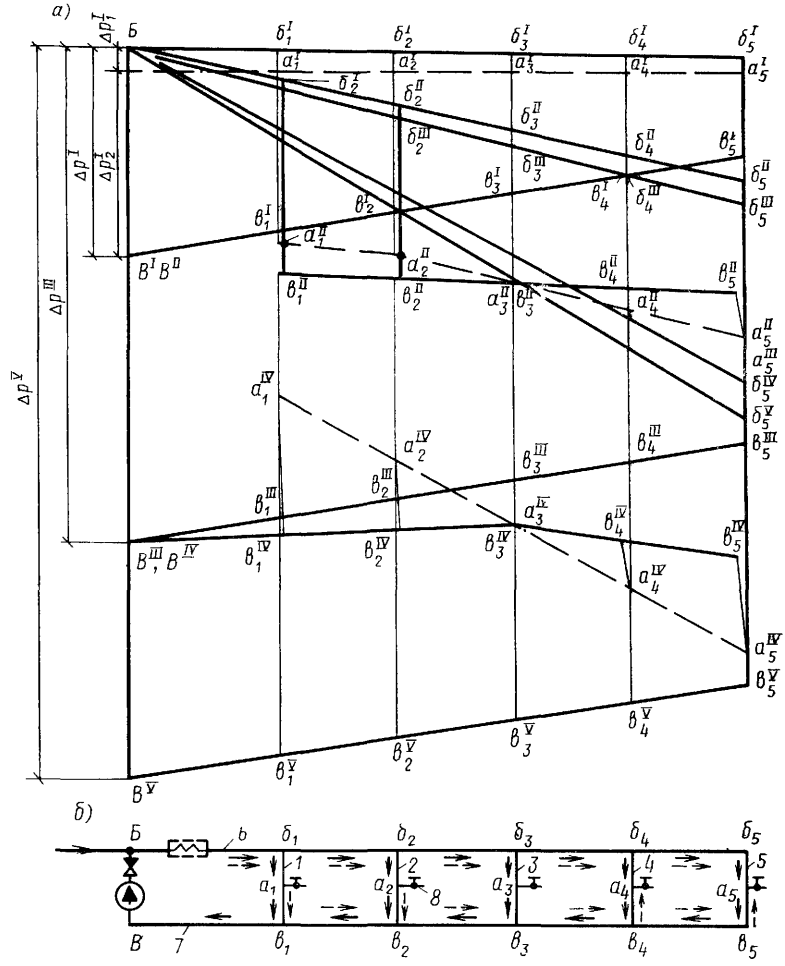


Рис. 4.14. График давлений (*а*) при разных циркуляционных насосах в системе горячего водоснабжения (*б*)

возьмем за основу элементарную горизонтальную систему (рис. 4.14,*б*), в которой перемычки *1* — *5* между подающим *6* и обратным *7* трубопроводами имитируют водоразборно-циркуляционные узлы (стояки) с водоразборными кранами *8*. На рис. 4.14, *а* приведен график давлений, соответствующий различным гидравлическим режимам системы. Для упрощения анализа режимов системы потери давления в подогревателе приняты равными нулю.

Предположим, что диаметры всех трубопроводов уже определены и подобраны так, что в режиме чистой циркуляции через водоразборные узлы проходит одинаковое количество воды, а давление в водопроводе соответствует точке *Б* на графике давлений. В этом режиме направления потоков воды в системе будут такими, как это показано на схеме рис. 4.14, *б* сплошными стрелками, а давления такими, как это показано на графике давлений линиями $Б - б_5^{\text{I}}$,—$в_5^{\text{I}} - B^{\text{I}}$. В этом случае на рис. 4.14, *а* Δp_1^{I} — потери давления в подающем трубопроводе и подающей части дальнего стояка *5*; Δp_2^{I} — потери давления в циркуляционной части стояка *5* и циркуляционной магистрали; $\Delta p^{\text{I}} = \Delta p_1^{\text{I}} + \Delta p_2^{\text{I}}$ — разность давлений, которую должен создавать циркуляционный насос для обеспечения данного гидравлического режима системы; точками $а_1^{\text{I}}$, $а_2^{\text{I}}$,..., $а_5^{\text{I}}$ помечены давления у водоразборных кранов; точками $б_1^{\text{I}}$, $б_2^{\text{I}}$,..., $б_5^{\text{I}}$ — давления в начале водоразборных стояков; точками $в_1^{\text{I}}$, $в_2^{\text{I}}$,..., $в_5^{\text{I}}$ — давления у основания циркуляционных стояков; точкой B^{I} — давление перед циркуляционным насосом.

Теперь рассмотрим гидравлический режим в системе, если при неработающем циркуляционном насосе из всех кранов начнется небольшой водоразбор в размере $G_{\text{в}}$, равном некоторой доли x от максимального водоразбора, т. е. при $G_{\text{в}} = xG_{\max}$. В таком режиме падение давления в подающей магистрали до узла *5* изображается линией $Б - б_5^{\text{II}}$, а давление у водоразборных кранов упадет и будет соответствовать точкам $а_1^{\text{II}}$, $а_2^{\text{II}}$, $а_3^{\text{II}}$, $а_4^{\text{II}}$, $а_5^{\text{II}}$. Так как по графику давление в точке $а_1^{\text{II}}$ больше, чем давление в остальных водоразборных точках, то по циркуляционной части стояка *1* движение воды будет от точки $а_1^{\text{II}}$ к точке $в_1^{\text{II}}$, а затем вода будет двигаться по циркуляционной магистрали к точке $а_5^{\text{II}}$, т. е. движение воды по циркуляционной магистрали станет противоположным нормальному.

На участке же циркуляционной магистрали между точками $в_1^{\text{II}}$ и B^{II} движения воды не будет, так как обратный клапан препятствует прониканию холодной воды от точки *Б* к точке $в_1^{\text{II}}$. Так как движущаяся по циркуляционной магистрали вода где-то должна вылиться, то в циркуляционных стояках дальних узлов *4* и *5* тоже произойдет опрокидывание и к водоразборным кранам этих узлов вода будет подходить и из подающей, и из циркуляционной магистралей (см. пунктирные стрелки на схеме). В первом приближении линия давления в циркуляционной части системы будет такой, как это показано на графике линией $в_1^{\text{II}} - в_5^{\text{II}}$.

Если теперь при таком режиме системы, который соответствует режиму чистого водоразбора, пустить в действие циркуляционный насос, создающий ту же разность давлений Δp^{I}, что и в режиме чистой циркуляции, то никаких изменений в гидравлическом режиме системы не произойдет, так как при таком напоре насоса давление в точке B^{II} оказывается больше, чем давление в точке $в_1^{\text{II}}$, т. е. в этом случае даже при работающем насосе сохранится полное опрокидывание движения воды в циркуляционной магистрали и температура воды в водоразборной точке стояка *5* может оказаться ниже допустимой.

Для сохранения необходимой температуры воды в водоразборных кранах дальнего стояка *5* при начавшемся водоразборе требуемая величина остаточной циркуляции в стояке $G_{ц}^{'}$ определяется из условия, чтобы остывание воды по стояку было таким же, как ее остывание в режиме чистой циркуляции. Для этого полусумма расходов воды в начале и конце подающего стояка должна быть равна расходу воды по стояку при нормальном циркуляционном режиме, т. е. должно соблюдаться равенство

$$G_{ц\ норм} = 0{,}5\ [(x\,G_{max} + G_{ц}^{'}) + G_{ц}^{'}],$$

где x — величина водоразбора в долях от максимального водоразбора.

Из этого равенства находим

$$G_{ц}^{'} = G_{ц.норм} - 0{,}5\,x\,G_{max}. \qquad (4.12)$$

Зная величину остаточной циркуляции $G_{ц}^{I}$, можно определить новые потери давления в подающих и циркуляционных трубопроводах и выяснить как значение циркуляционных расходов по всем стоякам (узлам) и по системе в целом, так и требуемую для создания такого режима системы разность давлений, создаваемую циркуляционным насосом. Общая методика таких расчетов не отличается от изложенной ранее методики по определению расходов циркуляционной воды через водоразборные узлы равных гидравлических сопротивлении. График давлений в системе будет соответствовать в этом случае линиям $Б—б_5^{III}—в_5^{III}—В^{III}$ на рис. 4.14.

Но при дальнейшем увеличении водоразбора до максимальной величины и сохранении такого же напора циркуляционного насоса гидравлический режим системы снова изменится. В ближайшей к началу системы части циркуляционной магистрали сохранится нормальное движение воды по направлению к точке B, в дальней же части этой магистрали возникнет опрокидывание с одновременным опрокидыванием движения воды в наиболее удаленных циркуляционных стояках. Ориентировочный график давлений в системе в этом случае будет характеризоваться линиями $Б — б_5^{IV}—а_5^{IV}—в_5^{IV}—в_3^{IV}—В^{III}$.

При сохранении циркуляции в дальнем стояке *5* даже при максимальном водоразборе график давлений в системе будет соответствовать линиям $Б — б_5^{V}—в_5^{V}— В^{V}$, а необходимый напор циркуляционного насоса увеличится до величины Δp^{V}. Отрицательная сторона сохранения циркуляции воды в дальнем узле при максимальном водоразборе состоит не только в увеличении мощности циркуляционного насоса, но и в повышении потерь давления в подающей магистрали, в результате чего верхние водоразборные точки дальних узлов могут оказаться без воды. Во избежание этого потребуется или увеличение давления в водопроводе, или увеличение диаметров подающих магистралей. В связи с этим опрокидывание в хвостовой части системы при максимальном водоразборе считается вполне допустимым.

Задаваясь величиной опрокидывания в дальнем узле при максимальном водоразборе, можно ранее изложенным методом определить направление движения и расходы по всем участками системы, в том числе и необходимый при этом напор циркуляционного насоса. Полученные путем такого расчета напор и подачу насоса необходимо сопоставить с ранее полученными напором и подачей насоса в режиме системы при отсутствии водоразбора и в соответствии с характеристикой насоса принимать окончательное решение по его установочным параметрам. В отдельных случаях может оказаться целесообразным увеличение диаметров труб головных участков подающей

магистрали. С некоторым приближением необходимый напор циркуляционного насоса можно определить по предлагаемой нами формуле

$$\Delta p = \Delta p_1 \left(\frac{x G_{max} + G_{ц.норм}}{G_{ц.норм}} \right)^2 + \Delta p_2, \qquad (4.13)$$

где Δp_1 и Δp_2 — потери давления по подающим и циркуляционным трубопроводам дальнего кольца системы в режиме чистой циркуляции, т. е. при отсутствии водоразбора в системе; x — доля максимального водоразбора G_{max}, принимаемая для определения напора циркуляционного насоса; $G_{ц\ норм}$ — расчетный циркуляционный (нормальный) расход воды в системе при отсутствии водоразбора.

Для зданий длиной до 60 м значение $x \approx 0{,}15$, для зданий длиной 100—150 м значение $x \approx 0{,}2...0{,}3$ для квартальных систем по ЦТП значение $x \approx 0{,}5....0{,}7$.

Величина остаточной циркуляции на головных участках сети равна:

$$G_{ц.ост} = G_{ц.норм} - (1 - x)\ G_{max}. \qquad (4.14)$$

После определения расчетных параметров циркуляционного насоса и уточнения диаметров подающих трубопроводов и потерь давления в них определяют требуемое давление в водопроводе.

В закрытых системах

$$p_з = \Delta p_г + \Delta p_в + \Delta p_{в.с} + \Delta p_{н\ с} + \Delta p_{св} + \Delta p_{п.у}, \qquad (4.15)$$

где $\Delta p_г = 0{,}01 h_г$ (здесь $h_г$ — геометрическая высота подъема воды, т. е высота расположения оси верхнего водоразборного прибора над осью водопроводной трубы в водомерном узле, м); $\Delta p_в$ — потери давления в водомерном узле, включая счетчик, МПа; $\Delta p_{в\ с}$ — потери давления во внутренней сети, МПа; $\Delta p_{н\ с}$ — потери давления в наружной сети, МПа; $\Delta p_{св}$ — необходимое рабочее давление перед водоразборным прибором, принимаемое равным 0,03 МПа; $\Delta p_{п\ у}$ — потери давления в подогревательной установке (см. гл. 3).

В открытых системах теплоснабжения для подачи воды к наиболее высокорасположенным и наиболее удаленным от начала системы водоразборным приборам необходимо иметь соответствующее давление в обратном трубопроводе в точке отбора смешиваемой воды. Требуемое значение этого давления находят по формуле

$$p_о = \Delta p_г + \Delta p_{см} + \Delta p_в + \Delta p_{в.с} + \Delta p_{св}, \qquad (4.16)$$

где $\Delta p_г = 0{,}01 h_г$ (здесь $h_г$ — геометрическая высота расположения верхнего прибора над осью обратной трубы в точке отбора воды, м); $\Delta p_{см}$ — потери давления в смесителе и коммуникациях до него, МПа; $\Delta p_в$ — потери давления в водомерном узле, включая счетчик, МПа; $\Delta p_{в\ с}$ — потери давления во внутренней сети, МПа; $\Delta p_{св}$ — рабочее давление перед водоразборным прибором (0,03 МПа).

Так как давление в обратном трубопроводе открытых систем теплоснабжения переменно и минимальное его значение соответствует режиму системы при максимальном водоразборе в периоды полного или частичного отбора воды из обратного трубопровода, то при этом режиме системы теплоснабжения и должна проверяться обеспеченность требуемого напора в обратном трубопроводе.

Если при поверхностном приготовлении горячей воды давление в водопроводе $p_з$, а при смесительном приготовлении давление в обратной трубе $p_о$ оказываются меньше требуемых, то в наиболее общем случае в системе необходима установка для повышения давления. В отдельных случаях, когда располагаемое давление в водопроводе или в обратном трубопроводе незначительно меньше требуемого, возможно уменьшение требуемого давления путем уменьшения потерь давления в разводящих трубопроводах, т. е. путем увеличения диаметров этих трубопроводов. Целесообразность такого решения по сравнению с устройством установки по повышению давления должна быть обоснована технико-экономическим расчетом.

Если же располагаемое давление в водопроводе более требуемого, то во избежание увеличения рабочего давления (свободного давления)

перед водоразборными кранами и неизбежного при этом перерасхода горячей воды необходимо снижение располагаемого давления путем установки автоматов давления.

При наличии в системе горячего водоснабжения верхних баков-аккумуляторов требуемое давление воды перед подогревательными установками (в водопроводе при поверхностном приготовлении горячей воды и в обратной трубе при смесительном приготовлении горячей воды) определяется также по формулам (4.15), (4.16), но в этом случае вместо суммарных потерь давления по основной расчетной ветви в формулы подставляются потери давления в трубопроводе от подогревательной установки до бака. Все же распределительные трубопроводы от бака к приборам рассчитываются в этом случае на давление, создаваемое столбом воды от нижнего уровня воды в баке-аккумуляторе до оси прибора, за вычетом необходимого рабочего давления перед прибором.

ГЛАВА 5. РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТПУСКА ТЕПЛА И РАСЧЕТ АБОНЕНТСКИХ ВВОДОВ

§ 22. НАЗНАЧЕНИЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЕГО ВИДЫ

В конечном счете вырабатываемое и передаваемое системой теплоснабжения тепло используется для получения либо поддержания необходимой температуры различных сред (воздух помещений, вода горячего водоснабжения и т. п.), которые или окружают человека, или используются им в быту и на производстве.

Передача тепла системы теплоснабжения в конечные нагреваемые среды осуществляется нагревательными приборами местных систем теплопотребления, по теплоотдаче которых судят о качестве всего централизованного теплоснабжения. Совокупность мероприятий по изменению теплоотдачи приборов в соответствии с изменением потребности в тепле нагреваемых ими сред называется *регулированием отпуска тепла*. От правильной организации и надлежащего осуществления регулирования во многом зависят качество и экономичность теплоснабжения.

Несмотря на значительное конструктивное разнообразие применяемых нагревательных приборов, все они, как правило, являются теплообменниками поверхностного типа, теплоотдачу которых в переменных режимах наиболее целесообразно определять по формуле (см. § 15):

$$Q = W \varepsilon \Delta t_{max}, \qquad (5.1)$$

где W — тепловой эквивалент нагреваемой или греющей среды, кДж/(ч·°С); ε — основной коэффициент нагрева нагреваемой среды (ε_x) или основной коэффициент охлаждения греющей среды ($\varepsilon_г$); $\Delta t_{max} = t_{гр.н} - t_{нагр.н}$ — максимальная разность двух температур теплообменивающихся сред: начальной температуры горячей (греющей) среды $t_{гр.н}$ и начальной температуры холодной (нагреваемой) среды $t_{нагр.н}$.

В § 15 было показано, что безразмерные коэффициенты ε_x и $\varepsilon_г$ являются функциями двух других безразмерных величин: $[\varepsilon_x = f(\omega_x, \theta_x); \varepsilon_г = f(\omega_г, \theta_г)]$, значения которых определяются по выражениям:

$$\omega_x = F K / W_x; \quad \theta_x = W_x / W_г; \quad \omega_г = F K / W_г; \quad \theta_г = W_г / W_x.$$

В формулу (5.1) введем дополнительно коэффициент β для учета возможных перерывов в работе аппарата:

$$Q = W \varepsilon (t_{гр.н} - t_{нагр.н}) \beta. \qquad (5.2)$$

Коэффициент продолжительности работы прибора β может изменяться от нуля до единицы. При $\beta = 0$ прибор выключен, при $\beta = 1$ прибор работает непрерывно.

Анализ формулы (5.2) и состава переменных, входящих в безраз-

мерные комплексы ω и θ, показывает, что изменять теплоотдачу нагревательного прибора теоретически можно изменением семи величин: F, K, $W_х$, $t_{нагр.н}$, $W_г$, $t_{гр\,н}$, β. По существу же площадь поверхности нагрева аппарата F в его переменных режимах остается неизменной, коэффициент теплопередачи K в аппарате изменять произвольно нельзя, а параметры нагреваемой среды $W_х$, $t_{нагр\,н}$ являются обычно величинами заданными. В связи с этим практически изменять (регулировать) теплоотдачу нагревательного прибора можно изменением только трех величин: начальной температуры поступающей в прибор греющей среды $t_{гр\,н}$, расхода этой среды $G_г = W_г/c_г$ (здесь $c_г$ — удельная теплоемкость среды) и значения коэффициента β.

В зависимости от того, изменением какой из трех величин ($t_{гр\,н}$, $G_г$ и β) осуществляется изменение теплоотдачи нагревательного прибора, различают следующие виды регулирования:

качественное, когда изменяют $t_{гр\,н}$ при постоянных значениях $G_г$ и β;

количественное, когда изменяют $G_г$, оставляя постоянными значения $t_{гр\,н}$ и β;

качественно-количественное при одновременном изменении $t_{гр\,н}$ и $G_г$ и постоянном значении β;

прерывистое (регулирование пропусками), когда периодически включают и выключают прибор, т. е. изменяют значение коэффициента β при неизменных значениях $t_{гр\,н}$ и $G_г$. Например, если в течение 1 ч аппарат включен только 45 мин, а 15 мин выключен, то $\beta = 45/60 = 0{,}75$.

По числу одновременно регулируемых приборов различают регулирование:

приборное (индивидуальное), когда регулированию подвергается единичный прибор;

групповое, когда из одной точки одновременно регулируется несколько однотипных приборов одного назначения.

По числу охватываемых приборов групповое регулирование может быть весьма различным. Так, групповое регулирование в отоплении может осуществляться в пределах одной квартиры (квартирное регулирование), в пределах одного фасада здания (пофасадное регулирование), во всем здании (абонентское регулирование), в нескольких зданиях (квартальное, микрорайонное, общерайонное регулирование). Наконец, если теплоотдача приборов отопления всех зданий теплоснабжаемого района регулируется из одного центра, каким обычно является источник тепла, то такое групповое регулирование называется *центральным*. Чем крупнее групповое регулирование, тем в меньшей степени оно способно удовлетворить некоторые частные требования, предъявляемые к теплоотдаче более мелких групп приборов, входящих в общую группу. Например, единое регулирование нагревательных приборов всего здания не может удовлетворить разных требований, предъявляемых к теплоотдаче приборов, расположенных на северном и южном фасадах дома. В связи с этим в практике теплоснабжения наибольшее распространение получило *комбинированное* регулирование, при котором центральное регулирование температуры воды сочетается с местным регулированием расхода теплоносителя в отдельных группах приборов (в отоплении) или даже у отдельных приборов (калориферы вентиляции, теплообменники горячего водоснабжения).

По принципу снабжения теплом нагреваемой среды регулирование отпуска тепла может носить пассивный или активный характер. Если температура нагреваемой среды (например, воздуха помещений) не оказывает влияния на количество поступающего в эту среду тепла, то такое регулирование будет *пассивным*, и наоборот, если количество

отдаваемого прибором тепла регулируется (прямо или косвенно) по заданной температуре этой среды, то такое регулирование будет *активным*. Например, наиболее часто применяемое в отоплении комбинированное регулирование, состоящее из центрального изменения температуры воды и местного (у абонентов) автоматического поддержания постоянства расхода воды, является пассивным регулированием, ибо в данном случае получаемое внутренним воздухом тепло не связано с температурой воздуха, которая под влиянием ряда факторов (солнечная инсоляция, повышенные внутренние тепловыделения и т. п.) может отклоняться от нормированного значения. Если же специальная автоматика, получающая импульс от температуры внутреннего воздуха, будет изменять расход теплоносителя через прибор и тем самым поддерживать температуру воздуха на заданном уровне, то такое регулирование отпуска тепла будет иметь активный характер.

§ 23. РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТПУСКА ТЕПЛА НА ОТОПЛЕНИЕ В ВОДЯНЫХ СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Назначением отопления является поддержание заданной температуры воздуха в помещениях здания. Тепло, передаваемое из тепловой сети в эти помещения, проходит (в наиболее распространенном случае) через два теплообменных аппарата: промежуточный (отопительный) теплообменник на абонентском вводе, где снижается потенциал тепла, передаваемого в местную систему, и нагревательный прибор, непосредственно передающий тепло в помещение. Совокупность отопительного теплообменника на вводе и нагревательных приборов, связанных между собой трубопроводами местной системы отопления, будем в дальнейшем называть *отопительным комплексом*.

Принципиальная схема отопительного комплекса и графики температур в нем приведены на рис. 5.1.

* Введем следующие обозначения: $\overline{Q}_{от} = Q_{от}/Q^{р}_{от}$ — относительная теплоотдача нагревательных приборов по отношению к ее расчетному значению; τ_1, τ_4 — начальная и конечная температуры сетевой воды, °С; τ_3, τ_2 — то же, воды местной системы отопления; $\Delta t_{ср}$ — средняя разность температур теплообменивающихся сред (воды и воздуха) в нагревательном приборе, град; $W_с$, $W_м$ — тепловые эквиваленты сетевой воды и воды местной системы отопления, кДж/(ч·°С); $t_{вн}$ — температура воздуха отапливаемых помещений, °С.

Расчетные значения указанных выше величин будем дополнительно отмечать верхним индексом «р».

При определении теплоотдачи нагревательных приборов в отоплении прибегают к некоторым упрощениям.

Одно из них состоит в том, что при расчете приборов применяют приближенную среднеарифметическую формулу для определения $\Delta t_{ср}$, к которой относят и экспериментально определяемые значения коэффициентов теплопередачи в этих аппаратах. В этом случае, как было показано в § 15, зависимость

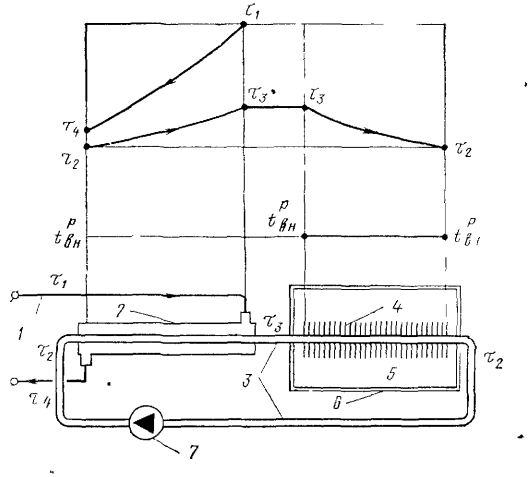


Рис. 5.1. Принципиальная схема отопительного комплекса и графики температур в нем

1 — трубопроводы тепловой сети; *2* — абонентский отопительный теплообменник; *3* — трубопроводы местной системы отопления; *4* — нагревательный прибор; *5* — отапливаемое помещение; *6* — наружные ограждения отапливаемого помещения; *7* — насос

основных коэффициентов нагрева ε_x и охлаждения $\varepsilon_г$ от безразмерных величин ω и θ имеет также приближенный характер и выражается формулой (3.33):

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\omega} + 0{,}5\ (1+\theta)}.$$

Во-вторых, в отоплении не учитывают изменения температуры нагреваемого воздуха вдоль поверхности нагрева прибора, принимая ее неизменной и равной ее нормированному значению $t^р_{вн}$. Сохранение же постоянной температуры нагреваемой среды при поступлении в эту среду тепла, т. е. наличие равенства $t_{нагр.н} = t_{нагр.к} = t_{вн}$, теоретически возможно только в том случае, если тепловой эквивалент этой среды равен бесконечности. Следовательно, для нагревательных приборов $W_x = \infty$ и определение теплоотдачи прибора возможно только по охлаждению греющей среды при значении $\theta_г = W_г/W_x$, равном нулю.

В этом частном случае основной коэффициент охлаждения греющей воды выражается более простой зависимостью

$$\varepsilon_{г.пр} = \frac{1}{\frac{1}{\omega_{г.пр}} + 0{,}5} \approx \frac{1}{\frac{W_м}{F_{пр}\ K_{пр}} + 0{,}5}, \qquad (5.3)$$

Значения входящих в формулу (5.3) переменных $W_м$, $F_{пр}$, $K_{пр}$ выражают или в долях значений этих величин в расчетном режиме прибора, или через другие величины расчетного режима.

Обозначим дополнительно: $\overline{K}_{пр} = K_{пр}/K^р_{пр}$ — относительный коэффициент теплопередачи в переменном режиме прибора; $\overline{W}_м = W_м/W^р_м$ — относительный тепловой эквивалент (расход) греющей воды в переменном режиме прибора.

При использовании этих новых относительных величин первое слагаемое знаменателя в формуле (5.3) приобретет новый вид:

$$\frac{W_м}{F_{пр}\ K_{пр}} = \frac{W^р_м\,\overline{W}_м}{F_{пр}\ K^р_{пр}\ \overline{K}_{пр}} = \frac{Q^р\ \Delta\ t^р_{ср}\ \overline{W}_м}{\Delta\ \tau^р_м\ Q^р\ \overline{K}_{пр}} = \frac{\Delta\ t^р_{ср}\ \overline{W}_м}{\overline{K}_{пр}\ \Delta\ \tau^р_м},$$

где $\Delta\tau^р_м = \tau^р_3 - \tau^р_2$ — расчетная разность температуры воды в приборе, °С.

Соответственно иной вид приобретают и формулы (5.3) и (5.2):

$$\varepsilon_{г.пр} = \frac{1}{\frac{\Delta\ t^р_{ср}\ \overline{W}_м}{\overline{K}_{пр}\ \Delta\ \tau^р_м} + 0{,}5}; \qquad (5.4)$$

$$\overline{Q}_{пр} = \frac{(\tau_з - t^р_{вн})\ \beta}{\frac{\Delta\ t^р_{ср}}{\overline{K}_{пр}} + \frac{0{,}5\ \Delta\ \tau^р_м}{\overline{W}_м}}, \qquad (5.5)$$

где $\overline{Q}_{пр} = Q_{пр}/Q^р_{пр}$ — относительная теплоотдача нагревательных приборов.

Если в первом приближении принять коэффициент теплопередачи нагревательных приборов неизменным и равным его расчетному значению, т. е. полагать, что $\overline{K}_{пр} = 1$, то формула (5.5) приобретает универсальный характер и становится пригодной для всех типов нагревательных приборов. В этом случае зависимость температуры поступающей в прибор воды от его относительной теплоотдачи при качественном регулировании отпуска тепла в местной системе выражается уравнением прямой:

$$\tau_з = t^р_{вн} + (\Delta\ t^р_{ср.пр} + 0{,}5\ \Delta\ \tau^р_м)\ \overline{Q}_{пр}, \qquad (5.6)$$

которое приводит к значениям $\tau_з = \tau^р_з$ при $\overline{Q}_{пр} = 1$ и $\tau_з = t^р_{вн}$ при $\overline{Q}_{пр} = 0$.

Графическая зависимость $\tau_з = f(\bar{Q}_{пр}) = f(\bar{Q}_{от})$, построенная по формуле (5.6), приведена на рис. 5.2,*а*.

В действительности же коэффициент теплопередачи нагревательных приборов не остается постоянным, а несколько уменьшается с уменьшением средней разности температур в приборе.

В технике отопления коэффициент теплопередачи нагревательных приборов определяют по формуле

$$K_{пр} = m\,\Delta\, t_{ср}^{n}\,\bar{G}^{q},$$

где m — постоянная прибора; $\Delta t_{ср}$ — средняя разность температур воды и воздуха; $\bar{G} = G/G^{р}$ — относительный расход воды в приборе; n, q — показатели степени, характеризующие особенности приборов.

Значение показателя степени q для большинства типов приборов колеблется от 0,03 до 0,1, что свидетельствует об очень малой зависимости $K_{пр}$ от изменений расхода воды в приборе. В связи с этим в технике теплоснабжения обычно принимают

$$\bar{K}_{пр} = \frac{K_{пр}}{K_{пр}^{р}} = \left(\frac{\Delta\, t_{ср.пр}}{\Delta\, t_{ср.пр}^{р}}\right)^{n}.$$

Так как относительная теплоотдача прибора также является функцией $\Delta t_{ср}$, а именно

$$\bar{Q}_{пр} = \frac{F\,K_{пр}\,\Delta\, t_{ср}}{F\,K_{пр}^{р}\,\Delta\, t_{ср}^{р}},$$

то совместное решение двух последних выражений приводит к зависимости

$$\bar{K}_{пр} = \sqrt[n]{\bar{Q}_{пр}^{n+1}}.$$

При переменных значениях $K_{пр}$ формула (5.5) несколько изменяется:

$$\bar{Q}_{пр} = \frac{(\tau_з - t_{вн}^{р})\,\beta}{\dfrac{\Delta\, t_{ср.пр}^{р}}{\sqrt[n]{\bar{Q}_{пр}^{1+n}}} + \dfrac{0{,}5\,\Delta\,\tau_{м}^{р}}{\bar{W}_{м}}}. \qquad (5.7)$$

При $\beta = 1$ и заданном значении $\bar{Q}_{пр}$ необходимая температура воды, поступающей в прибор, находится по выражению

$$\tau_з = t_{вн}^{р} + \Delta\, t_{ср.пр}^{р}\,\sqrt[1+n]{\bar{Q}^{1+n}} + \frac{0{,}5\,\Delta\,\tau_{м}^{р}}{\bar{W}_{м}}\,\bar{Q}_{пр}. \qquad (5.8)$$

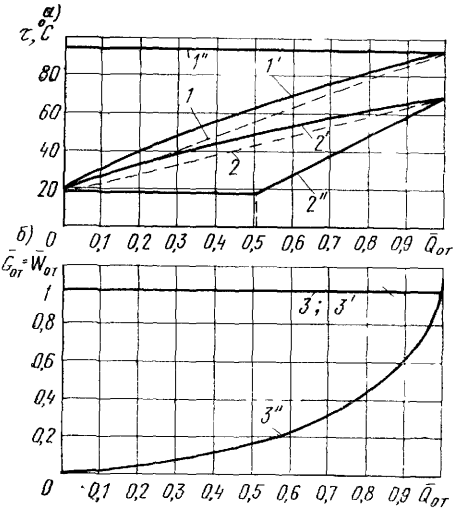


Рис. 5.2. Графики температур (*а*) и относительных расходов (*б*) воды в местных системах отопления при качественном и количественном регулировании отпуска тепла

1, 2 — температура воды соответственно в подающем и обратном трубопроводах при качественном регулировании и приближенном значении $K_{пр} = K_{пр}^{р}$; *1', 2'* — то же, при точном значении $K_{пр}$; *1'', 2''* — температура воды соответственно в подающем и обратном трубопроводах при количественном регулировании, *3, 3'* — расход воды при качественном регулировании; *3''* — то же, при количественном регулировании

При центральном регулировании температуры воды ориентируются на тип нагревательного прибора, наиболее распространенный у потребителей. За такой «типовой» прибор в настоящее время принимают чугунный радиатор с движением воды в нем «сверху вниз». Для новых моделей таких радиаторов (типа М-140, М-90) показатель степени $n=0{,}32$, для старых моделей типа «Гамма», «Польза» — $n=0{,}25$. Показатель степени $n=0{,}32$ имеют также стальные штампованные радиаторы и конвекторы «Прогресс».

При $n=0{,}32$ формулы (5.7) и (5.8) приобретают частный вид:

$$\bar{Q}_{\text{пр}} = \frac{(\tau_3 - t^{\text{р}}_{\text{вн}})\ \beta}{\dfrac{\Delta\, t^{\text{р}}_{\text{ср.пр}}}{\bar{Q}^{0,25}_{\text{пр}}} + \dfrac{0{,}5\ \Delta\ \tau^{\text{р}}_{\text{м}}}{\bar{W}_{\text{м}}}}\ ; \qquad (5.7\text{а})$$

$$\tau_3 = t^{\text{р}}_{\text{вн}} + \Delta\, t^{\text{р}}_{\text{ср.пр}}\, \bar{Q}^{0,75}_{\text{пр}} + \frac{0{,}5\ \Delta\ \tau^{\text{р}}_{\text{м}}}{\bar{W}_{\text{м}}}\ \bar{Q}_{\text{пр}}. \qquad (5.8\text{а})$$

При $n>0$ зависимость $\tau_3=f\ (\bar{Q}_{\text{пр}})$ при качественном регулировании ($\bar{W}_{\text{м}}=1$) будет графически изображаться уже не прямой, а выпуклой кривой, отклонение которой от прямой будет тем больше, чем больше значение n. Такая кривая при $n=0{,}32$ показана на рис. 5.2,*а* линией *1'*.

Независимо от того, имеет ли функция $\tau_3=f(\bar{Q}_{\text{пр}})$ прямолинейный или криволинейный характер, охлаждение воды в приборе определяется только количеством отданного прибором тепла и расходом воды через прибор. Следовательно, температура воды, покидающей прибор, τ_2 равна:

$$\tau_2 = \tau_3 - \frac{Q_{\text{пр}}}{W_{\text{м}}} = \tau_3 - \frac{\Delta\ \tau^{\text{р}}_{\text{м}}\ \bar{Q}_{\text{пр}}}{\bar{W}_{\text{м}}}\ . \qquad (5.9)$$

Из формулы (5.7а) находят при количественном регулировании $\bar{W}_{\text{м}}$, при прерывистом регулировании коэффициент β.

При наличии на абонентском вводе промежуточного отопительного теплообменника основной задачей регулирования является определение параметров поступающей в него сетевой воды по известным уже параметрам воды в местной системе отопления.

Для выявления взаимосвязи между параметрами местной и сетевой воды выразим производительность отопительного теплообменника через вторую разность температур Δt^{II} (см. § 15):

$$Q_{\text{то}} = W_{\text{м}}\ \nu^{\text{II}}_{\text{х.то}}\ (\tau_1 - \tau_3),$$

где $\nu^{\text{II}}_{\text{х.то}}$ — частный коэффициент нагрева по разности температур $\Delta t=\tau_1-\tau_3$, который связан с основным коэффициентом нагрева выражением (см. табл. 3.1):

$$\nu^{\text{II}}_{\text{х.то}} = \frac{\varepsilon_{\text{х.то}}}{1-\varepsilon_{\text{х.то}}}\ .$$

Используя эту зависимость и вводя дополнительно коэффициент продолжительности работы приборов β, получим

$$Q_{\text{то}} = W_{\text{м}}\ \frac{\varepsilon_{\text{х.то}}}{1-\varepsilon_{\text{х.то}}}\ (\tau_1 - \tau_3)\ \beta.$$

В расчетном режиме системы отопления производительность абонентского теплообменника равна:

$$Q^{\text{р}}_{\text{то}} = W^{\text{р}}_{\text{м}}\ \Delta\ \tau^{\text{р}}_{\text{м}},$$

где $\Delta\tau^{\text{р}}_{\text{м}}=\tau^{\text{р}}_3-\tau^{\text{р}}_2$ — расчетная разность температур в системе отопления, °С.

Поделив первое из приведенных выражений на второе, получим

$$\overline{Q}_{\text{то}} = \frac{Q_{\text{то}}}{Q^{\text{р}}_{\text{то}}} = \overline{W}_{\text{м}} \frac{\varepsilon_{\text{х.то}} (\tau_1 - \tau_3) \beta}{(1 - \varepsilon_{\text{х.то}}) \Delta \tau^{\text{р}}_{\text{м}}} . \quad (5.10)$$

Конкретные формулы для определения параметров сетевой воды, поступающей в отопительный теплообменник, зависят от типа теплообменника и принятого в местной системе отопления и намечаемого для теплообменника видов регулирования отпуска тепла.

При поверхностном теплообменнике из стандартных кожухотрубных секций и определении его коэффициента теплопередачи по приближенной формуле, предложенной проф. Е. Я. Соколовым, основной коэффициент нагрева теплообменника $\varepsilon_{\text{х.то}}$ есть функция двух величин: расчетной постоянной теплообменника A и переменной $\theta_{\text{х.то}} = W_{\text{м}}/W_{\text{с}}$ (см. § 15).

В частном случае при качественном регулировании отпуска тепла в местной системе и тепловой сети, т. е. при неизменных значениях $W_{\text{м}}$ и $W_{\text{с}}$, безразмерная величина $\theta_{\text{х.то}}$ также является неизменной и равной ее расчетному значению $\theta^{\text{р}}_{\text{х.то}} = W^{\text{р}}_{\text{м}}/W^{\text{р}}_{\text{с}} = \Delta\tau^{\text{р}}_{\text{с}}/\Delta\tau^{\text{р}}_{\text{м}}$.

При постоянных значениях A и $\theta_{\text{х.то}}$ основной коэффициент нагрева теплообменника $\varepsilon_{\text{х.то}}$ тоже есть величина постоянная, равная:

$$\varepsilon^{\text{р}}_{\text{х.то}} = \frac{\tau^{\text{р}}_3 - \tau^{\text{р}}_2}{\tau^{\text{р}}_1 - \tau^{\text{р}}_2} .$$

Подставив данное значение $\varepsilon^{\text{р}}_{\text{х.то}}$ в формулу (5.10) и сделав некоторые преобразования, находим (при $\overline{W}_{\text{м}} = 1$ и $\beta = 1$):

$$\tau_1 = \tau_3 + (\tau^{\text{р}}_1 - \tau^{\text{р}}_3) \overline{Q}_{\text{то}}. \quad (5.11)$$

При количественном регулировании отпуска тепла в тепловых сетях сначала определяют значение $\varepsilon_{\text{х.то}}$ по известным значениям τ_3 и τ_2 и заданному значению τ_1:

$$\varepsilon_{\text{х.то}} = \frac{\tau_3 - \tau_2}{\tau_1 - \tau_2} .$$

Затем по полученному значению $\varepsilon_{\text{х.то}}$ и постоянной теплообменника A из графика $\varepsilon = f(\theta, A)$ на рис. 3.7 находят значение $\theta_{\text{х.то}}$, по которому и определяют искомый относительный расход сетевой воды:

$$\overline{W}_{\text{с}} = \frac{\overline{W}_{\text{м}} \Delta \tau^{\text{р}}_{\text{с}}}{\theta_{\text{х.то}} \Delta \tau^{\text{р}}_{\text{м}}} . \quad (5.12)$$

Если же на абонентском вводе имеется насосный смесительный узел, то для такого устройства

$$\varepsilon_{\text{х.то}} = \frac{1}{\theta_{\text{х.то}}} = \frac{W_{\text{с}}}{W_{\text{м}}} = \frac{\overline{W}_{\text{с}} \Delta \tau^{\text{р}}_{\text{м}}}{\overline{W}_{\text{м}} \Delta \tau^{\text{р}}_{\text{с}}} .$$

Подставив последнее значение $\varepsilon_{\text{х.то}}$ в формулу (5.10), получим

$$\overline{Q}_{\text{нас}} = \frac{(\tau_1 - \tau_3) \beta}{\frac{\Delta \tau^{\text{р}}_{\text{с}}}{\overline{W}_{\text{с}}} - \frac{\Delta \tau^{\text{р}}_{\text{м}}}{\overline{W}_{\text{м}}}} . \quad (5.13)$$

При элеваторном узле у абонента, когда $\overline{W}_{\text{с}} = \overline{W}_{\text{м}}$, формула (5.13) несколько упрощается:

$$\overline{Q}_{\text{эл}} = \frac{(\tau_1 - \tau_3) \beta \overline{W}_{\text{с}}}{\Delta \tau^{\text{р}}_{\text{с}} - \Delta \tau^{\text{р}}_{\text{м}}} . \quad (5.14)$$

При известном уже значении τ_3 несложными преобразованиями из формул (5.13) и (5.14) находят τ_1 при качественном регулировании и $\overline{W}_c$ при количественном регулировании.

Температура сетевой воды, покидающей отопительный теплообменник, во всех случаях определяется по формуле

$$\tau_4 = \tau_1 - \frac{\Delta \tau_c^p \overline{Q}_{то}}{\overline{W}_c}. \qquad (5.15)$$

В частном случае при насосном и элеваторном узлах $\tau_4 = \tau_2$.

Параметры сетевой воды, поступающей в отопительный теплообменник, можно определить проще, если отказаться от промежуточного определения температур воды в местной системе отопления. Для этого достаточно в формулы (5.10), (5.13) и (5.14) подставить значение τ_3 по формуле (5.8а). В результате получим следующие формулы для определения относительной производительности всего отопительного комплекса в зависимости от типа входящих в него теплообменных устройств:

при поверхностном теплообменнике и радиаторе

$$\overline{Q}_{пов} = \frac{(\tau_1 - t_{вн}^p)\ \beta}{\dfrac{\Delta t_{ср.пр}^p}{\overline{Q}^{0,25}} + \dfrac{\Delta \tau_м^p}{\overline{W}_м}\left(\dfrac{1}{\varepsilon_{х.то}} - 0,5\right)}; \qquad (5.16)$$

при насосном смесительном узле и радиаторе

$$\overline{Q}_{нас} = \frac{(\tau_1 - t_{вн}^p)\ \beta}{\dfrac{\Delta t_{ср.пр}^p}{\overline{Q}^{0,25}} + \dfrac{\Delta \tau_{с.от}^p}{\overline{W}_c} - \dfrac{0,5\,\Delta \tau_м^p}{\overline{W}_м}}, \qquad (5.17)$$

при элеваторном узле и радиаторе

$$\overline{Q}_{эл} = \frac{(\tau_1 - t_{вн}^p)\ \beta}{\dfrac{\Delta t_{ср.пр}^p}{\overline{Q}^{0,25}} + \dfrac{\Delta \tau_{с.от}^p - 0,5\,\Delta \tau_м^p}{\overline{W}_c}}. \qquad (5.18)$$

В зависимости от принятого вида регулирования формулы (5.16) — (5.18) преобразуются для определения или температуры сетевой воды τ_1, или ее относительного теплового эквивалента $\overline{W}_c$ (расхода) или коэффициента продолжительности работы приборов β.

Графики температур и расходов воды в тепловой сети и местной системе отопления при качественном и количественном регулировании отпуска тепла для отопительного комплекса с элеваторным узлом приведены на рис. 5.3.

При поверхностном отопительном теплообменнике и насосном узле виды регулирования отпуска тепла в местной системе отопления и параметров сетевой воды, поступающей в теплообменник, могут совпадать или быть различными. Так, в местной системе отопления может осуществляться качественное регулирование при количественном регулировании расхода сетевой воды. При таких теплообменных устройствах на вводе перерывы в поступлении сетевой воды в абонентский теплообменник не прекращают циркуляции воды в местной системе отопления, приборы которой продолжают некоторое время отдавать помещениям тепло, аккумулированное в воде и трубопроводах местной системы.

При элеваторных узлах с постоянным коэффициентом смешения качественное регулирование параметров сетевой воды приводит к качественному регулированию параметров местной воды, а чисто количест-

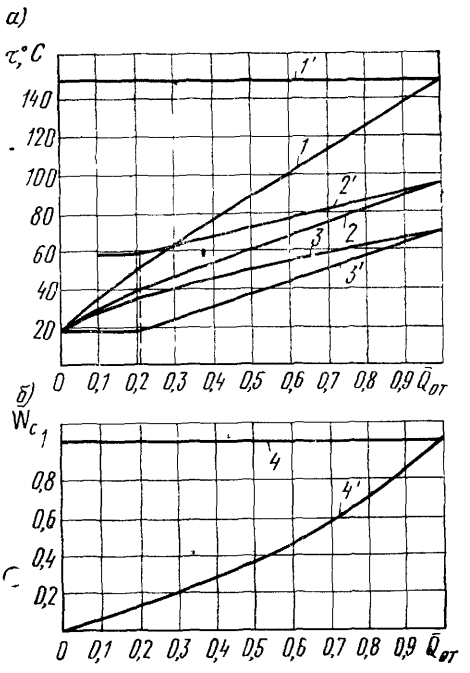


Рис 5.3. Графики температур (*а*) и относительных расходов (*б*) воды в тепловой сети и местной системе отопления при качественном и количественном регулировании отпуска тепла

1, 1' — температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети соответственно при качественном и количественном регулировании; *2, 2'* — температура воды в местной системе отопления соответственно при качественном и количественном регулировании; *3, 3'* — температура обратной воды соответственно при качественном и количественном регулировании; *4, 4'* — относительный расход воды соответственно при качественном и колнчественном регулировании

венное регулирование сетевой воды, поступающей в элеватор, приводит не только к пропорциональному изменению расхода воды в местной системе, но и к изменению температуры местной воды, т. е. приводит к количественно-качественному изменению параметров воды местной системы отопления. Прекращение подачи сетевой воды в элеватор вызывает немедленное прекращение циркуляции воды в местной системе отопления и, соответственно, быстрое прекращение подачи тепла в отапливаемые помещения.

Рассмотрим некоторые особенности регулирования отпуска тепла на отопление. Основная особенность состоит в том, что в теплоснабжаемом районе могут быть здания с различным значением относительных внутренних тепловыделений по отношению к потерям тепла через наружные ограждения. Следовательно, при одной и той же наружной температуре к разным зданиям должна поступать сетевая вода с разной температурой, что практически невозможно. В этих условиях наиболее рациональным является назначение температур воды в сети по расходу тепла на отопление жилых зданий. Объясняется это следующими причинами: во-первых, на жилые здания приходится до 75% суммарного расхода тепла на отопление жилых и общественных зданий городской застройки, а во-вторых, учет внутренних тепловыделений в жилых зданиях позволяет сократить годовой расход тепла на их отопление на 10%. Для тех общественных зданий, относительные внутренние тепловыделения в которых в период пребывания в них людей меньше, чем в жилых зданиях, недостаточная температура воды в тепловой сети должна компенсироваться увеличением расхода сетевой воды.

Активное регулирование отпуска тепла (абонентское, приборное и т. п.) должно только уменьшать теплоотдачу нагревательных приборов по сравнению с ее нормированным значением, но ни в коем случае не превышать этого значения. Обусловливается это тем, что в настоящее время централизованное теплоснабжение рассчитывается на лимитированный отпуск тепла на отопление (в размере, необходимом для поддержания нормативного значения температуры воздуха в отапливаемых помещениях). При этом ограничении всякий перерасход тепла одним из абонентов системы теплоснабжения или одним из приборов местной системы отопления влечет недополучение тепла другим абонентом или другим прибором.

Исследования переменных режимов различных по устройству местных систем водяного отопления (однотрубных, двухтрубных с верхней

и нижней разводкой и т. п.) показали*, что каждой разновидности системы отопления соответствует свое оптимальное сочетание температуры и расхода воды, при котором разрегулировка системы в течение отопительного периода оказывается минимальной. Однако теми же исследованиями и опытом эксплуатации доказано, что при соблюдении постоянства расхода воды в конструктивно различных системах отопления с принудительной циркуляцией возникающая в них разрегулировка невелика и вполне приемлема для практики. В связи с этим качественное регулирование отпуска тепла в местных системах отопления является в настоящее время наиболее распространенным.

Применение в технике отопления приближенной формулы для определения средней разности температур воды в нагревательных приборах и воздуха в помещениях может в отдельных случаях приводить к физически нереальным результатам расчета. Так, при количественном регулировании отпуска тепла температура получаемой по расчету обратной воды в системе отопления может при малых значениях $\bar{Q}_{от}$ оказаться ниже температуры воздуха в помещении, что физически невозможно. В связи с этим при осуществлении количественного регулирования отопительных комплексов с элеваторными узлами находят минимальный расход тепла, при котором температура обратной воды τ_2 становится равной $t^{р}_{вн}$:

$$\bar{Q}_{от\,min} = \left[\frac{0{,}5\,\Delta\,\tau^{р}_{м}\,(\tau_{с} - t^{р}_{вн})}{\Delta\,\tau^{р}_{с}\,\Delta\,t^{р}_{пр}} \right]^{1{,}33}. \qquad (5.19)$$

При значениях $\bar{Q}_{от} < Q_{от min}$ температура обратной воды принимается равной $t^{р}_{вн}$, а искомый расход сетевой воды определяется по формуле

$$\bar{W}_{с} = \frac{\Delta\,\tau^{р}_{с}\,\bar{Q}_{от}}{\tau_{1} - t^{р}_{вн}}. \qquad (5.20)$$

Отклонение параметров сетевой воды в подающем трубопроводе от их нормальных значений приводит к нарушению заданного температурного режима отапливаемых помещений. Величина отклонения температуры внутреннего воздуха от ее нормального значения зависит от продолжительности поддержания в сети новых параметров воды. Если эта продолжительность столь велика, что приводит к образованию нового стационарного теплового режима отопительного комплекса, то определяют основные показатели этого режима. Для этого устанавливают зависимость температуры внутреннего воздуха $t_{вн}$ от относительной теплоотдачи нагревательных приборов при заданной наружной температуре $t_{н}$ путем совместного решения выражений (1.16) и (1.20), если нарушение нормальных параметров сетевой воды происходит в I диапазоне наружных температур (при $t_{н} \geqslant t^{р}_{в}$), или путем совместного решения выражений (1.18) и (1.19), если нарушение параметров сетевой воды происходит во II диапазоне наружных температур (при $t_{н} \leqslant t^{р}_{в}$). В общем виде эта зависимость выражается формулой

$$t_{вн} = t_{н} + a + A\,\bar{Q}_{от}. \qquad (5.21)$$

Подставив данное значение $t_{вн}$ в формулы (5.16) — (5.18), получим

---

* **Хлыбов Б. М.** Поэтажная разрегулировка абонентских систем отопления и ее влияние на режим работы водяных тепловых сетей — В кн: Вопросы эксплуатации тепловых сетей/ Под ред. С. Ф. Копьева. М. — Л, Госэнергоиздат, 1950, 51—74 с. **Белинький Е. А.** Рациональные системы водяного отопления. **Л., Госстройиздат, 1963,** 207 с.

выражения, позволяющие определить новый тепловой режим отопительного комплекса при изменившихся параметрах сетевой воды и известной наружной температуре. Например, формула (5.18) приобретает при этом следующий вид:

$$\bar{Q}_{эл} = \frac{[(\tau_1 - t_н) - a]\ \beta}{\dfrac{\Delta\, t^{р}_{ср.пр}}{\bar{Q}^{0,25}} + \dfrac{\Delta\, \tau^{р}_{с.от} - 0{,}5\, \tau^{р}_{м}}{\bar{W}_с} + A}. \qquad (5.22)$$

Постоянные a и A в формулах (5.21) и (5.22) находят по выражениям:

для I диапазона наружных температур:

$$a^{I} = \frac{q_{вн}}{K_2\, q_{н.о} + q^{I}_{в}}; \qquad (5.23)$$

$$A^{I} = (t^{I\,р}_{в.у} - t^{р}_{в})\ \frac{t^{II\,р}_{в.у} - t^{р}_{от}}{t^{II\,р}_{в.у} - t^{р}_{в}}; \qquad (5.24)$$

для II диапазона наружных температур:

$$a^{II} = \frac{q_{вн}}{K_2\, q_{н.о} + q^{II}_{в}}; \qquad (5.23а)$$

$$A^{II} = (t^{II\,р}_{в.у} - t^{р}_{от})\ \frac{K_2\, q_{н.о}}{K_2\, q_{н.о} + q^{II}_{в}}, \qquad (5.24а)$$

где $q_{вн}$ — удельные внутренние тепловыделения, равные для жилых зданий 94 кДж/(ч·м²); $K_2 q_{н\,о}$ — удельные потери тепла через наружные ограждения, которые в первом приближении для жилых зданий можно принимать равными $6{,}6 \cdot 1{,}5 \approx 10$ кДж/(ч××м²·°С), $q^{I}_{в}$ — удельные затраты тепла на подогрев вентиляционного воздуха в I диапазоне наружных температур, равные для жилых зданий примерно 3,6 кДж/(ч·м²·°С); $t^{Ip}_{в.у}$, $t^{IIp}_{в.у}$ — расчетные значения внутренних условных температур, °С, соответственно в I и II диапазонах наружных температур, определяемые по формулам (1.16) и (1.18); $t^{р}_{в}$, $t^{в}_{от}$ — расчетные значения наружных температур для вентиляции и отопления, °С; $q^{II}_{в}$ — удельные затраты тепла на подогрев вентиляционного воздуха во II диапазоне наружных температур, принимаемые с учетом уменьшения количества приточного воздуха при $t_н < t^{р}_{в}$ равными

$$q^{II}_{в} = q^{I}_{в}\ \frac{t^{р}_{вн} - t^{р}_{в}}{t^{р}_{вн} - t_н}.$$

После определения нового относительного расхода тепла зданием (новой относительной теплоотдачи нагревательных приборов) по формулам типа формулы (5.22) находят температуру внутреннего воздуха $t_{вн}$ по формуле (5.21).

Если же нарушение нормальных параметров сетевой воды продолжается ограниченное время и вся система отопления еще не успевает прийти в новое стационарное состояние, то приближенно температуру воздуха в помещении $t_{в\,н}$ через z часов после нарушения нормального режима в тепловой сети можно определить по выражению:

$$t_{вн} = t^{р}_{вн} - (t^{р}_{вн} - t_{н.у})\ (1 - \bar{\bar{Q}}_{от})\ (1 - e^{-z/\beta_a}), \qquad (5.25)$$

где $t^{р}_{вн}$ — температура воздуха в помещении до начала нарушения режима в тепловой сети,° С; $t_{н\,у}$ — условная температура наружного воздуха, равная $t_н + a$ [здесь a — корректирующая разность температур, учитывающая наличие внутренних тепловыделений и определяемая по формуле (5.23) или (5.23а) соответственно для I и II диапазона наружных температур]; $\bar{\bar{Q}}_{от}$ — относительная теплоотдача нагревательных приборов по отношению к их нормальной теплоотдаче при данной наружной температуре; $\bar{\bar{Q}}_{от} = \bar{Q}_{от}/\bar{Q}_{от\ норм}$ [здесь $\bar{Q}_{от}$ — относительная теплоотдача прибора при наруше-

нии его нормального режима, определяемая по формулам типа формулы (5.22); $\overline{Q}_{от\ норм}$ — нормальная относительная теплоотдача прибора, определяемая по формулам (5.16)—(5.18)]; e — основание натуральных логарифмов, $\beta_а$ — коэффициент аккумуляции тепла зданием, определяемый опытным путем.

Ниже приведены полученные Е. Ю. Брайниной значения коэффициентов аккумуляции $\beta_а$ для некоторых жилых зданий, взятые нами из книги Н. К. Громова*:

Характеристика зданий	$\beta_а$, ч
Крупнопанельные жилые серии I-605А:	
угловые помещения верхнего этажа	42
то же, среднего и первого этажей	46
средние помещения	77
Крупнопанельные жилые серии К7-3:	
угловые помещения верхнего этажа	32
то же, среднего этажа	40
средние помещения	51
Кирпичные с толщиной стен в 2,5 кирпича и коэффициентом остекления 0,18—0,25:	
угловые помещения	60—65
средние помещения	65—100

С небольшим запасом для жилых зданий можно принимать $\beta_а = 30$ ч.

§ 24. ОТОПИТЕЛЬНО-БЫТОВОЙ ГРАФИК ТЕМПЕРАТУР СЕТЕВОЙ ВОДЫ В ЗАКРЫТЫХ СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ. РАСЧЕТ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ И СМЕШАННОЙ СХЕМ АБОНЕНТСКОГО ВВОДА

При наличии у абонентов горячего водоснабжения нормально-отопительный график температур воды в тепловой сети нуждается в корректировке. Согласно СНиП II-34-76, в закрытых системах теплоснабжения минимальная температура воды в водоразборных точках местных систем горячего водоснабжения должна быть равна 50°С. Учитывая остывание воды на пути от подогревателя до наиболее удаленной водоразборной точки, температуру водопроводной воды на выходе из подогревателя увеличивают примерно до 60°С, а температуру греющей сетевой воды принимают не ниже 70°С. При нормально-отопительном графике температура воды в сети в конце (или начале) отопительного периода (при $t_н = +8$°С) оказывается значительно ниже (см. рис. 5.3). В связи с этим как только температура воды в подающем трубопроводе сети понизится (из-за повышения наружной температуры) до минимального значения, необходимого для горячего водоснабжения, дальнейшего понижения ее не допускают и оставляют ее постоянной. Получающийся при этом график температур подаваемой сетевой воды, имеющий точку излома при наружной температуре $t_{нх}$, называют отопительно-бытовым графиком температур (рис. 5.4).

Режим работы местной системы отопления в диапазоне постоянной температуры сетевой воды зависит от принятого на этом отрезке времени способа абонентского регулирования отпуска тепла на отопление. Здесь возможны три случая:

1) отсутствие специального регулирования и сохранение постоянства расхода сетевой воды через отопительный теплообменник;

2) уменьшение расхода сетевой воды через отопительный теплообменник (количественное регулирование);

3) регулирование подачи сетевой воды в отопительный теплообменник пропусками (прерывистое регулирование).

В первом случае система отопления получает избыточное количест-

* **Громов Н. К.** Абонентские установки водяных тепловых сетей М., Энергия, 1968, 320 с.

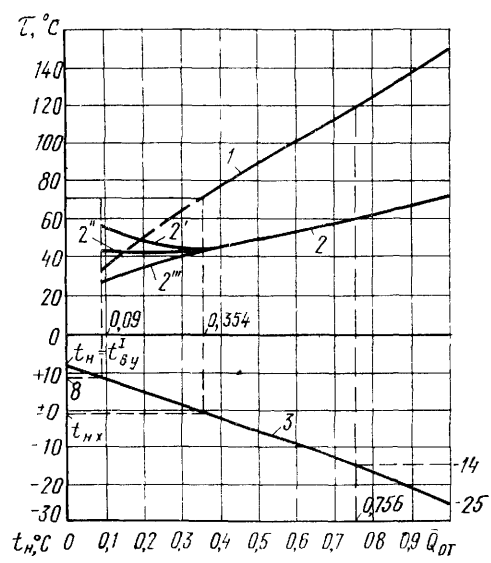


Рис. 5.4. Отопительно-бытовой график температур воды в тепловой сети для жилых **зданий**

1 — температура воды в подающем трубопроводе; *2* — то же, в обратном трубопроводе; *2'* — то же, при отсутствии регулирования отпуска тепла в диапазоне постоянной температуры воды в сети; *2''* — то же, при прерывистом регулировании; *2'''* — то же, при регулировании подмешиванием; *3* — зависимость $Q_{от} = f(t_н)$ при $t^р_{от} = -25°C$

во тепла, перерасход которого за период постоянства температуры воды в сети составляет около 3% годового расхода тепла. Часовой расход тепла, температура внутреннего воздуха, температура обратной воды от нагревательных приборов и температура обратной воды от отопительного теплообменника при различных наружных температурах определяются в этом случае по закономерностям отопительного комплекса при отклонении параметров поступающей к нему сетевой воды от их нормальных значений.

Регулирование расхода сетевой воды через отопительные теплообменники позволяет устранить перерасход тепла на отопление в диапазоне постоянной температуры воды в сети. При этом у абонентов с насосными смесительными узлами или с поверхностными отопительными теплообменниками обычно сохраняют постоянство расхода воды в местной системе отопления, т. е. сохраняют качественное регулирование отпуска тепла в этих системах. Эквиваленты сетевой воды находят в этом случае по уравнению теплового баланса отопительного комплекса из формулы (5.16) или (5.17). При элеваторных узлах у абонентов уменьшение расхода сетевой воды через элеватор приводит к пропорциональному уменьшению расхода воды в местной системе отопления, что может вызвать разрегулировку ее. В связи с этим при переходе на регулирование расхода сетевой воды элеваторное смешение заменяют или дополняют насосным путем включения в работу специального насоса, который устанавливается у абонентов с элеваторными узлами не только для указанной цели, но и для обеспечения автономной циркуляции воды в местной системе отопления при аварии в тепловой сети (см. рис. 2.8 и 2.11).

При прерывистом регулировании у абонентов с поверхностными отопительными теплообменниками или насосными смесительными узлами прекращение поступления сетевой воды в теплообменники не прекращает циркуляции воды в местных системах отопления; она продолжается с постепенным остыванием циркулирующей воды и постепенным понижением температуры воздуха в отапливаемых помещениях. Когда $t_{вн}$ станет ниже нормальной на какую-то допустимую величину $\Delta t_{вн}$ (1—1,5°C), необходимо включение в работу отопительного теплообменника, и тогда внутренняя температура начнет повышаться до значения, на $\Delta t_{в.н}$ выше нормального, после чего должен начаться снова перерыв в работе теплообменника. Из формулы (5.25) следует, что при заданном значении $\Delta t_{вн} = t^р_{вн} - t_{вн}$ и $\bar{Q} = 0$ продолжительность одного перерыва определяется значением наружной температуры и теплоаккумулирующей способностью помещения. Коэффициент продолжительности работы прибора в течение часа (суток) β определяется по уравнению теплового баланса отопительного комплекса из формулы

(5.16) или (5.17). Среднюю же температуру обратной воды от отопительного теплообменника за время его работы можно приближенно считать равной температуре обратной воды при $t_{нх}$. Это объясняется постоянством всех факторов, влияющих на эту температуру: расхода и температуры воды, входящей в нагревательный прибор, температуры внутреннего воздуха, которую в среднем за период работы прибора можно считать равной нормальной внутренней температуре.

Расчетный режим подогревателей горячего водоснабжения. При отопительно-бытовом графике температур воды в сети и нормальной подаче тепла в системы отопления (не связанной с горячим водоснабжением) площадь поверхности нагрева подогревателей горячего водоснабжения и максимальный суммарный расход сетевой воды на горячее водоснабжение и отопление определяют при наружной температуре, соответствующей точке излома температурного графика сетевой воды.

При параллельной схеме ввода (рис. 5.5,*а*) и расчетном режиме подогревателя горячего водоснабжения известны температура греющей воды τ_1, начальная температура водопроводной воды t_x, расчетная теплообменная способность подогревателя, которая при отсутствии специальных баков-аккумуляторов в горячем водоснабжении равна максимальному часовому расходу тепла $Q_{г.в}^{max}$, определяемому по формуле (1.24). Температурой сетевой воды на выходе из подогревателя τ_5 задаются. Чем ниже эта температура, тем меньше расход сетевой воды на нужды горячего водоснабжения, но тем больше поверхность нагрева подогревателя. По технико-экономическим исследованиям, проведенным ВТИ им. Ф. Э. Дзержинского*, оптимальное значение τ_5 в теплофикационных системах колеблется от 15 до 25°С. СНиП II-36-73 рекомендуют принимать τ_5=30°С.

Расчетный эквивалент нагреваемой водопроводной воды определяется по выражению

$$W_{г.в}^{max} = \frac{N g_{сут\ ср} K_ч c}{24}, \qquad (5.26)$$

где N — число жителей; $g_{сут\ ср}$ — норма расхода горячей воды на одного жителя в сутки наибольшего водопотребления, кг/(сут·житель); $K_ч$ — коэффициент часовой не-

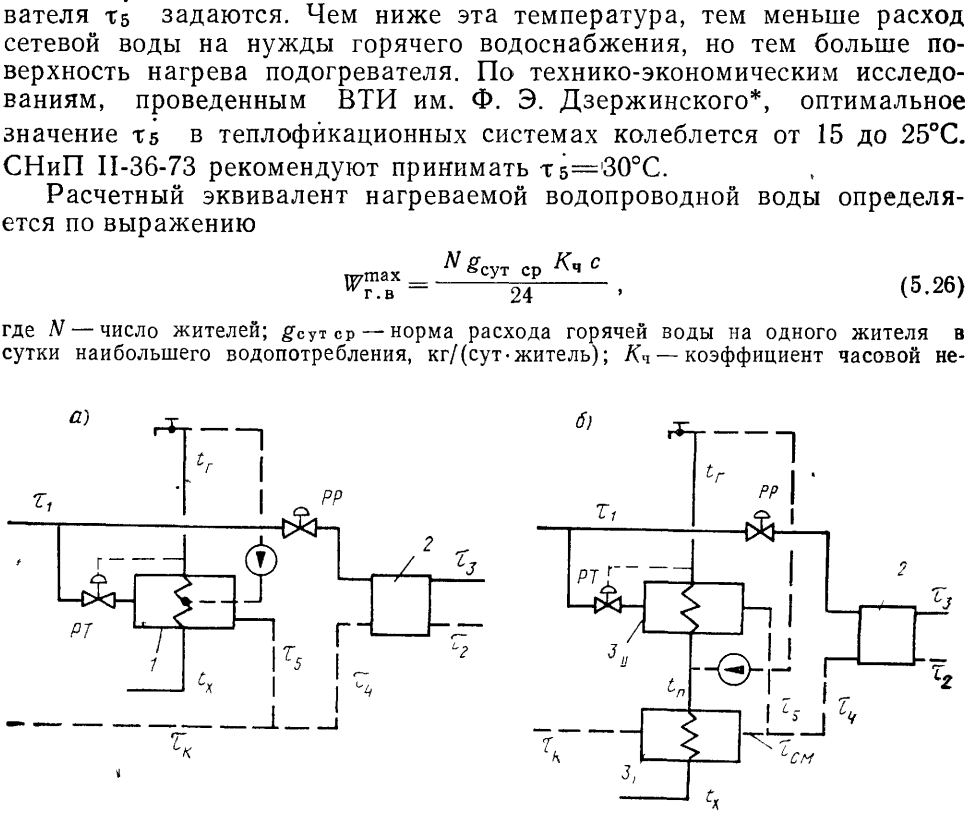


Рис. 5.5. Параллельная (*а*) и смешанная (*б*) схемы абонентского ввода
1 — подогреватель; *2* — отопительный теплообменник, $З_I$ и $З_{II}$ — подогреватель соответственно I и II ступени; *РР* — регулятор постоянства расхода воды; *РТ* — регулятор температуры

* **Зингер Н. М., Миркина А. Н.** Выбор расчетных параметров и сопоставление параллельной и смешанной схем горячего водоснабжения — Теплоэнергетика, 1966, № 2, 18—20 с.

равномерности расхода воды в сутки наибольшего водопотребления, определяемый по формуле (1 25) или по графику на рис 1.4; c — удельная теплоемкость воды.

Температуру водопроводной воды, выходящей из подогревателя, приближенно можно определить по формуле

$$t_г = t_х + \frac{Q^{max}_{г.в}}{W^{max}_{г.в}} . \quad (5.27)$$

Расчетный расход греющей сетевой воды в подогревателе горячего водоснабжения:

$$W^{'}_{с\ г.в} = \frac{Q^{max}_{г.в}}{\tau^{'}_1 - \tau^{'}_5} . \quad (5.28)$$

Температура смеси обратных вод от отопительного теплообменника и теплообменника горячего водоснабжения, т. е. температура сетевой воды, покидающей ввод, в расчетном режиме находится по формуле

$$\tau^{'}_к = \tau^{'}_1 - \frac{Q^{max}_{г.в} + Q^{'}_{от}}{W^{'}_{с.г.в} + W^{'}_{от}} , \quad (5.29)$$

где $Q^{'}_{от}$, $W^{'}_{от}$ — соответственно расход тепла на отопление и эквивалент сетевой воды, *проходящей через отопительный теплообменник, отвечающие точке излома* температурного графика воды в сети.

При смешанной схеме ввода (рис. 5.5,*б*) расчетный режим задают обычно двумя условиями: приравниванием температуры сетевой воды на выходе ее из подогревателя II ступени $\tau^{'}_5$ температуре обратной воды от отопительного теплообменника $\tau^{'}_4$, т. е. равенством $\tau^{'}_5 = \tau^{'}_4$, при котором поступающая в теплообменник I ступени греющая вода имеет температуру $\tau^{'}_{см} = \tau^{'}_4$, и недогревом водопроводной воды в подогревателе I ступени на величину $\delta^{'}_I$ до температуры греющей воды $\tau^{'}_{см}$, т. е. условием $t^{'}_п = \tau^{'}_4 - \delta^{'}_I$, где $t^{'}_п$ — температура водопроводной воды на выходе из подогревателя I ступени. Возможен и другой метод назначения температур $\tau^{'}_5$ и $t^{'}_п$ на основе минимальной расчетной поверхности теплообменников I и II ступени*.

Расчетный эквивалент нагреваемой водопроводной воды $W^{max}_{г.в}$, расчетный расход тепла $Q^{max}_{г.в}$ и температура нагретой воды $t_г$ определяются при смешанной схеме так же, как и при параллельной.

Теплообменную способность подогревателей I и II ступени в расчетном режиме находят по выражениям:

$$Q^{'}_I = W^{max}_{г.в} (t^{'}_п - t_х); \quad (5.30)$$

$$Q^{'}_{II} = Q^{max}_{г.в} - Q^{'}_I . \quad (5.31)$$

Расчетный эквивалент сетевой воды, проходящей через подогреватель II ступени:

$$W^{'}_{с\ г\ в} = \frac{Q^{'}_{II}}{\tau^{'}_1 - \tau^{'}_4} . \quad (5.32)$$

Суммарный эквивалент греющей воды, поступающей в подогреватель I ступени, равен:

$$\Sigma W^{'}_с = W_{с\ г\ в} + W^{'}_{от}. \quad (5.33)$$

---

* **Хлыбов Б. М.** Расчет смешанной схемы абонентского ввода по минимуму суммарной поверхности нагрева теплообменников горячего водоснабжения. — Водоснабжение и санитарная техника, 1976, № 2, 16—19 с.

Температуру сетевой воды после подогревателя I ступени находят по выражению:

$$\tau'_к = \tau_1 - \frac{Q^{max}_{г.в} + Q_{от}}{\Sigma W_с}. \quad (5.34)$$

Зная все данные расчетного режима подогревателей горячего водоснабжения, определяют при параллельной или смешанной схеме ввода площадь поверхности нагрева подогревателей и потери давления при прохождении через них греющей и нагреваемой воды по формулам, приведенным в гл. 3, с учетом расхода рециркуляционной воды.

Переменные режимы подогревателей горячего водоснабжения. Основной и общей задачей расчета переменных (нерасчетных) режимов подогревателей горячего водоснабжения при параллельной или смешанной схеме ввода является определение расхода через них сетевой воды с более высокой температурой, чем в расчетном режиме. Дополнительной задачей является определение в нерасчетных режимах подогревателей неизвестных температур теплообменивающихся сред в различных точках схем.

При параллельной схеме ввода решение задач переменного режима подогревателя горячего водоснабжения методически аналогично решению примера 3.3.

При смешанной схеме ввода задачи переменного режима подогревателей горячего водоснабжения решают в такой последовательности.

1. По данным расчетного режима подогревателей I и II ступени находят их параметры A_I и $A_П$ (см. § 15).

2. Затем используют равенство:

$$Q^{max}_{г.в} = Q_I + Q_{II}, \quad (5.35)$$

где Q_I, Q_{II} — теплообменные способности подогревателей I и II ступени в нерасчетном режиме.

Так как в нерасчетном режиме подогревателя II ступени всегда известен эквивалент нагреваемой воды $W^{max}_{г.в}$ и две температуры теплообменивающих сред (τ_1 и $t_г$), то теплообменную способность этого подогревателя целесообразно определять через эквивалент $W^{max}_{г.в}$ и вторую разность двух температур теплообменивающих сред:

$$Q_{II} = W^{max}_{г.в}\ \nu^{II}_{x\,II}\ (\tau_1 - t_г). \quad (5.36)$$

Из четырех температур водопроводной и сетевой воды подогревателя I ступени в нерасчетном режиме известна только начальная температура водопроводной воды $t_х$, поэтому одной из трех неизвестных температур воды $\tau_{см}$, $\tau_к$, $t_п$ необходимо задаться. Наиболее целесообразно задаваться температурой $\tau_к$, так как, зная эту температуру, можно определить расходы греющей воды через подогреватели II и I ступени и теплообменную способность подогревателя I ступени по третьей разности температур теплообменивающихся сред:

$$\Sigma W_с = \frac{Q^{max}_{г.в} + Q_{от}}{\tau_1 - \tau_к}; \quad (5.37)$$

$$W_{с.г.в} = \Sigma W_с - W_{от}; \quad (5.38)$$

$$Q_I = W^{max}_{г.в}\ \nu^{III}_{x\,I}\ (\tau_к - t_х). \quad (5.39)$$

Подставив в формулу (5.35) выражения для Q_I и Q_{II} и заменив $Q^{max}_{г.в}$ через $W^{max}_{г.в}$ $(t_г - t_х)$, получим:

$$W^{max}_{г\ в}\ (t_г - t_х) = W^{max}_{г.в}\ \nu^{III}_{x\,I}\ (\tau_к - t_х) + W^{max}_{г.в}\ \nu^{II}_{x\,II}\ (\tau_1 - t_г). \quad (5.40)$$

После сокращения левой и правой частей равенства (5.40) на $W^{max}_{г.в}$ и замены, согласно табл. 3.1, частных коэффициентов нагрева $\nu^{III}_{x\,I}$ и $\nu^{II}_{x\,II}$ через основные коэффициенты нагрева $\varepsilon_{x\,I}$ и $\varepsilon_{x\,II}$ получим:

$$t_г - t_x = \frac{\varepsilon_{x\,I}}{1 - \varepsilon_{x\,I}\,\theta_{x\,I}}\,(\tau_к - t_x) + \frac{\varepsilon_{x\,II}}{1 - \varepsilon_{x\,II}}\,(\tau_1 - t_г)\,. \qquad (5.41)$$

3. Формула (5.41) используется для проверки правильности предварительно принятого значения $\tau_к$. Для этого по формулам (5.37) и (5.38) находятся ΣW_c и $W_{с.г.в}$, а затем определяются безразмерные комплексы: $\theta_{xI} = W^{max}_{г.в}/\Sigma W_c$ и $\theta_{xII} = W^{max}_{г.в}/W_{с.г.в}$. После этого по известным значениям A_1, θ_{xI} и A_2, θ_{xII} по графику $\varepsilon = f(\theta, A)$ определяются значения ε_{xI} и ε_{xII}. Подставив принятое значение $\tau_к$ и соответствующие значения ε_{xI}, θ_{xI}, ε_{xII} в первую часть формулы (5.41), проверяют справедливость данного равенства. При отсутствии расхождения выбор $\tau_к$ закончен. В противном случае расчет повторяют, задаваясь новым значением $\tau_к$.

4. Определяют неизвестные температуры теплообменивающихся сред и теплообменные способности подогревателей:

$$t_п = t_x + \frac{\varepsilon_{x\,I}}{1 - \varepsilon_{x\,I}\,\theta_{x\,I}}\,(\tau_к - t_x); \qquad (5.42)$$

$$Q_I = W^{max}_{г.в}\,(t_п - t_x); \qquad (5.43)$$

$$Q_{II} = Q^{max}_{г.в} - Q_I; \qquad (5.44)$$

$$\tau_{см} = \tau_к + \frac{Q_I}{\Sigma W_c}; \qquad (5.45)$$

$$\tau_5 = \tau_1 - \frac{Q_{II}}{W_{с.г.в}}\,. \qquad (5.46)$$

В летний период при отключении отопления смешанная схема превращается в параллельную с одинаковыми расходами греющей и нагреваемой воды, проходящей через подогреватели горячего водоснабжения II и I ступени, и общей площадью поверхностей нагрева, равной:

$$F_{общ} = F_I + F_{II}, \qquad (5.47)$$

где F_I, F_{II} — площади поверхностей нагрева подогревателей горячего водоснабжения I и II ступени, м², известные из расчетного режима схемы.

Но, согласно § 15:

$$F = \frac{\sqrt{W_x W_г}}{AK} = \frac{B}{A}\,, \qquad (5.48)$$

где $B = \sqrt{W_x W_г}/K$ — величина постоянная для данного кожухотрубного подогревателя.

Так как подогреватели горячего водоснабжения собираются из одинаковых по размеру секций, величина B для них одинакова и поэтому формулу (5.48) можно записать в виде:

$$\frac{B}{A_{общ}} = \frac{B}{A_I} + \frac{B}{A_{II}}\,. \qquad (5.49)$$

После сокращения на величину B и некоторых преобразований получим выражение для определения общей постоянной величины $A_{общ}$ последовательно соединенных подогревателей I и II ступени:

$$A_{общ} = \frac{A_I\,A_{II}}{A_I + A_{II}}\,. \qquad (5.50)$$

Зная $A_{общ}$, расход греющей сетевой воды в летний период опреде-

лим так же, как определяются расходы греющей воды в нерасчетном режиме при параллельной схеме. Температура уходящей с ввода сетевой воды $\tau_к$ в летнем режиме определяется по формуле (5.34) при $Q_{от}=0$ и $\Sigma W_с = W_{с.г.в}$.

При задании расчетных режимов подогревателей горячего водоснабжения по указанным ранее условиям суммарная площадь поверхностей нагрева подогревателей I и II ступени при смешанной схеме ввода получается в 1,35—1,4 раза больше площади поверхности нагрева подогревателя при параллельной схеме. Сравнение же этих схем по расчетным расходам сетевой воды правомерно только при одинаковой площади поверхности нагрева подогревателей. Для такого сравнения сначала определяют по формуле (5.50) общий параметр подогревателей I и II ступени при смешанной схеме $A_{см}$, который косвенно выражает суммарную площадь поверхностей нагрева этих подогревателей, так как

$$F = \frac{\sqrt{W_x W_г}}{AK}.$$

Полагая, что такой же параметр (ту же площадь поверхности) имеет и подогреватель при параллельной схеме, по расчетному значению коэффициента нагрева ε_x этого подогревателя находят по графику на рис. 3.7 расчетное значение безразмерной величины θ_x, а затем относительный расход сетевой воды, проходящей через подогреватель горячего водоснабжения при параллельной схеме

$$\overline{W}_{с.г.в} = \frac{W_{с.г.в}}{W_{от}} = \frac{\rho_{max}\ \Delta\ \tau^{р}_{с.от}}{\theta_x\ \Delta\ t_г}.$$

При сравнении схем сопоставляются суммарные расходы сетевой воды на горячее водоснабжение и отопление, т. е. $\Sigma W_с = W_{с.г.в} + W_{от}$ или их относительные значения $\overline{W}_с = \overline{W}_{с.г.в} + 1$. Результаты таких сопоставлений показывают, что при одинаковой площади поверхности нагрева подогревателей горячего водоснабжения суммарный расчетный расход сетевой воды при параллельной схеме ввода всего на 4—6 % больше, чем при смешанной.

§ 25. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПО СУММАРНОМУ РАСХОДУ ТЕПЛА В ЗАКРЫТЫХ СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ. РАСЧЕТ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНЫХ СХЕМ АБОНЕНТСКОГО ВВОДА

Реализация связанной подачи тепла в систему отопления в закрытых системах теплоснабжения осуществляется в настоящее время устройством вводов по последовательной схеме (рис. 5.6). Описание этой схемы, включая ее автоматику, было приведено в § 9. При этой схеме сетевая вода прежде чем попасть в отопительный теплообменник проходит подогреватель горячего водоснабжения II ступени, где отдает часть своего тепла нагреваемой водопроводной воде. В результате в среднем за сутки тем-

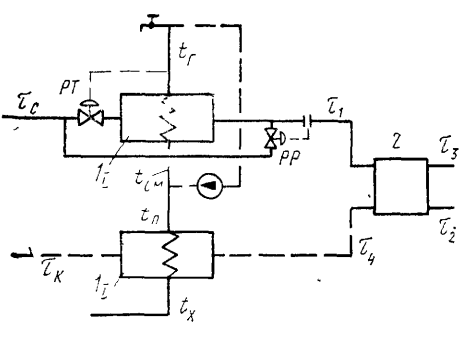


Рис. 5.6. Последовательная схема абонентского ввода
I_I — подогреватель I ступени, I_{II} — подогреватель II ступени; 2 — отопительный теплообменник; PP — регулятор постоянного расхода; PT — регулятор температуры

пература воды, поступающей в отопительный теплообменник, ниже, чем в тепловой сети.

Для нормального функционирования системы отопления охлаждение сетевой воды в подогревателе II ступени не должно отражаться на суточном количестве тепла, поступающего в отапливаемые помещения. Обеспечить это можно двумя способами:

1) сохранением в тепловой сети отопительного графика температур воды при увеличении расхода сетевой воды через отопительный теплообменник;

2) сохранением нормального отопительного расхода сетевой воды через отопительный теплообменник при повышении температуры воды в тепловой сети.

При первом способе искомым параметром сетевой воды являются ее расход G_c, при втором — ее температура τ_c.

В наиболее простом случае, когда расход нагреваемой водопроводной воды неизменен и равен среднечасовому расходу за сутки (например, при наличии баков-аккумуляторов в системе горячего водоснабжения), для определения искомых параметров сетевой воды используют:

уравнения теплового баланса нагреваемой и греющей воды в подогревателе II ступени:

$$Q_{II} = W^{ср}_{г.в}\ (t_г - t_п) = \frac{Q^{ср}_{г.в}}{\Delta\, t_г}\ (t_г - t_п); \tag{5.51}$$

$$Q_{II} = W_c\ (\tau_c - \tau_1) = \overline{W}_c\, W^{р}_{от}\ (\tau_c - \tau_1) = \frac{\overline{W}_c\, Q^{р}_{от}\ (\tau_c - \tau_1)}{\Delta\, \tau^{р}_{с.от}} \tag{5.52}$$

и уравнение нормальной относительной производительности отопительного комплекса

$$\overline{Q}_{от.норм} = \frac{\tau_1 - t^{р}_{вн}}{M}, \tag{5.53}$$

где $t_п$ — температура водопроводной воды после теплообменника I ступени, °С; $\Delta t_г = t_г - t_х$ — расчетная разность температур нагреваемой водопроводной воды, принимаемая равной 60—5=55°С; τ_c, τ_1 — температура воды соответственно в подающем трубопроводе тепловой сети и сетевой, поступающей в отопительный теплообменник; $\overline{W}_c = W_c / W_{от.норм}$ — относительный расход сетевой воды по отношению к нормальному расходу сетевой воды на отопление (при качественном регулировании); $\Delta\tau^{р}_{с.от} = \tau^{р}_1 - \tau^{р}_4$ — расчетная разность температур сетевой воды для отопления, принимаемая равной 150—70=80°С при элеваторных и насосных смесительных узлах, и 150—80=70°С при поверхностных отопительных теплообменниках; M — знаменатель в формулах (5.16)—(5.18), °С, значение которого зависит от состава отопительного комплекса и при неизменном расходе воды в местной системе отопления является функцией только относительного расхода сетевой воды, т. е. $M = f(\overline{W}_c)$.

При повышенном температурном графике воды в сети, когда $\overline{W}_c = 1$ и $\tau_1 = \tau_{1\,норм}$, из выражений (5.51) и (5.52) следует:

$$\tau_c = \tau_{1\,норм} + \frac{\rho_{ср}\ (t_г - t_п)\ \Delta\, \tau^{р}_{с.от}}{\Delta\, t_г}, \tag{5.54}$$

где $\rho_{ср} = Q^{ср}_{г.в} / Q^{р}_{от}$ — относительный среднечасовой расход тепла в горячем водоснабжении по отношению к расчетному расходу тепла на отопление.

При отопительно-бытовом графике температур воды в сети получим

$$\tau_{1\,норм} - t^{р}_{вн} = M\,\overline{Q}_{от} + \frac{\rho_{ср}\ (t_г - t_п)\ \Delta\, \tau^{р}_{с.от}}{\Delta\, t_г\, \overline{W}_c}. \tag{5.55}$$

Например, при отопительном комплексе с элеваторным узлом

$$M = \frac{\Delta t^{р}_{ср.пр}}{\bar{Q}^{0,25}_{от}} + \frac{\Delta \tau^{р}_{с.от} - 0{,}5\,\Delta \tau_{м}}{\bar{W}_{с}}.$$

Подставив данное выражение для M в формулу (5.55) находим

$$\bar{W}_{с} = 1 + \frac{\rho_{ср}\,(t_{г} - t_{п})\,\Delta \tau^{р}_{с.от}}{\Delta t_{г}\,(\Delta \tau^{р}_{с.от} - 0{,}5\,\Delta \tau^{р}_{м})\,\bar{Q}_{от}}. \qquad (5.5$$

На результаты определения параметров сетевой воды $\tau_{с}$, $\bar{W}_{с}$ заметное влияние оказывает площадь поверхности нагрева подогревателя I ступени, которую, как и при смешанной схеме ввода, задают значением температуры $t_{п}$ в расчетном режиме подогревателя и которая теоретически может изменяться от нуля до бесконечности. В настоящее время за расчетный режим подогревателей горячего водоснабжения при последовательной схеме ввода принимается их режим при наружной температуре $t_{нх}$, соответствующей точке излома отопительно-бытового графика температур. Следовательно, нормальные значения температур сетевой воды, поступающей в отопительный теплообменник ($\tau_{1\,норм}$) и выходящей из него ($\tau_{4\,норм}$), всегда известны из этого графика.

Температуру $t_{п}$ в расчетном режиме подогревателей задают по условию

$$t_{п} = \tau_{4\,норм} - \delta. \qquad (5.57)$$

Значение δ при повышенном температурном графике принимают равным 5° С, при отопительно-бытовом графике — 3—4° С. В последнем случае при $\bar{W}_{с} > 1$ фактическое значение температуры τ_{4} всегда будет больше, чем $\tau_{норм}$, поэтому при определении $t_{п}$ по температуре $\tau_{4\,норм}$ расчетное значение δ может быть несколько уменьшено.

При расчете повышенного графика всегда ориентируются на так называемый «типовой» абонент, под которым понимается или условный абонент со средним по всему теплоснабжаемому району значением $\rho_{ср} = \rho_{ср.тип}$, или реальный абонент, если число таких абонентов в районе является преобладающим. Для остальных «нетиповых» абонентов района с $\rho_{ср} \neq \rho_{ср.тип}$ расчетные расходы воды при элеваторных вводах определяются по выражению

$$\bar{W}_{с} = \frac{1 + \dfrac{\rho_{ср}\,(t_{г} - t_{п})\,\Delta \tau^{р}_{с.от}}{\Delta t_{г}\,(\Delta \tau^{р}_{с.от} - 0{,}5\,\Delta \tau^{р}_{с.от})\,\bar{Q}_{от}}}{1 + \dfrac{\tau_{с} - \tau_{1\,норм}}{(\Delta \tau^{р}_{с.от} - 0{,}5\,\Delta \tau^{р}_{м})\,\bar{Q}_{от}}}. \qquad (5.58)$$

Выражение (5.58) при $\tau_{с} = \tau_{1норм}$ переходит в формулу (5.56), а при $\bar{W}_{с} = 1$ — в формулу (5.54).

В более сложном случае, когда в состав отопительного комплекса входит поверхностный теплообменник, решение вышеприведенной системы балансовых уравнений приводит к выражению:

$$(\tau_{с} - \tau_{1\,норм}) + (\Delta \tau^{р}_{с.от} - 0{,}5\,\Delta \tau^{р}_{м})\,\bar{Q}_{от.норм} = \frac{\Delta \tau^{р}_{м}}{\bar{W}_{м}}\left(\frac{1}{\varepsilon_{х.то}} - 0{,}5\right)\bar{Q}_{от\ норм} +$$

$$+ \rho_{ср}\,\frac{\Delta \tau^{р}_{с.от}\,(t_{г} - t_{п})}{\Delta t_{г}\,\bar{W}_{с}}, \qquad (5.59)$$

где $\tau_{1\,норм}$ — температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети при данной наружной температуре по отопительно-бытовому графику температур для данного отопительного комплекса, °С; $\varepsilon_{х.то}$ — коэффициент нагрева отопительного теплообменника.

При расчете повышенного температурного графика, когда $\overline{W}_с = \overline{W}_м = 1$, справедливо равенство

$$(\Delta \tau^р_{с.от} - 0{,}5\,\Delta \tau^р_м)\,\overline{Q}_{от.норм} = \frac{\Delta \tau^р_м}{\overline{W}_м}\left(\frac{1}{\varepsilon_{х\ то}} - 0{,}5\right)\overline{Q}_{от},$$

и выражение (5.59) переходит в формулу (5.54).

Расчетный расход сетевой воды у нетиповых абонентов района при поверхностном отопительном теплообменнике определяется по выражению (5.59) методом последовательных приближений. При этом задаются значением $\overline{W}_с$ и при постоянном расходе воды в местной системе отопления, т. е. при $\overline{W}_м = 1$, находят значение

$$\theta_{х\ то} = \frac{W_м}{W_с} = \frac{\Delta \tau^р_{с\ от}\ \overline{W}_м}{\Delta \tau_м\ \overline{W}_с}.$$

По значению $\theta_{х.то}$ и параметру A отопительного теплообменника по графику на рис. 3.7 находят значение $\varepsilon_{х.то}$ и, подставив его в формулу (5.59), проверяют совпадение левой и правой частей равенства. Если совпадения не получается, расчет повторяют, задаваясь новым значением $\overline{W}_с$.

При отопительно-бытовом графике температур воды в сети искомый расчетный расход сетевой воды $\overline{W}_с$ находят также по выражению (5.59) путем последовательных приближений. Так как при таком графике температур $\tau_с = \tau_{1\,норм}$, то первое слагаемое в левой части равенства (5.59) превращается в нуль.

При наружных температурах $t_н < t_{нх}$ искомые параметры сетевой воды находят по вышеуказанным формулам с дополнительным определением температуры водопроводной воды после подогревателя I ступени $t_п$, так как площадь поверхности нагрева этого подогревателя уже задана его расчетным режимом.

У типовых абонентов при повышенном графике температур воды в сети температура $t_п$ определяется из равенства коэффициентов нагрева подогревателя I ступени при $t_{нх}$ и $t_н < t_{нх}$, которое обусловливается в этих режимах одним и тем же значением $\theta_{xI} = W^{ср}_{г.в}/W_с$ и неизменностью параметра A_1 теплообменника I ступени. Из этого равенства следует, что при $t_н < t_{нх}$:

$$t_п = t_х + (t'_п - t_х)\ \frac{\tau_{4\,норм} - t_х}{\tau_4 - t_х}. \qquad (5.60)$$

У нетиповых абонентов при повышенном графике температур воды в сети определение $\overline{W}_с$ и $t_п$ при $t_н < t_{нх}$ происходит методом последовательных приближений. Задаются значением $\overline{W}_с$ и находят значение

$$\theta_{xI} = \frac{W^{ср}_{г.в}}{W_с} = \rho_{ср}\ \frac{\Delta \tau^р_{с.от}}{\Delta t_г\ \overline{W}_с}.$$

Затем по графику на рис. 3.7 определяют значение ε_{xI}, по которому с некоторым приближением (полагая $\tau_4 = \tau_{4\,норм}$) и находят искомое значение $t_п$:

$$t_п = t_х + \varepsilon_{х\,I}\ (\tau_{4\,норм} - t_х). \qquad (5.61)$$

Проверка правильности предварительно принятого значения $\overline{W}_c$ производится по выражению (5.59).

При отопительно-бытовом графике температур воды в сети искомые расходы сетевой воды при $t_н < t_{нх}$ определяются тем же методом, что и расходы воды у нетиповых абонентов при повышенном графике. Выражение (5.59) в этом случае несколько упрощается, так как слагаемое $\tau_c - \tau_{1\,норм}$ становится равным нулю.

При равномерном расходе нагреваемой водопроводной воды определение площади поверхности нагрева подогревателя II ступени не представляет затруднений, так как все необходимые для этого данные (W_c, $W_{г.в}^{ср}$, $\tau_п$, $t_г$, τ_c, τ_1) становятся известными в процессе определения параметров сетевой воды в расчетном режиме ввода. Для случаев, когда $\overline{W}_c \neq 1$, температуру сетевой воды по выходе ее из подогревателя II ступени находят по выражению:

$$\tau_1 = \tau_c - \rho_{ср} \frac{(t_г - t_п)\ \Delta\ \tau_{от}^{р}}{\Delta\ t_г\ \overline{W}_c}. \qquad (5.62)$$

Однако в настоящее время большинство местных систем горячего водоснабжения не имеет аккумуляторов, и расход водопроводной воды через подогреватели горячего водоснабжения неравномерен по часам суток (см. рис. 4.8).

Но даже одинаковые отклонения расхода водопроводной воды от его среднечасового значения вызывают неодинаковые отклонения теплоотдачи приборов от ее нормального значения: при увеличении расхода водопроводной воды теплоотдача приборов уменьшается в большей степени, чем происходит ее возрастание при уменьшении расхода нагреваемой воды. В связи с этим при одном и том же значении $\rho_{ср}$ для обеспечения нормальной суммарной теплоотдачи нагревательных приборов параметры поступающей на ввод сетевой воды при неравномерном расходе нагреваемой воды должны быть несколько увеличены по сравнению с их значениями, получаемыми при равномерном расходе нагреваемой воды.

Точное определение такого увеличения параметров сетевой воды чрезвычайно сложно как из-за пикового характера самих колебаний (см. рис. 1.1), так и вследствие теплоаккумулирующих свойств подающих трубопроводов между подогревателем II ступени и нагревательными приборами. Для приближенной оценки влияния колебаний расхода нагреваемой водопроводной воды на искомые параметры сетевой воды автором предлагаются следующие формулы:

$$\tau_{с.кол} = \tau_c + \Delta\ \tau_{кол} = \tau_c + 7\ (K_ч - 1)\ \rho_{ср}; \qquad (5.63)$$

$$\overline{W}_{с.кол} = \overline{W}_c + \Delta\ \overline{W}_{с\ кол} = \overline{W}_c + (\overline{W}_c - 1)\ (1{,}1\ \ldots\ 1{,}15). \qquad (5.64)$$

Для более точного определения параметров сетевой воды при неравномерном расходе нагреваемой водопроводной воды применяют следующий метод. Упрощают суточный график расхода тепла в горячем водоснабжении, представляя его в виде трех — пяти групп часов (ступеней графика) с равным теплопотреблением. При таком упрощении стараются примерно сохранить величину и продолжительность периодов максимального и минимального

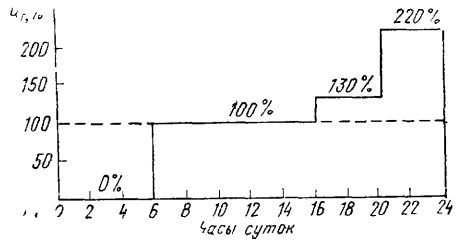


Рис. 5.7. Четырехступенчатый суточный график потребления тепла

теплопотребления с обязательным сохранением общего расхода тепла за сутки. Примерный вид такого графика, состоящего из четырех ступеней, приведен на рис. 5.7. Такой упрощенный график, называемый «расчетным», целесообразно строить в безразмерных величинах, принимая за 100% среднечасовой расход тепла за сутки.

Если, например, в основу расчета принят четырехступенчатый график, приведенный на рис. 5.7, то из суточного баланса теплоотдачи нагревательных приборов следует:

$$Q_1 z_1 + Q_2 z_2 + Q_3 z_3 + Q_4 z_4 = Q_{\text{ч·норм}} \cdot 24, \qquad (5.65)$$

где Q_1, ., Q_4 — часовая отдача тепла нагревательными приборами при различных «ступенях» расхода тепла в горячем водоснабжении; $z_1, .., z_4$ — продолжительность каждой «ступени» графика, ч

Разделив обе части равенства (5.65) на $Q_{\text{ч норм}}$, получим:

$$\overline{\overline{Q}}_1 z_1 + \overline{\overline{Q}}_2 z_2 + \overline{\overline{Q}}_3 z_3 + \overline{\overline{Q}}_4 z_4 = 24, \qquad (5.66)$$

где $\overline{\overline{Q}}_1$, ., $\overline{\overline{Q}}_4$ — *относительная теплоотдача* приборов по отношению к нормальной часовой теплоотдаче при данной наружной температуре

Взаимосвязь между относительной часовой теплоотдачей приборов $\overline{\overline{Q}} = Q/Q_{\text{норм}}$, эквивалентом водоразбора $W_{\text{г в}}$ и параметрами поступающего на ввод теплоносителя τ_c, W_c находится в результате решения следующей системы уравнений:

$$Q_{\text{г в}} = Q_{\text{I}} + Q_{\text{II}}; \quad Q_{\text{I}} = W_{\text{г в}}\, \varepsilon_{\text{х I}}\, (\tau_4 - t_{\text{х}});$$

$$Q_{\text{II}} = W_c\, (\tau_c - \tau_1); \quad \overline{Q}_{\text{от}} = \frac{\tau_1 - t^{\text{р}}_{\text{вн}}}{M};$$

$$Q_{\text{от}} = W_c\, (\tau_1 - \tau_4);$$

$$\overline{\overline{Q}}_{\text{от}} = \frac{Q_{\text{от}}}{Q_{\text{от. норм}}} = \frac{\overline{Q}_{\text{от}}}{\overline{Q}_{\text{от. норм}}},$$

где $Q_{\text{г в}}$ — общий расход тепла на горячее водоснабжение, Q_{I}, Q_{II} — теплообменная способность подогревателей I и II ступени; $W_{\text{г в}}$, W_c — эквиваленты нагреваемой (холодной) водопроводной воды и сетевой воды; ε_{xI} — коэффициент нагрева подогревателя I ступени; τ_1, τ_4 — температура сетевой воды соответственно при входе в отопительный теплообменник и при выходе из него, °С; $t_{\text{х}}$ — начальная температура водопроводной воды, °С; $t^{\text{р}}_{\text{вн}}$ — расчетная температура внутреннего воздуха, °С; M — знаменатель в формулах (5.16)—(5.18), значение которого зависит от состава отопительного комплекса, °С; $Q_{\text{от}}$, $Q_{\text{от норм}}$ — часовая теплоотдача нагревательных приборов при затрате части тепла на подогрев водопроводной воды и нормальная часовая теплоотдача приборов при данной наружной температуре.

Решив совместно приведенную систему уравнений, находим

$$\overline{\overline{Q}}_{\text{от}} = \frac{(\tau_c - t^{\text{р}}_{\text{вн}}) - \theta_{\text{х I}}\, [\Delta t_{\text{г}} - \varepsilon_{\text{х I}}\, (t^{\text{р}}_{\text{вн}} - t_{\text{х}})]}{\overline{Q}_{\text{от. норм}}\, [M - \varepsilon_{\text{х I}}\, \theta_{\text{х I}}\, (M - 1/\overline{W}_c)]}. \qquad (5.67)$$

При повышенном графике температур воды в сети, когда расход сетевой воды через ввод остается неизменным и равным нормальному отопительному расходу, т. е. при $\overline{W}_c = 1$, формула (5.67) приобретает более простой вид:

$$\overline{\overline{Q}}_{\text{от}} = \frac{(\tau_c - t^{\text{р}}_{\text{вн}}) - \theta_{\text{х I}}\, [\Delta t_{\text{г}} - \varepsilon_{\text{х I}}\, (t^{\text{р}}_{\text{вн}} - t_{\text{х}})]}{(\tau_{1\,\text{норм}} - t^{\text{р}}_{\text{вн}}) - \varepsilon_{\text{х I}}\, \theta_{\text{х I}}\, (\tau_{4\,\text{норм}} - t^{\text{р}}_{\text{вн}})}, \qquad (5.68)$$

где $\theta_{\text{х I}} = W_{\text{г в}}/W_c$; $\Delta t_{\text{г}} = t_{\text{г}} - t_{\text{х}}$ — разность конечной и начальной температур нагреваемой водопроводной, °С, $\tau_{1\,\text{норм}}$, $\tau_{4\,\text{норм}}$ — температура сетевой воды соответственно при входе в отопительный теплообменник и выходе из него при нормальном режиме узла в данной наружной температуре, °С

Значения $\overline{\overline{Q}}_{\text{от}}$ по выражению (5.67) при каждой «ступени» упрощенного графика суточного расхода нагреваемой воды подставляют в

формулу (5.66), откуда и находят искомые параметры сетевой воды. Если искомым параметром сетевой воды является ее эквивалент W_c, то задача решается методом последовательных приближений. Сначала задаются значением W_c, находят значение переменной M и значения $\theta_{x1}=W_{г.в}/W_c$ для каждой «ступени» суточного графика расхода тепла (воды) в горячем водоснабжении, а затем проверяют правильность принятого значения W_c по формуле (5.66).

При расчете повышенного графика данная задача решается проще. В этом случае формулу (5.68) приводят к виду:

$$\overline{\overline{Q}}_{от\,i}=\frac{(\tau_c-t^p_{вн})-Б_i}{B_i}, \qquad (5.68а)$$

где

$$Б_i=\theta_{x\,1\,i}\,[\Delta t_г-\varepsilon_{x\,1\,i}\,(t^p_{вн}-t_x)];$$

$$B_i=(\tau_{1\,норм}-t^p_{вн})-\varepsilon_{x\,1\,i}\,\theta_x\,,\,(\tau_{4\,норм}-t^p_{вн}).$$

Частные значения $\overline{\overline{Q}}_{от\,i}$ по выражению (5.68а) при каждой «ступени» водоразбора подставляют в формулу (5.66), которая приобретает такой вид:

$$\frac{[(\tau_c-t^p_{вн})-Б_1]\,z_1}{B_1}+\ldots+\frac{[(\tau_c-t^p_{вн})-Б_4]\,z_4}{B_4}=24.$$

Обозначив

$$\frac{z}{B}=Д=\frac{z}{(\tau_{1\,норм}-t^p_{вн})-\varepsilon_{x\,1}\,\theta_{x\,1}\,(\tau_{4\,норм}-t^p_{вн})}$$

и сделав некоторые преобразования, получим:

$$\tau_c=t^p_{вн}+\frac{24+(Б_1Д_1+Б_2Д_2+Б_3Д_3+Б_4Д_4)}{Д_1+Д_2+Д_3+Д_4}. \qquad (5.69)$$

При $t_н<t_{нх}$ искомая температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети определяется по вышеизложенной методике с подстановкой в формулу (5.68а) значений $\tau_{1\,норм}$ и $\tau_{4\,норм}$, соответствующих температуре $t_н$, при которой находится повышенное значение температуры воды в сети τ_c.

При неравномерном расходе нагреваемой водопроводной воды площадь поверхности нагрева подогревателя II ступени определяется в расчетном режиме подогревателей при $t_п=t_{нх}$ и при максимальном водоразборе. При этом считают, что вся сетевая вода проходит только через подогреватель, а его обводной трубопровод в этом режиме перекрыт автоматом РР. Сначала находят минимальное значение относительной теплоотдачи нагревательных приборов $\overline{\overline{Q}}_{от\,min}$, соответствующее максимальному водоразбору. При уточненном решении этой задачи $\overline{\overline{Q}}_{от\,min}$ находят по формуле (5.67) или (5.68) с подстановкой в эти формулы предварительно найденных значений параметров сетевой воды τ_c или W_c.

Для приближенного определения значений $\overline{\overline{Q}}_{от\,min}$ при повышенных графиках температур воды в сети может быть использована предлагаемая автором формула

$$\overline{\overline{Q}}_{от\,min}=1-a\,\rho_{max}-b\,(\rho_{max})^2, \qquad (5.70)$$

где

$$\rho_{max}=Q^{max}_{г\,в}/Q^p_{от}.$$

Значения коэффициентов a и b зависят от расчетной разности температур воды в тепловой сети $\Delta\tau^{р}_{с.от}$:

$\Delta\tau^{р}_{с.от}$	150—70=80°С	140—70=70°С	130—70=60°С
a	0,4	0,35	0,2
b	0,5	0,4	0,35

Определив значение относительной теплоотдачи нагревательных приборов по отношению к ее нормальному значению $\overline{\overline{Q}}_{от\,min}$, переходят к относительной теплоотдаче нагревательных приборов по отношению к ее расчетному значению: $\overline{Q}_{от\,min}=Q_{от\,min}/Q^{р}_{от}=\overline{\overline{Q}}_{от\,min}\times\overline{Q}_{от\,норм}$, а затем по закономерностям отопительного комплекса [формулы (5.19), (5.20), (5.21)] находят значения температуры сетевой воды при входе $\tau_{1\,min}$ и выходе $\tau_{4\,min}$ ее из отопительного теплообменника.

Производительность подогревателя II ступени $Q_{II\,max}$ и температуру водопроводной воды при входе ее в этот подогреватель $t_{п\,min}$ определяют по выражениям:

$$Q_{II\,max}=W_{с}\,(\tau_{с}-\tau_{1\,min})=Q^{р}_{от}\,\frac{\overline{W}_{с}\,(\tau_{с}-\tau_{1\,min})}{\Delta\tau^{р}_{с.от}}\,; \qquad (5.71)$$

$$t_{п\,min}=t_{г}-\frac{Q_{II\,max}}{W^{max}_{г.в}}=t_{г}-\frac{\overline{W}_{с}\,(\tau_{с}-\tau_{1\,min})\,\Delta t_{г}}{\rho_{max}\,\Delta\tau^{р}_{с.от}}\,. \qquad (5.72)$$

Температуру сетевой воды, уходящей из подогревателя I ступени, во всех случаях находят по формуле

$$\tau_{к}=\tau_{с}-\frac{Q_{г.в}+Q_{от}}{W_{с}}=\tau_{с}-\frac{(\rho+\overline{Q}_{от})\,\Delta\tau^{р}_{с.от}}{\overline{W}_{с}}\,. \qquad (5.73)$$

Связанная подача тепла в систему отопления при отопительно-бытовом графике температур воды в сети приводит к увеличению расчетных расходов сетевой воды и требует применения специальной автоматики, которая уменьшала бы расход сетевой воды через ввод при понижении наружной температуры. Необходимость в такой автоматике вызывается тем, что с понижением наружной температуры и повышением температуры обратной воды от отопительного теплообменника увеличивается подогрев водопроводной воды в подогревателе I ступени и уменьшается нагрев воды в подогревателе II ступени. Соответственно уменьшаются и охлаждение сетевой воды в подогревателе II ступени, и необходимый добавочный расход сетевой воды для компенсации этого охлаждения.

При расчетной наружной температуре, когда температура обратной воды от отопительного теплообменника повышается до 70—80°С, нагрев водопроводной воды может полностью осуществляться в подогревателе I ступени и в этот период никакого увеличения расхода сетевой воды через ввод сверх нормального отопительного расхода не потребуется.

В расчетном же режиме подогревателей горячего водоснабжения дополнительный расход сетевой воды составляет примерно 2—2,5 м³ на каждый ГДж/ч расчетной нагрузки горячего водоснабжения.

Для «нетиповых» абонентов при повышенном графике температур воды в сети необходима специальная автоматика. У таких абонентов с $\rho_{ср}>\rho_{ср.тип}$ расход сетевой воды должен уменьшаться в течение отопительного периода, а с $\rho_{ср}<\rho_{ср.тип}$ увеличиваться. Использование же существующей автоматики с постоянным расходом сетевой воды через

ввод неизбежно приводит у «нетиповых» абонентов к перерасходу тепла на отопление.

Однако применение связанной подачи тепла даже для типовых абонентов при повышенном температурном графике воды в сети осложняется неравномерностью потребления горячей воды по дням недели, когда расход горячей воды в нерабочие и предпраздничные дни на 20—30% превышает расход воды в остальные дни недели. В этих условиях для обеспечения нормальной суточной отдачи тепла нагревательными приборами во все дни недели целесообразно применение в эксплуатации двух температурных графиков: «предпраздничного» — с более высокими значениями температур воды в сети и «рабочего» — с пониженными температурами воды в сети. При применении двух температурных графиков вначале рассчитывают «предпраздничный» график с соответствующим подбором подогревателей горячего водоснабжения. Расчет же «рабочего» графика ведут при уменьшенных расходах горячей воды, но при известном уже параметре A_I подогревателя I ступени, полученном из расчета «предпраздничного» графика. При применении же для таких расчетов упрощенной формулы (5.54) вместо формулы (5.69) определяют новое значение $\theta_{x\,I\,раб} = W^{ср}_{г.в.раб}/W_c$ и, зная параметр теплообменника A_I, находят по графику на рис. 3.7 новое значение температуры водопроводной воды после подогревателя I ступени $t'_{п.раб}$:

$$t_{п.раб} = t_x + \varepsilon'_{x\,I\,раб}\,(\tau'_{4\,норм} - t_x). \qquad (5.74)$$

Температуры воды в сети для двух указанных случаев — при $\rho_{ср\,раб} = 0{,}3$ и $\rho_{ср\,пр} = 0{,}375$ — приведены на рис. 5.8.

Расход сетевой воды через ввод в теплый период года при отключенном отоплении находится при последовательной схеме ввода так же, как и при смешанной (см. § 24).

Влияние колебаний расхода тепла в горячем водоснабжении на температуру воздуха в отапливаемых помещениях весьма приближенно определяется по формуле (5.25).

Последовательная схема абонентского ввода как средство реализации связанной подачи тепла в систему отопления имеет ограниченную область применения, о чем свидетельствуют и СНиП II-36-73, которыми предписывается применение последовательной схемы до $\rho_{max} = 0{,}6$.

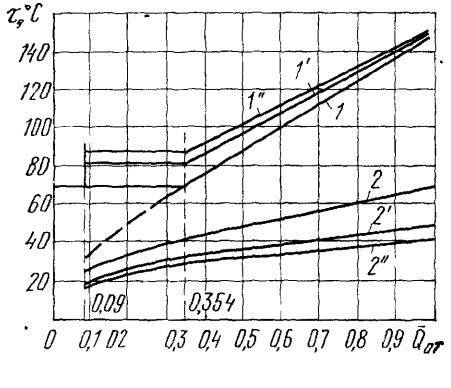


Рис. 5.8. Температуры воды в подающем (*1, 1', 1''*) и обратном (*2, 2', 2''*) трубопроводах тепловой сети

1, 2 — при нормальном температурном графике; *1', 2'* — при повышенном температурном графике для рабочих дней недели, *1'', 2''* — то же, для нерабочих и предпраздничных дней недели

Рассмотрим справедливость этого положения. При последовательной схеме ввода неизменная в течение суток подача тепла на ввод определяется исходя из расхода тепла абонентом, равного $\Sigma Q = Q_{от.норм} + Q^{ср}_{г.в}$. Но в часы максимального водопотребления расход тепла абонентом составляет

$$\Sigma Q_{max} = Q_{от\,min} + Q^{max}_{г.в} = Q_{от\,min} + K_ч Q^{ср}_{г.в},$$

где $K_ч$ — коэффициент часовой неравномерности потребления тепла в горячем водоснабжении.

Необходимый подогрев водопроводной воды при максимальном водопотреблении может быть обеспечен только при соблюдении условия

$$Q_{от.норм} + Q^{ср}_{г.в} \geqslant Q_{от\,min} + K_ч Q^{ср}_{г.в},$$

которое в безразмерных величинах имеет вид

$$\bar{Q}_{\text{от.норм}} + \rho_{\text{ср}} \geqslant \bar{Q}_{\text{от min}} + K_{\text{ч}}\,\rho_{\text{ср}}.$$

В предельном случае, когда при максимальном водопотреблении $\bar{Q}_{\text{от min}}$ становится равным нулю (при $\tau_1 = \tau_4 = t_{\text{вн}}^{\text{р}}$), пренебрегая некоторым незначительным в этом случае нагревом водопроводной воды в подогревателе I ступени, получим

$$\bar{Q}_{\text{от.норм}} + \rho_{\text{ср}} \geqslant K_{\text{ч}}\,\rho_{\text{ср}},$$

откуда предельное значение $\rho_{\text{ср}}$:

$$\rho_{\text{ср.пред}} \leqslant \frac{\bar{Q}_{\text{от.норм}}}{K_{\text{ч}} - 1}. \qquad (5.75)$$

Если переход на постоянную температуру воды в сети в теплый период отопительного сезона происходит при одной и той же наружной температуре $t_{\text{нх}}$ как при отопительно-бытовом, так и при повышенном графике температур воды в сети, когда $\tau_{1\,\text{норм}} = 70°\text{C}$, а $\bar{Q}_{\text{от.норм}} \approx 0{,}35$, то при $K_{\text{ч}} = 2{,}2$ предельное значение $\rho_{\text{ср}}$ равно

$$\rho_{\text{ср.пред}} = \frac{0{,}35}{2{,}2 - 1} = 0{,}293 \approx 0{,}3,$$

что соответствует $\rho_{\max\,\text{пред}} = 0{,}3 \cdot 2{,}2 = 0{,}66$.

Так как полное прекращение отдачи тепла нагревательными приборами в течение всего времени максимального водопотребления недопустимо из-за чрезмерного снижения внутренней температуры, то СНиП II-36-73 и ограничивают применение последовательной схемы значением $\rho_{\max}$, равным 0,6.

Для возможности реализации экономичной связанной подачи тепла в систему отопления при $\rho_{\max} > 0{,}6$ очевидно должны применяться какие-то другие схемы абонентских вводов. Такой схемой, в частности, может являться несколько измененная последовательная схема, предложенная кафедрой теплофикации и газоснабжения МИСИ им. В. В. Куйбышева (см. § 9). Расчет последовательной схемы с регулируемой перемычкой (рис. 5.9) проводится на основе следующих исходных положений:

1) повышенный температурный график воды в сети уже задан (определяется или по типовому абоненту, если его $\rho_{\max} < 0{,}6$, или по условному абоненту с $\rho_{\max} = 0{,}6$);

2) максимум и минимум температуры сетевой воды, поступающей в отопительный теплообменник у рассчитываемого абонента, совпадают с аналогичными значениями температур у абонента, по которому рассчитан график температур воды в сети. Тем самым обусловливается оди-

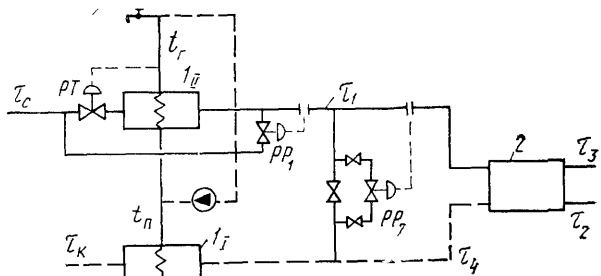


Рис. 5.9. Последовательная схема абонентского ввода с регулируемой перемычкой
1_I — подогреватель I ступени; 1_{II} — подогреватель II ступени; 2 — отопительный теплообменник; PP_1, PP_2 — регуляторы постоянства расхода воды; РТ — регулятор температуры

наковое влияние горячего водоснабжения на отопление у того и другого абонентов;

3) минимальное значение относительного расхода тепла на отопление $\bar{Q}_{от\,min}$ и минимальное значение температуры сетевой воды, поступающей в отопительный теплообменник, τ_{1min} определяют из расчета типового абонента (по которому строится температурный график воды в сети) при максимальном водопотреблении.

Искомый расход сетевой воды у рассчитываемого абонента определяют на основе решения следующей системы уравнений:

уравнения теплового баланса подогревателя II ступени в расчетном режиме

$$W_{г.в}^{max}(t_г - t_п') = W_c'(\tau_c - \tau_{1\,min});$$

уравнения температуры водопроводной воды, поступающей в подогреватель II ступени, определяемой по задаваемому значению ее недогрева δ_{max} до температуры греющей воды в подогревателе I ступени

$$t_п' = \tau_{см\,min}' - \delta_{max}';$$

уравнения температуры греющей воды в подогревателе I ступени

$$\tau_{см\,min}' = \tau_{1\,min}' - \frac{Q_{от\,min}'}{W_c} = \tau_{1\,min}' - \frac{\bar{Q}_{от\,min}\,\Delta\,\tau_{с\,от}^{р}}{\bar{W}_c}.$$

Решая эту систему уравнений, находят

$$(\tau_c - \tau_{1\,min}')\,(\bar{W}_c')^2 - \mu_{max}\,(t_г + \delta_{max}' - \tau_{1\,min}')\,\bar{W}_c - \mu_{max}\,\bar{Q}_{от\,min}\,\Delta\,\tau_{с\,от} = 0,$$

где

$$\mu_{max} = \rho_{max}\,\frac{\Delta\,\tau_{с\,от}^{р}}{\Delta\,t_р}.$$

После определения $\bar{W}_c$ из третьего уравнения находят $\tau_{см\,min}$, а затем по второму уравнению определяют значение $t_п$. Температуру воды, покидающей ввод, определяют по выражению

$$\tau_{к\,min}' = \tau_c' - \frac{(\rho_{max}' + \bar{Q}_{от\,min})\,\Delta\,\tau_{с\,от}^{р}}{\bar{W}_c}.$$

В результате становятся известными расходы и все температуры греющей и нагреваемой воды в теплообменниках I и II ступени, по значениям которых и определяются затем площади их поверхности нагрева (по формулам, приведенным в гл. 3).

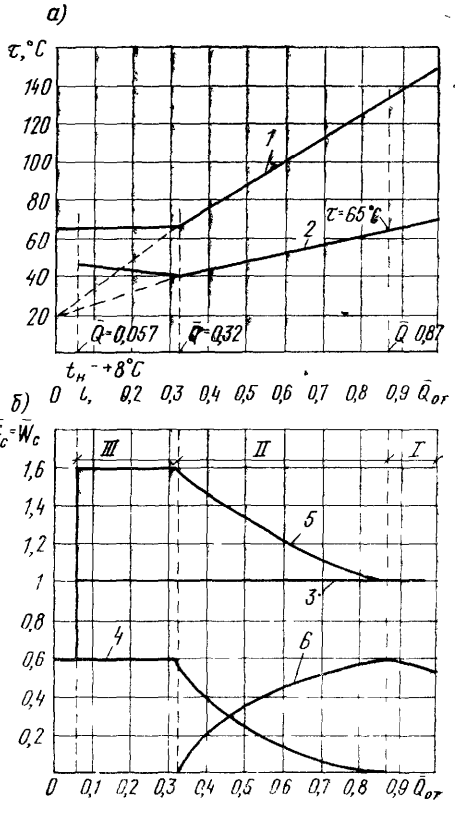
§ 26. РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТПУСКА ТЕПЛА В ОТКРЫТЫХ СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И РАСЧЕТ АБОНЕНТСКИХ ВВОДОВ

Как уже отмечалось в § 9, нормальная подача тепла в систему отопления в открытых системах теплоснабжения осуществляется по схеме ввода, представленной на рис. 2.12,*а*. Как и в закрытых системах теплоснабжения, регулирование отпуска тепла в этом случае происходит по нормальному отопительно-бытовому графику температур, но с точкой излома при температуре поступающей воды $\tau_c' = 65°C$.

В течение отопительного периода возможны три режима отбора воды из трубопроводов тепловой сети на цели горячего водоснабжения (рис. 5.10): I режим, когда температура обратной воды от отопительного теплообменника $\tau_4 \geqslant 65°C$, II режим, когда $\tau_4 < 65°C$, а температура воды в подающем трубопроводе сети $\tau_c > 65°C$, и III режим, когда $\tau_c = 65°C$. При I режиме отбор воды происходит только из обратного трубопро-

Рис. 5.10. Графики температур (*а*) и относительных расходов (*б*) сетевой воды в открытой системе при нормальной подаче тепла в систему отопления

I—III — режимы: *1* — температура воды в подающем трубопроводе; *2* — то же, в обратном трубопроводе; *3* — относительный расход (эквивалент) сетевой воды через отопительный теплообменник по отношению к нормальному отопительному расходу; *4* — относительный расход воды, отбираемой на горячее водоснабжение из подающего трубопровода, по отношению к нормальному отопительному расходу; *5* — суммарный относительный расход сетевой воды через ввод на отопление и горячее водоснабжение; *6* — относительный расход воды, отбираемой из обратного трубопровода



вода, при II режиме — совместно из подающего и обратного трубопроводов, при III режиме — только из подающего трубопровода.

Выведем выражение для определения доли воды, отбираемой из подающего трубопровода, $W_{г.в.под}$ по отношению к общему количеству воды, идущей на водоразбор, $W_{г.в}$, т. е. выражение для определения величины $a = W_{г.в.под}/W_{г.в}$.

Из теплового баланса воды, идущей на водоразбор, $W_{г.в}$ имеем

$$Q_{г.в} = Q_{г.в.под} + Q_{г.в.обр},$$

или, иначе

$$W_{г.в}\, t_г = W_{г.в.под}\, \tau_1 + W_{г.в.обр}\, \tau_4.$$

Из баланса эквивалентов воды следует:

$$W_{г.в} = W_{г\ в\ под} + W_{г.в.обр}.$$

Решая совместно приведенные уравнения, получаем:

$$a = \frac{t_г - \tau_4}{\tau_1 - \tau_4} = 1 - \frac{\tau_1 - t_г}{\tau_1 - \tau_4}. \qquad (5.76)$$

В течение отопительного периода переменная a изменяет свое значение от нуля при $\tau_4 = t_г$ до единицы при $\tau_1 = t_г$.

В зависимости от величины водоразбора количество воды, отбираемой из подающего трубопровода, равно:

$$W_{г.в.под} = a W_{г.в}. \qquad (5.77)$$

При низких наружных температурах, когда $\tau_4 > 65$°C, отбор воды из обратного трубопровода несколько уменьшается. Величина его определяется по формуле

$$W_{\substack{г.в.обр \\ \tau_4 > 65\,°C}} = W_{г.в}\, \frac{65 - t_х}{\tau_4 - t_х}, \qquad (5.78)$$

где $t_х$ — температура водопроводной воды, принимаемая равной +5°C.

Графики температур и расходов сетевой воды в открытой системе теплоснабжения при нормальной подаче тепла в систему отопления приведены на рис. 5.10.

Связанная подача тепла в систему отопления осуществляется в открытых системах теплоснабжения устройством вводов по схемам с местным и центральным лимитированием расхода сетевой воды (см. рис. 2.12, *б* и *в*).

При лимитированном расходе сетевой воды через ввод и отборе части сетевой воды из подающего трубопровода на горячее водоснабжение подача необходимого количества тепла на отопление может быть обеспечена или увеличением расхода сетевой воды при отопительно-бытовом графике температур воды в сети, или повышением температуры воды в сети при сохранении отопительного расхода сетевой воды через ввод. При первом из указанных способов расчетные расходы сетевой воды (средние по подающему и обратному трубопроводам) получаются почти такими же, как и при нормальной подаче тепла в систему отопления, т. е. связанная подача не приводит к уменьшению расчетных расходов сетевой воды. По этой причине связанная подача тепла в систему отопления при отопительно-бытовом графике температур воды в сети не получила распространения. При применении в открытых системах повышенных графиков температур их расчет, так же как и в закрытых системах, ориентируют на типового абонента, т. е. на наиболее характерное в теплоснабжаемом районе соотношение расчетных нагрузок горячего водоснабжения и отопления.

Рассмотрим сначала метод расчета повышенного графика температур воды в сети для наиболее простого случая — схемы ввода с местным лимитированием расхода сетевой воды при равномерном в течение суток отборе воды на горячее водоснабжение (см. рис. 2.12,*б*). В I диапазоне наружных температур, когда температура обратной воды из отопительного теплообменника удовлетворяет условию $\tau_4 \geqslant t_г$, отбор воды на горячее водоснабжение происходит только из обратного трубопровода в размере, определяемом по выражению (5.78).

Так как отбор воды из подающего трубопровода в данном случае отсутствует и вся сетевая вода в количестве, равном нормальному расходу на отопление ($W_с = W_{от\ норм}$), поступает в отопительный теплообменник, то в I диапазоне наружных температур никакого повышения температуры воды не требуется и в тепловой сети должен сохраняться нормальный отопительно-бытовой график температур.

Во II диапазоне наружных температур, когда $\tau_4 < t_г$, а $\tau_с > t_г$, происходит отбор воды из подающего и обратного трубопроводов. При этом расход сетевой воды через отопительный теплообменник становится меньше нормального ($W_{от} < W_с = W_{от\ норм}$) и, следовательно, температура сетевой воды должна быть повышена. Это повышение $\tau_с$ определяют путем решения следующей системы уравнений:

уравнения нормального относительного расхода тепла в отопительном комплексе

$$\overline{Q}_{от.норм} = \frac{\tau_с - t^р_{ви}}{M};$$

уравнения баланса тепла сетевой воды, проходящей через отопительный теплообменник [формула (5.15)]

$$\tau_4 = \tau_1 - \frac{\Delta \tau^р_{с\,от} \overline{Q}_{от.норм}}{\overline{W}_{от}};$$

уравнения баланса расхода сетевой воды

$$W_с = W_{от.норм} = W_{от} + a W^{ср}_{г.в};$$

уравнения баланса тепла в горячем водоснабжении

$$W^{ср}_{г.в}\, t_г = W^{ср}_{г.в}\, a\, \tau_с + W^{ср}_{г.в}\, (1-a)\, \tau_4,$$

где M — знаменатель в формулах (5.16)—(5.18), °С, значение которого зависит от состава отопительного комплекса и в общем виде есть функция относительного расхода сетевой воды через отопительный теплообменник, т. е. $M = f(\overline{W}_{от})$; $a = W^{ср}_{г.в.под}/W^{ср}_{г.в}$ — доля воды, отбираемой из подающего трубопровода, по отношению ко всему расходу воды, идущей на горячее водоснабжение.

Последние два выражения в безразмерных величинах имеют вид:

$$1 = \overline{W}_{от} + a\,\mu_{ср}; \qquad (5\ 79)$$

$$t_г = a\,\tau_с + (1-a)\,\tau_4,$$

где $\overline{W}_{от} = W_{от}/W^{р}_{от}$ — относительный расход сетевой воды, поступающей в отопительный теплообменник, по отношению к нормальному расходу воды на отопление, $\mu_{ср} = W^{ср}_{г\,в}/W^{р}_{от}$ — средний относительный расход воды на горячее водоснабжение по отношению к нормальному расходу воды на отопление.

Данная система уравнений содержит пять неизвестных: $\tau_с$, M, τ_4, $\overline{W}_{от}$, a.

При поверхностном отопительном теплообменнике и постоянном расходе воды в местной системе отопления, т. е. при $\overline{W}_м = 1$, переменная M определяется по выражению [см. формулу (5.16)]:

$$M = \frac{\Delta\, t^{р}_{ср\ пр}}{Q^{0,25}_{от\ норм}} + \Delta\,\tau^{р}_{м}\left(\frac{1}{\varepsilon_{х\ то}} - 0{,}5\right),$$

и решение приведенной выше системы уравнений приводит к равенству

$$\mu_{ср}\left[\frac{t_г - t^{р}_{вн}}{\overline{Q}_{от\ норм}} - \frac{\Delta\, t^{р}_{ср}}{\overline{Q}^{0,25}_{от\ норм}} + 0{,}5\,\Delta\,\tau^{р}_{м}\right] = \Delta\,\tau^{р}_{с\ от}\left(\frac{1}{\overline{W}_{от}} - 1\right) +$$

$$+ \mu_{ср}\left(\frac{1}{\varepsilon_{х.то}} - \theta_{х\ то}\right)\Delta\,\tau^{р}_{м}. \qquad (5.80)$$

По равенству (5 80) путем пробных подстановок определяют искомое значение $\overline{W}_{от}$. Для этого сначала задаются ориентировочным значением $\overline{W}_{от}$ и находят безразмерную величину

$$\theta_{х.то} = \frac{\Delta\,\tau^{р}_{с.от}}{\Delta\,\tau^{р}_{м}\,\overline{W}_{от}},$$

по которой, зная параметр $A_{то}$ отопительного теплообменника, находят по графику на рис. 3.7 значение $\varepsilon_{х.то}$. Подставив значения $\theta_{х.то}$ и $\varepsilon_{х\ то}$ в равенство (5.80), проверяют совпадение его левой и правой частей. При отсутствии такого совпадения расчет повторяют, задаваясь новым значением $\overline{W}_{от}$.

После определения $\overline{W}_{от}$ находят температуры сетевой воды:

$$\tau_4 = t_г - \frac{\Delta\,\tau^{р}_{с.от}\,\overline{Q}_{от.норм}}{\mu_{ср}}\left(\frac{1}{\overline{W}_{от}} - 1\right); \qquad (5.81)$$

$$\tau_1 = \tau_4 + \frac{\Delta\,\tau^{р}_{с.от}\,\overline{Q}_{от.норм}}{\overline{W}_{от}}. \qquad (5.82)$$

При элеваторном смесительном узле, когда значение M равно [формула (5.18)]:

$$M = \frac{\Delta\, t^{р}_{ср.пр}}{\overline{Q}^{0,25}_{от}} + \frac{\Delta\,\tau^{р}_{с.от} - 0{,}5\,\Delta\,\tau^{р}_{м}}{\overline{W}_{от}},$$

решение приведенной выше системы уравнений позволяет получить значение $\overline{W}_{от}$ в явном виде, что в свою очередь позволяет определить искомые значения $\tau_с$ и $\tau_2 = \tau_4$ в виде поправок к нормальным значениям этих температур при заданной величине $\overline{Q}_{от}$:

$$\tau_2 = \tau_{2\ норм} - Б; \qquad (5.83)$$

$$\tau_с = \tau_{с.норм} + (1+2u)\,Б, \qquad (5.84)$$

где $Б$ — вспомогательная величина; u — коэффициент подмешивания элеватора.

Величина $Б$ определяется по выражению

$$Б = \frac{(t_г - \tau_{2\ норм})\ \mu_{ср}}{2\ (1+u) - \mu_{ср}}. \qquad (5.85)$$

Зная значения температур воды в сети, по формуле (5.76) находят долю a отбора воды из подающего трубопровода, а затем, используя формулу (5.79), определяют относительный расход (эквивалент) сетевой воды через отопительный теплообменник $\overline{W}_{от}$.

Пример 5.1. При местном лимитировании поступающей на ввод сетевой воды ($\overline{W}_с = 1$) определить температуры воды в сети и расход сетевой воды через элеватор при наружной температуре $t_{нх}$, соответствующей точке излома отопительно-бытового графика температур, когда. $\overline{Q}_{от} = 0{,}354$; $\tau_{1норм} = 70°С$; $\tau_{2норм} = 41{,}7°С$ Задано $\rho_{ср} = 0{,}3$; $\mu_{ср} = 0{,}3\ \frac{150-70}{65-5} = 0{,}4$; $u = 2{,}2$.

Решение Определяем вспомогательную величину $Б$ по формуле (5.85).

$$Б = \frac{(65 - 41{,}7)\ 0{,}4}{2\ (1+2{,}2) - 0{,}4} = 1{,}55.$$

Затем находим по формулам (5.83), (5.84), (5.76) и (5.79):

$$\tau_2 = 41{,}7 - 1{,}55 = 40{,}15\ °С; \quad \tau_1 = 70 + (1 + 2 \cdot 2{,}2)\ 1{,}55 = 78{,}37\ °С,$$

$$a = \frac{65 - 40{,}15}{78{,}37 - 40{,}15} = 0{,}65; \quad \overline{W}_{от} = 1 - 0{,}65 \cdot 0{,}4 = 0{,}74.$$

Точка излома повышенного графика температур воды в сети обычно принимается при $\tau_с = t_г$, но в принципе она может быть принята и при несколько более высоких значениях $\tau_с$.

На рис. 5.11 приведены графики температур и расходов сетевой воды в системе с местным лимитированием ее расхода.

Для обеспечения нормальной суточной подачи тепла в отапливаемые помещения регулирование отпуска тепла в течение недели должно осуществляться так же, как и при последовательной схеме ввода, по двум температурным графикам — «предпраздничному» и «рабочему».

Расчетные расходы сетевой воды у нетиповых абонентов при поверхностном отопительном теплообменнике определяют в такой последовательности·

1) по известным значениям температуры сетевой воды $\tau_с$ и нормальным при данной наружной температуре значениям температуры воды в местной системе отопления находят

$$\varepsilon_{х\ то} = \frac{\tau_з - \tau_2}{\tau_с - \tau_2};$$

2) по параметру $A_{то}$ отопительного теплообменника и полученному значению $\varepsilon_{х\ то}$ по графику на рис. 3.7 находят $\theta_{х\ то}$, по которому вычисляют значение

$$\overline{W}_{от} = \frac{\Delta\ \tau^{р}_{с.от}}{\Delta\ \tau^{р}_{м}\ \theta_{х\ то}};$$

3) подсчитывают искомый относительный расчетный расход сетевой воды по выражению

$$\overline{W}_с = \frac{W_с}{W^{р}_{от}} = \overline{W}_{от} + \mu_{ср}\left[1 - \frac{(\tau_1 - t_г)\ \overline{W}_{от}}{\Delta\ \tau^{р}_{с.от}\ \overline{Q}_{от\ норм}}\right]. \qquad (5.86)$$

При отопительном комплексе с элеваторным узлом расход сетевой воды через элеватор у нетиповых абонентов определяют из формулы (5.18), а расход сетевой воды в целом через ввод находят по формуле (5.86).

Однако, как уже отмечалось в начале данного параграфа, все изложенные выше решения справедливы для равномерного в течение суток отбора воды на горячее водоснабжение. При колебаниях в расходе горячей воды получаемые значения искомых параметров τ_c и $\overline{W}_c$ необходимо несколько увеличить по тем же соображениям, что и в закрытых системах теплоснабжения. С учетом колебаний расхода воды на горячее водоснабжение искомые параметры сетевой воды будут равны:

$$\tau_{c.кол} = \tau_c + (\tau_c - \tau_{c.норм})\ K_\tau ; \qquad (5.87)$$

$$\overline{W}_{c.кол} = \overline{W}_c + (\overline{W}_c - 1)\ K_W , \qquad (5.88)$$

где τ_c, $\overline{W}_c$ — параметры сетевой воды, получаемые без учета колебаний расхода воды на горячее водоснабжение, K_τ — температурный коэффициент колебаний, принимаемый равным 1,15—1,2; K_W — расходный коэффициент колебаний, принимаемый равным 1,1—1,15.

Применение схемы ввода с местным лимитированием расхода сетевой воды для нетиповых абонентов теплоснабжаемого района неизбежно приводит к перерасходу тепла у этих абонентов. Доказать это можно весьма несложными рассуждениями. При наиболее низкой, расчетной для отопления, наружной температуре отбор воды на горячее водоснабжение происходит только из обратного трубопровода как у типовых, так и у нетиповых абонентов. Следовательно, при такой наружной температуре системы отопления всех абонентов получают нормальное количество тепла на отопление. Но с повышением наружной температуры ориентированная на типового абонента температура воды в тепловой сети окажется недостаточной для абонентов с $\rho_{ср} > \rho_{ср.тип}$ и завышенной для абонентов с $\rho_{ср} < \rho_{ср.тип}$. В связи с этим с повышением наружной температуры расход сетевой воды у абонентов с $\rho_{ср} > \rho_{ср.тип}$ необходимо увеличивать, а у абонентов с $\rho_{ср} < \rho_{ср.тип}$ — уменьшать. Однако существующая автоматика схемы ввода с местным лимитированием может поддерживать только постоянный расход сетевой воды, который, очевидно, необходимо устанавливать по наибольшему за отопительный период расходу сетевой воды.

При центральном лимитировании, т. е. при отсутствии на абонентских вводах автоматов, ограничивающих расход сетевой воды через ввод, значение последнего определяется разностью давлений, создаваемой сетевым насосом, и гидравлической характеристикой сети, которая

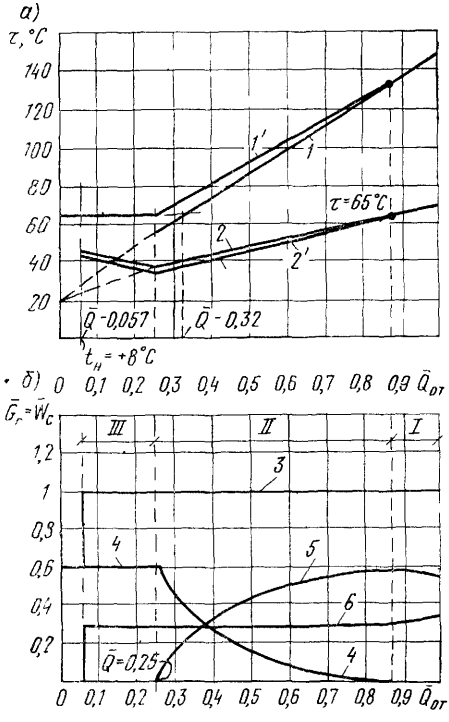


Рис. 5.11. Графики температур (*а*) и относительных расходов (*б*) сетевой воды в открытой системе теплоснабжения при связанной подаче тепла в систему отопления (местное лимитирование)

I—III — режимы; *1*, *1'* — температура воды в подающем трубопроводе соответственно при отопительно-бытовом и повышенном графиках; *2*, *2'* — то же, в обратном трубопроводе; *3* — относительный расход сетевой воды через абонентский ввод по отношению к нормальному отопительному расходу; *4* — относительный расход воды, отбираемой на горячее водоснабжение из подающего трубопровода, по отношению к нормальному отопительному расходу; *5* — относительный расход воды, отбираемой из обратного трубопровода; *6* — относительный расход сетевой воды в обратном трубопроводе

складывается из гидравлических характеристик подогревательной установки $S_{п.у}$, подающего трубопровода тепловой сети $S_{под}$, абонента $S_{аб}$ и обратного трубопровода $S_{обр}$. Если данная задача решается относительно разности давлений в трубопроводах на выходе их из источника тепла, то из состава переменных исключается $S_{п.у}$.

Отбор воды у абонентов на горячее водоснабжение не оказывает влияния на гидравлические характеристики подогревательной установки и тепловой сети, но существенно изменяет гидравлическую проводимость абонента, так как возникновение отбора идентично появлению отверстий в трубопроводах сети.

Баланс давлений в системе выражается равенством

$$\Delta p_{нас} = (S_{п\ у} + S_{под})\ G_с^2 + S'_{аб}\ (G_с - a G_{г.в})^2 + S_{обр}\ (G_с - G_{г\ в})^2,$$

где $G_с$ — расход сетевой воды в системе; $S'_{аб}$ — гидравлическая характеристика абонента при отсутствии водоразбора; $a = G_{г\ в\ под}/G_{г\ в}$ — доля отбора воды из подающего трубопровода по отношению к общей величине отбора сетевой воды на горячее водоснабжение.

Разделив все части уравнения баланса давлений на $\Delta p_{аб} = S'_{аб}\ G^2_{от.норм}$, получим:

$$\frac{\Delta p_{нас}}{\Delta p_{аб}} = \frac{S_{п.у} + S_{под}}{S'_{аб}}\ \overline{W}_с^2 + (\overline{W}_с - a\,\mu_{г.в})^2 + \frac{S_{обр}}{S'_{аб}}\ (\overline{W}_с - \mu_{г\ в})^2,$$

где $\overline{W}_с = W_с/W_{от\ норм} = G_с/G_{от\ норм}$ — относительный расход (эквивалент) воды в тепловой сети по отношению к нормальному отопительному расходу; $\mu_{г\ в} = W_{г\ в}/W_{от\ норм} = G_{г\ в}/G_{от\ норм} = \rho \Delta\tau^{р}_{с.от}/\Delta t_г$ — относительный расход воды на горячее водоснабжение по отношению к нормальному отопительному расходу.

Для определения гидравлических характеристик элементов сети производят гидравлический расчет сети на расход воды, равный нормальному отопительному расходу при отсутствии водоразбора. По полученным падениям давления в отдельных элементах сети определяют их гидравлические характеристики по выражению

$$S' = \Delta p / G^2_{от.норм}.$$

Заменив в предыдущем равенстве отношения гидравлических характеристик на отношения потерь давления и приравняв $S_{обр}$ к $S_{под}$, так как при одинаковых диаметрах подающих и обратных трубопроводов их гидравлические характеристики совпадают, после преобразований получаем квадратное уравнение:

$$\frac{2\Delta p'_{под} + \Delta p'_{п.у} + \Delta p'_{аб}}{\Delta p'_{аб}}\ \overline{W}_с^2 - 2\mu\left(a + \frac{\Delta p'_{под}}{\Delta p'_{аб}}\right)\overline{W}_с + \left[\left(a^2 + \frac{\Delta p'_{под}}{\Delta p'_{аб}}\right)\mu^2 - \frac{\Delta p_{нас}}{\Delta p_{аб}}\right] = 0. \qquad (5.89)$$

Необходимая разность давлений, создаваемая сетевым насосом и поддерживаемая автоматическим устройством неизменной, определяется по выражению

$$\Delta p'_{нас} = \Delta p'_{п.у} + \Delta p'_{под} + \Delta p'_{аб} + \Delta p_{обр}, \qquad (5.90)$$

где $\Delta p'_{п.у}$, $\Delta p'_{под}$, $\Delta p'_{аб}$ — потери давления в подогревательной установке, подающем трубопроводе и у абонента, значения которых берутся из гидравлического расчета сети на отопительный расход воды.

При подборе насоса потери давления в обратном трубопроводе $\Delta p_{обр}$ определяют с учетом отбора из него воды на горячее водоснабжение:

$$\Delta p_{обр} = \Delta p'_{обр} \left(\frac{G_{от.норм} - b G^{ср}_{г.в}}{G_{от.норм}} \right)^2 = \Delta p'_{под} (1 - b \mu_{ср})^2. \qquad (5.91)$$

Коэффициент $b=0{,}9$ учитывает влияние неравномерности отбора воды в течение суток на теплоотдачу нагревательных приборов.

Из формулы (5.89) следует, что при неизменных значениях остальных величин относительный расход воды по тепловой сети зависит только от доли отбора воды из подающего трубопровода, т. е. от величины $a = W_{г.в.под}/W_{г.в}$, которая, в свою очередь, согласно формуле (5.76), зависит от температуры воды в сети. Для отопительного комплекса с элеватором (далее рассматривается только этот случай):

$$a = \frac{t_г - \tau_2}{\tau_с - \tau_2}. \qquad (5.76а)$$

Температуры воды в сети неизвестны, и для расчета необходимо совместное решение уравнений (5.89), (5.76а), (5.82), (5.83) и приведенного ниже нового уравнения, в которое переходит уравнение (5.85) при $\overline{W}'_с \neq 1$:

$$Б' = \frac{\mu_{ср} (t_г - \tau_{2\,норм}) - \Delta \tau^р_{от} \overline{Q}_{от} (\overline{W}_с - 1)}{2 (1+u) \overline{W}_с - \mu_{ср}}, \qquad (5.92)$$

где u — коэффициент подмешивания элеватора.

Решение указанной системы уравнений приводит к квадратному уравнению:

$$A \overline{W}^2_с - B \overline{W}_с + C = 0, \qquad (5.93)$$

где

$$A = \frac{2 \Delta p'_{под} + \Delta p'_{п.у} + \Delta p'_{аб}}{\Delta p'_{аб}} - 2d;$$

$$B = 2 \mu_{ср} (t - 0{,}5d);$$

$$C = t \mu^2_{ср} - \frac{\Delta p_{нас}}{\Delta p_{аб}};$$

$$d = \mu_{ср} \left[\frac{t_г - \tau_{2\,норм}}{\Delta \tau_{с.норм}} - \frac{1}{2 (1+u)} \right];$$

$$t = \frac{\Delta p'_{под}}{\Delta p'_{аб}} + \frac{1}{2 (1+u)}.$$

Правильность полученного значения $\overline{W}_с$ проверяется по уравнению (5.89). После определения $\overline{W}_с$ искомые температуры воды в сети находятся по формулам (5.82), (5.83). Относительный расход сетевой воды через отопительный теплообменник находится из баланса эквивалентов (расходов) сетевой воды:

$$\overline{W}_{от} = \overline{W}_с - a \mu_{ср}. \qquad (5.94)$$

Пример 5.2. При постоянной разности давлений, создаваемой сетевым насосом (центральное лимитирование), определить параметры воды в тепловой сети при наружной температуре $t_{нх}$, когда: $\overline{Q}_{от}=0{,}354$; $\tau_{1норм}=70°С$; $\tau_{2\,норм}=41{,}7°С$. Прочие исходные данные: $\rho_{ср}=0{,}3$; $\mu_{ср}=0{,}3\,\frac{150-70}{65-5}=0{,}4$; $\Delta\tau^р_{с.от}=150-70=80°С$; $\Delta t_г=65-5=60°С$; $u=\frac{150-95}{95-70}=2{,}2$. Из гидравлического расчета системы на отопительный расход при отсутствии водоразбора известно: $\Delta p'_{под}=2$ МПа; $\Delta p'_{п.у}=2$ МПа; $\Delta p'_{аб}=1{,}5$ МПа.

Решение Разность давлений, создаваемую насосом, определим по формуле (5 90)

$$\Delta p'_{\text{нас}} = 2 + 2 + 1{,}5 + 2\ (1 - 0{,}9 \cdot 0{,}4)^2 = 6{,}32\ \text{МПа}.$$

Вспомогательные величины при определении коэффициентов в квадратном уравнении (5 93)·

$$d = 0{,}4\left[\frac{65 - 41{,}7}{70 - 41{,}7} - \frac{1}{2\ (1 + 2{,}2)}\right] = 0{,}266; \quad t = \frac{2}{1{,}5} + \frac{1}{2\ (1 + 2{,}2)} = 1{,}489$$

Коэффициенты в квадратном уравнении (5.93):

$$A = \frac{2 \cdot 2 + 2 + 1{,}5}{1{,}5} - 2 \cdot 0{,}266 = 4{,}466;$$

$$B = 2 \cdot 0{,}4\ (1{,}489 - 0{,}5 \cdot 0{,}266) = 1{,}085;$$

$$C = 1{,}489 \cdot 0{,}4^2 - \frac{6{,}32}{1{,}5} = -3{,}976.$$

Решаем уравнение (5 93)·

$$\overline{W}_{\text{с}} = \frac{1{,}085 + \sqrt{1{,}085^2 + 4 \cdot 4{,}466 \cdot 3{,}976}}{2 \cdot 4{,}466} = 1{,}065.$$

По формуле (5.92) находим:

$$Б' = \frac{0{,}4\ (65 - 41{,}7) - 80 \cdot 0{,}354\ (1{,}065 - 1)}{2\ (1 + 2{,}2)\ 1{,}065 - 0{,}4} = 1{,}166.$$

Используя формулы (5 84), (5 83) и (5.76а), определяем:

$$\tau_1 = 70 + (1 + 2 \cdot 2{,}2)\ 1{,}166 = 76{,}3\ ^\circ\text{C}; \quad \tau_2 = 41{,}7 - 1{,}166 = 40{,}53\ ^\circ\text{C};$$

$$a = \frac{65 - 40{,}53}{76{,}3 - 40{,}53} = 0{,}684.$$

Проверяем полученные результаты по уравнению (5.89).

$$\frac{2 \cdot 2 + 2 + 1{,}5}{1{,}5}\ 1{,}065^2 - 2 \cdot 0{,}4\left(0{,}684 + \frac{2}{1{,}5}\right) 1{,}065 + \left[\left(0{,}684^2 + \frac{2}{1{,}5}\right) 0{,}4^2 - \frac{6{,}32}{1{,}5}\right] = 0.$$

Получаем. $5{,}671 - 1{,}72 + 0{,}287 - \frac{6{,}32}{1{,}5} = 5{,}671 - 5{,}65 \approx 0$. Решение верно.

По формуле (5.94):

$$\overline{W}_{\text{от}} = 1{,}065 - 0{,}684 \cdot 0{,}4 = 0{,}791.$$

§ 27. РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТПУСКА ТЕПЛА НА ОТОПЛЕНИЕ В ПАРОВЫХ СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

При паровых системах отопления теплоотдача нагревательных приборов определяется по формуле

$$Q = KF\ (t_{\text{п}} - t^{\text{р}}_{\text{вн}})\ \beta, \tag{5.95}$$

где $t_{\text{п}}$ — температура пара в приборе, °С.

Согласно формуле (5.95), регулировать теплоотдачу прибора можно изменением температуры пара в приборе $t_{\text{п}}$ и изменением коэффициента β, т. е. продолжительностью действия прибора. Температура насыщенного пара есть функция его давления, следовательно, для изменения теплоотдачи прибора необходимо изменять давление пара в приборе. Практически это осуществляется изменением количества пара, поступающего в прибор, т. е. количественным регулированием.

Понижение давления пара в приборе уменьшает разность давления, под влиянием которой происходит удаление конденсата из прибора, в результате чего возможно затопление части поверхности нагрева прибора конденсатом с соответствующим уменьшением теплосъема с прибора.

Таким образом, изменение количества пара, поступающего в прибор, может приводить не только к изменению температуры пара в приборе, но и к уменьшению активной поверхности нагрева прибора.

Широкий диапазон регулирования теплоотдачи паровых приборов количественным методом возможен только при переходе на паровакуумное отопление, при котором давление в приборе и во всей системе отопления должно быть меньше атмосферного. Осуществление такого отопления требует повышенной плотности системы и наличия устройств для удаления из системы проникающего в нее воздуха. В отечественной практике паровакуумное отопление не нашло применения.

Возможности же регулирования теплоотдачи прибора при давлении пара в нем выше атмосферного весьма ограничены. Так, при уменьшении давления пара в приборе с 0,5 до 0,11 МПа, т. е. почти в 5 раз, температура пара уменьшается всего с 151,1 до 101,8°С, т. е. всего в 1,5 раза. В паровых системах наиболее часто применяют прерывистое регулирование. Амплитуда колебаний внутренней температуры при таком способе регулирования зависит от теплоаккумулирующей способности зданий, продолжительности перерывов в работе прибора и разности температур внутреннего и наружного воздуха.

К недостаткам прерывистого регулирования паровых систем относится периодическое заполнение системы воздухом (отсюда коррозия) при образовании в ней вакуума вследствие конденсации остатков пара в системе. Воздух в системе и не совсем правильный дренаж конденсата приводят к появлению стуков при пуске системы и неравномерному прогреву отдельных приборов и даже целых ветвей системы. Кроме того, сама организация перерывов требует соответствующей автоматики. Сложность регулирования отпуска тепла в паровых системах является одной из основных причин перехода к водяным системам отопления.

§ 28. РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТПУСКА ТЕПЛА НА ВЕНТИЛЯЦИЮ

Расчетный (максимальный) эквивалент сетевой воды на нужды вентиляции определяется по формуле

$$W^{\text{р}}_{\text{вод}} = G^{\text{р}}_{\text{вод}}\, c_{\text{вод}} = \frac{Q^{\text{р}}_{\text{в}}}{\tau^{\text{р}}_{1\text{в}} - \tau^{\text{р}}_{2\text{в}}}\,. \qquad (5.96)$$

где $c_{\text{вод}}$ — удельная теплоемкость воды, принимаемая в расчетах равной 4,19 кДж/(кг·°С); $Q^{\text{р}}_{\text{в}}$ — максимальный (расчетный) расход тепла на вентиляцию; $\tau^{\text{р}}_{1\text{в}}$ — температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети при расчетной (для вентиляции) температуре наружного воздуха $t^{\text{р}}_{\text{в}}$, °С; $\tau^{\text{р}}_{2\text{в}}$ — температура сетевой воды на выходе ее из калорифера, °С, принимаемая обычно в целях упрощения расчета равной температуре обратной воды отопления при расчетной для вентиляции температуре наружного воздуха.

Здесь и в дальнейшем все величины в расчетном режиме калорифера помечены индексом «р».

В переменных режимах калорифера всегда известны площадь его поверхности нагрева, параметры нагреваемого воздуха ($W_{\text{воз}}$, $t_{\text{нагр н}}$, $t_{\text{нагр к}}$) и температура входящей в калорифер сетевой воды $\tau_{\text{с}}$ (из графика температур воды в тепловой сети). Искомыми же величинами в переменных режимах калорифера являются эквивалент (расход) сетевой воды $W_{\text{в}}$ и конечная температура сетевой воды, покидающей калорифер, $\tau_{2\text{в}} = t_{\text{гр.к}}$.

В вентиляционной технике для определения $\Delta t_{\text{ср}}$ используется среднеарифметическая формула, при которой связь между безразмерными величинами $\varepsilon_{\text{х}}$, $\omega_{\text{х}}$, $\theta_{\text{х}}$ (см. § 15) имеет следующий вид:

$$\varepsilon_{\text{х}} = \frac{1}{1/\omega_{\text{х}} + 0{,}5\ (1 + \theta_{\text{х}})}\,.$$

Однако непосредственно использовать эту формулу для определения

искомого значения ε_x нельзя, так как в переменных режимах калорифера неизвестно значение коэффициента теплопередачи, а следовательно, неизвестно и значение переменной $\omega_x = KF/W_x$.

В вентиляционной технике коэффициент теплопередачи K калориферов определяют по формуле

$$K = a\, w_{вод}^{n}\ (w_{воз}\, \rho_{воз})^{m}, \qquad (5\ 97)$$

где a — постоянная величина, $w_{вод}$ — скорость движения воды в трубках калорифера, м/с; $w_{воз}\,\rho_{воз}$ — массовая скорость движения воздуха в живом сечении калорифера, кг/с; n, m — показатели степени, характеризующие особенности калориферов

Так как при переменных режимах калорифера его живые сечения для прохода воды и воздуха не изменяются, формулу (5.97) можно записать в ином виде:

$$K = b\, W_{вод}^{n}\ W_{воз}^{m},$$

где b — новая постоянная величина

В расчетном режиме калорифера имеем:

$$K^{р} = b\ (W_{вод}^{р})^{n}\ (W_{воз}^{р})^{m}.$$

Из двух предыдущих формул находим

$$K = K^{р}\ (\theta_x^{р})^{n}\ \overline{W}_x/\theta_x^{n}, \qquad (5.98)$$

где $\overline{W}_x = W_{воз}/W_{воз}^{р}$ — относительный эквивалент (расход) воздуха через калорифер

Подставив полученное значение K в выражение для определения $\omega_x = KF/W_{воз}$ и сделав некоторые преобразования, получим:

$$\omega_x = \omega_x^{р}\ (\theta_x^{р})^{n}\ \overline{W}_x^{n+m-1}/\theta_x^{n}. \qquad (5\ 99)$$

В свою очередь подставив полученное выражение для ω_x в исходную формулу для определения ε_x, после преобразований находим:

$$\theta_x + A_к\, \theta_x^{n} - (2/\varepsilon_x - 1) = 0, \qquad (5.100)$$

где

$$A_к = \frac{\overline{W}_x^{1-n-m}}{0{,}5\ \omega_x^{р}\ (\theta_x^{р})^{n}}. \qquad (5.101)$$

Но из формулы (3.30)

$$\omega_x^{р} = \frac{t_{нагр.к}^{р} - t_{нагр\ н}^{р}}{\Delta\, t_{ср}^{р}}.$$

Следовательно, формулу (5.101) можно представить в несколько ином виде:

$$A_к = \frac{\Delta\, t_{ср}^{р}\ \overline{W}_x^{1-n-m}}{0{,}5\ (t_{нагр.к}^{р} - t_{нагр.н}^{р})\ (\theta_x^{р})^{n}}. \qquad (5.101а)$$

Определив по формуле (5.100) значение θ_x, находят относительный ($\overline{G}_{вод} = \overline{W}_{вод} = G_{вод}/G_{вод}^{р}$) и абсолютный $G_{вод}$ расход сетевой воды через калорифер и температуру сетевой воды по выходе ее из калорифера $\tau_{2в}$ по формулам:

$$\overline{G}_{вод} = \overline{W}_{вод} = \overline{W}_x\ \theta_x^{р}/\theta_x; \qquad (5.102)$$

$$G_{вод} = \overline{G}_{вод}\ G_{вод}^{р}; \qquad (5.103)$$

$$\tau_{2в} = \tau_c - \theta_x\ (t_{нагр.к} - t_{нагр.н}). \qquad (5.104)$$

Решение показательного уравнения (5.100) осложняет расчеты. Трудоемкость их может быть уменьшена при применении графика зависимости $\theta_x = f(\varepsilon_x, A_к)$, построенного по формуле (5.100) (рис. 5.12). Пользование графиком ясно из примера 5.3.

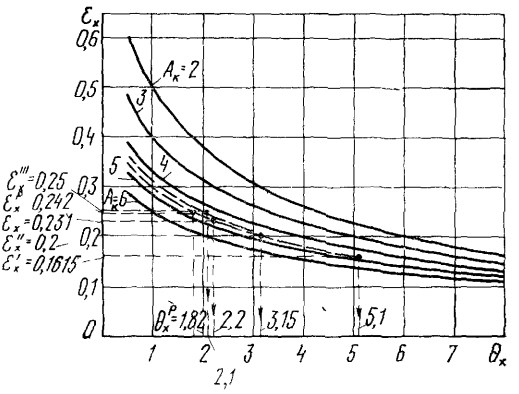


Рис. 5.12. График зависимости $\varepsilon_x = f(\theta_x, A_к)$ для расчета расхода воды через калориферы вентиляции

Показатели степени n и m в формулах (5.97), (5.100), (5.101) зависят от модели калорифера. Значения n колеблются от 0,1 до 0,2; значения m — от 0,3 до 0,5. Принимаем для практических расчетов $n = 0{,}15$; $m = 0{,}5$.

Пример 5.3. Определить расход сетевой воды через калорифер вентиляции $W_{вод}$ и конечные температуры воды по выходе ее из калорифера $\tau_{2в}$ при заданных графиках изменения температуры воды в сети и графике изменения расхода тепла на вентиляцию (рис. 5.13). Расчетная температура наружного воздуха для отопления $t^p_{от} = -26$°С, для вентиляции $t^p_в = -15$°С. Конечная температура воздуха $t^p_{ви} = 18$°С. Расчетный расход тепла на вентиляцию $Q^p_в = 1$ ГДж/ч. Задачу решить в двух вариантах: при наличии рециркуляции в системе вентиляции в диапазоне наружных температур $t_н < t^p_в$ и при отсутствии рециркуляции.

Решение аналитическое. Из заданного графика температур воды в сети определяем, что при $t_н = t^p_в = -15$°С значение $\tau^p_{1в} = 120$°С, $\tau^p_в = 60$°С.

Расчетный тепловой эквивалент сетевой воды по формуле (5.96):

$$W^p_{вод} = \frac{10^9}{(120-60)\ 10^3} = 16\,650 \text{ кДж/(ч·°С)}.$$

Расчетный расход сетевой воды:

$$G^p_{вод} = \frac{16\,650}{4{,}19 \cdot 10^3} = 3960 \text{ кг/ч}.$$

Находим расчетные значения:

$$\varepsilon^p_x = \frac{18-(-15)}{120-(-15)} = 0{,}242; \quad \theta^p_x = \frac{120-60}{18-(-15)} = 1{,}82;$$

$$\Delta t^p_{ср} = 0{,}5\ [(120+60) - (18 - (-15))] = 88{,}5 \text{ °С};$$

$$\omega^p_x = \frac{18+15}{88{,}5} = 0{,}373.$$

Переменные режимы. По заданию в диапазоне наружных температур от $t_н = 8$°С до $t_н = t^p_в = -15$°С расход свежего воздуха через калорифер остается постоянным и равным его расчетному расходу. Следовательно, в этом диапазоне $\bar{W}_x = 1$ и безразмерный параметр калорифера $A_к$ равен:

$$A_к = \frac{1}{0{,}5 \cdot 0{,}375 \cdot 1{,}82^{0{,}15}} = 4{,}9.$$

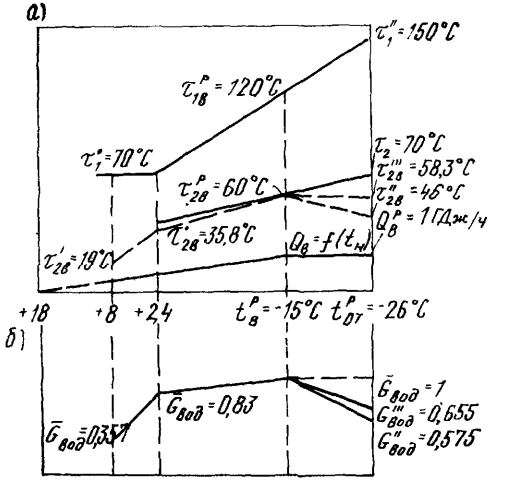


Рис. 5.13. Графики изменения температуры воды в сети (*а*) и относительного расхода воды через калорифер вентиляции (*б*) в течение отопительного периода

При $t_{нх}$, соответствующей точке перелома температурного графика воды в сети, $t'_н = +2{,}4°C$; $\tau'_1 = 70°C$, $\varepsilon'_х = \dfrac{18-2{,}4}{70-2{,}4} = 0{,}231$.

Основное расчетное уравнение при $t_{нх} = +2{,}4°C$ имеет вид:

$$\theta'_х + 4{,}9\ (\theta'_х)^{0{,}15} - \left(\frac{2}{0{,}231} - 1\right) = 0.$$

Решив это уравнение, находим: $\theta'_х = 2{,}19$; $\overline{W}_{вод} = \overline{G}_{вод} = \theta^р_х/\theta_х = 1{,}82/2{,}19 = 0{,}83$; $G'_{вод} = 3960 \cdot 0{,}83 = 3400$ кг/ч; $\tau'_{2в} = 70 - 2{,}19\ (18-2{,}4) = 35{,}8°C$.

Применяя аналогичные решения, находим:

при $t'_н = +8°C$, когда $\tau'_1 = 70°C$: $\theta'_х = 5{,}1$; $\overline{W}'_{вод} = \overline{G}'_{вод} = 1{,}82/5{,}1 = 0{,}357$; $G'_{вод} = 3960 \cdot 0{,}357 = 1420$ кг/ч; $\tau'_{2в} = 70 - 5{,}1\ (18-8) = 19°C$;

при $t''_н = -26°C$, когда $\tau''_1 = 150°C$ и действует рециркуляция. В этом случае $Q_в = Q^р_в = 1$ ГДж/ч; температура воздуха при входе в калорифер $t_{нагр\,н} = t^р_в = -15°C$; $\overline{W}_х = 1$. Решение задачи приводит к результатам: $\theta''_х = 3{,}16$; $\overline{W}''_{вод} = \overline{G}''_{вод} = 0{,}575$; $G''_{вод} = 3960 \cdot 0{,}575 = 2290$ кг/ч; $\tau''_{2в} = 150 - 3{,}16\ (18+15) = 46°C$.

При $t''_н = -26°C$ и отсутствии рециркуляции. При неизменном расходе тепла на вентиляцию справедливо равенство $Q^р_в = W^р_х\ (t^р_{нагр\,к} - t^р_{нагр.н}) = W'''_х\ (t^р_{нагр.к} - t''_н)$, из которого находят относительный расход приточного воздуха по отношению к его расчетному значению:

$$W'''_х = \frac{W'''_{воз}}{W^р_{воз}} = \frac{t^р_{нагр.к} - t^р_{нагр.н}}{t^р_{нагр.к} - t''_н} = \frac{18+15}{18+26} = 0{,}75;\quad \varepsilon'''_х = \frac{18+26}{150+26} = 0{,}25.$$

Новое значение параметра калорифера:

$$A_к = \frac{0{,}75^{1\to 0{,}15-0{,}5}}{0{,}5 \cdot 0{,}375 \cdot 1{,}82^{0{,}15}} = 4{,}44.$$

Основное уравнение:

$$\theta'''_х + 4{,}44\ (\theta'''_х)^{0{,}15} - \left(\frac{2}{0{,}25} - 1\right) = 0.$$

Решив это уравнение, находим:

$$\theta'''_х = 2{,}08;\quad \overline{W}'''_{вод} = \overline{G}'''_{вод} = \frac{1{,}82}{2{,}08}\ 0{,}75 = 0{,}655;\quad G'''_{вод} = 3960 \cdot 0{,}655 = 2600 \text{ кг/ч};$$

$$\tau'''_{2в} = 150 - 2{,}08\ (18+26) = 58{,}5\ °C.$$

Решение по графику (см. рис. 5.12). Зная расчетные значения $\varepsilon^р_х = 0{,}242$ и $\theta^р_х = 1{,}82$, на рис. 5.12 проводим соответствующие прямые и через точку их пересечения строим по интерполяции кривую $A_к = 4{,}9$. При $t'_{нх} = +2{,}4°C$ $\varepsilon'_х = 0{,}231$. Проводим прямую $\varepsilon'_х = 0{,}231$ до пересечения с кривой $A_к = 4{,}9$ и, опуская из точки пересечения перпендикуляр на ось абсцисс, находим $\theta'_х = 2{,}2$. Аналогично находим: значения $\theta'_х$ при $t'_н = +8°C$ ($\varepsilon'_х = 0{,}1615$); $\theta''_х$ при $t''_н = -26°C$ ($\varepsilon''_х = 0{,}2$). При отсутствии рециркуляции вычисляем значения $\overline{W}'''_х = 0{,}75$, $\varepsilon'''_х = 0{,}25$ и новое значение параметра калорифера $A_к = 4{,}44$. На поле графика рис. 5.12 строим новую кривую, соответствующую значению $A_к = 4{,}44$. По этой кривой и значению $\varepsilon'''_х = 0{,}25$ определяем по графику значение $\theta'''_х = 2{,}1$. Значения остальных искомых величин $\overline{W}'''_{вод} = G'''_{вод}$; $G'''_{вод}$ и $\tau'''_{2в}$ определяются так же, как при аналитическом решении.

ГЛАВА 6. СХЕМЫ, КОНСТРУКЦИИ И ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

§ 29. СХЕМЫ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Принятая схема тепловых сетей в значительной мере определяет надежность теплоснабжения, маневренность системы, удобство ее эксплуатации и экономическую эффективность. Принципы построения крупных систем теплоснабжения от нескольких источников тепла, средних и мелких систем существенно отличаются.

Крупные и средние системы должны иметь иерархическое построение. Высший уровень составляют магистральные сети, соединяющие источники тепла с крупными тепловыми узлами — районными тепловыми пунктами (РТП), которые распределяют теплоноситель по сетям низшего уровня и обеспечивают в них автономные гидравлический и температурный режимы. Необходимость строгого расчленения тепловых сетей на магистрали и распределительные сети отмечается в ряде работ*. Низший иерархический уровень составляют распределительные сети, которые транспортируют теплоноситель в групповые или индивидуальные тепловые пункты.

Распределительные сети присоединяют к магистральным в РТП через водоводяные подогреватели или непосредственно с установкой смесительных циркуляционных насосов. В случае присоединения через водоводяные подогреватели гидравлические режимы магистральных и распределительных сетей полностью разобщаются, что делает систему надежной, гибкой и маневренной. Жесткие требования к уровням давления в магистральных теплопроводах, выдвигаемые потребителями, здесь снимаются. Остаются лишь требования непревышения давления, определяемого прочностью элементов тепловой сети, невскипания теплоносителя в подающем трубопроводе и обеспечения необходимого располагаемого напора перед водоподогревателями. В сеть высшего иерархического уровня теплоноситель может подаваться из различных источников с различными температурами, но при условии, чтобы они превышали температуру в распределительных сетях. Параллельная работа всех источников тепла на объединенную магистральную сеть позволяет наилучшим образом распределять нагрузку между ними в целях экономии топлива, обеспечивает резервирование источников и позволяет сократить их суммарную мощность. Закольцованная сеть повышает надежность теплоснабжения и обеспечивает подачу тепла потребителям при отказах отдельных ее элементов. Наличие нескольких источников питания кольцевой сети сокращает необходимый резерв ее пропускной способности.

В системе теплоснабжения с насосами в РТП отсутствует полная гидравлическая изоляция магистральных сетей от распределительных. Для больших систем с протяженными закольцованными магистральными теплопроводами и несколькими источниками питания задачу управления гидравлическим режимом сети при соблюдении ограничений в давлениях, предъявляемых потребителями, можно решить лишь при оснащении РТП современной автоматикой. Эти системы также позволяют поддерживать независимый циркуляционный режим теплоносителя в распределительных сетях и температурный режим, отличный от температурного режима в магистралях. В результате установки регуляторов давления на подающей и обратной линиях можно обеспечить в них пониженный уровень давления.

---

* **Копьев С. Ф.** Теплоснабжение М, Стройиздат, 1953, 496 с **Громов Н. К.** Городские теплофикационные системы М, Энергия, 1974. **Соколов Е. Я.** Теплофикация и тепловые сети. Изд. 4-е. М, Энергия, 1975, 376 с.

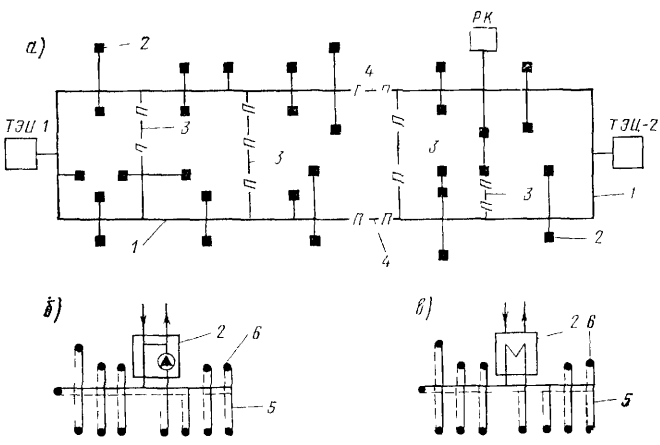


Рис. 6.1. Принципы построения крупной системы теплоснабжения

а — схема тепловых сетей высшего уровня; *б* — схема РТП с насосным присоединением распределительных сетей; *в* — схема РТП с присоединением тепловых сетей через водоводяные подогреватели; *1* — закольцованные тепломагистрали высшего уровня; *2* — крупные тепловые узлы (РТП); *3* — перемычки, резервирующие тепловую сеть; *4* — перемычки, резервирующие источники тепла; *5* — распределительные сети; *6* — тепловые пункты потребителей

На рис. 6.1 показана однолинейная принципиальная схема большой системы теплоснабжения, которая имеет два иерархических уровня тепловых сетей. Высший уровень системы представлен кольцевой магистральной сетью с ответвлениями к РТП. От РТП идут распределительные сети, к которым присоединены потребители. Эти сети составляют низший уровень. К магистральной сети потребителей не присоединяют. Теплоноситель в магистральную сеть поступает от двух ТЭЦ. Система имеет резервный источник тепла — районную котельную (РК). Схема может быть выполнена с одним видом присоединения распределительных сетей к РТП (рис. 6.1,*б* или *в*) или комбинированной с двумя видами.

У систем с двумя иерархическими уровнями резервируют только высший уровень. Надежность теплоснабжения обеспечивается выбором такой мощности РТП, при которой надежность нерезервированной (тупиковой) сети оказывается достаточной. Принятый уровень надежности определяет протяженность и максимальные диаметры распределительной сети от каждого РТП. На высшем уровне резервируют и источники тепла, и теплопроводы. Резервирование осуществляют путем соединения подающих и обратных магистралей соответственными перемычками. Различают два вида перемычек (см. рис. 6.1). Одни из них резервируют сеть, обеспечивая ее надежное функционирование при отказах участков теплопроводов, задвижек или другого оборудования сети. Другие резервируют источники тепла, обеспечивая переток теплоносителя из зоны одного источника в зону другого при его отказах или ремонте. Тепломагистрали вместе с перемычками образуют единую кольцевую сеть. Диаметры всех теплопроводов этой сети, включая диаметры перемычек, должны быть рассчитаны на пропуск необходимого количества теплоносителя в самых неблагоприятных аварийных ситуациях. В нормальном режиме теплоноситель движется по всем теплопроводам системы и понятие кольцующей «перемычки» теряет смысл, тем более, что при переменных гидравлических режимах точки схода потоков могут перемещаться, и роль «перемычки» будут выполнять различные участки сети. Поскольку резервные элементы тепловой сети всегда находятся в работе, такое резервирование называется нагруженным.

Системы с нагруженным резервом имеют эксплуатационный недостаток, заключающийся в том, что при возникновении аварии обнаружить магистраль, на которой она произошла, представляет большие трудности, ибо все магистрали объединены в общую сеть.

Сохраняя принцип иерархического построения системы теплоснабжения, можно применить другой метод ее резервирования, используя

ненагруженный резерв. В этом случае перемычки, обеспечивающие резервирование источников тепла, в нормальном режиме отключены и не работают. Здесь следует отметить, что поскольку в основу принципа построения схемы системы положена иерархичность и высший и низший уровень разделяются крупными тепловыми узлами, потребителей к перемычкам не присоединяют, независимо от того, являются они нагруженным или ненагруженным резервом. Каждая ТЭЦ обеспечивает теплоснабжение своей зоны. При ситуациях, когда возникает необходимость резервирования одного источника другим, в работу включаются резервные перемычки.

При использовании принципа ненагруженного резервирования кольцевание сетей для обеспечения надежности теплоснабжения при отказах элементов теплосети можно осуществлять однотрубными перемычками, как это было предложено в МИСИ им. В. В. Куйбышева. В местах присоединения перемычек к теплопроводам располагаются узлы, позволяющие переключать перемычки на подающую или обратную линии в зависимости от того, на которой из них произошла авария (вероятность одновременного отказа двух элементов ничтожно мала).

Применение однотрубных перемычек позволяет существенно снизить дополнительные капитальные вложения в резервирование. При нормальном режиме сеть работает как тупиковая, т. е. каждая магистраль имеет определенный круг потребителей и независимый гидравлический режим. При аварийных ситуациях включаются необходимые резервные перемычки. При ненагруженном резервировании, так же как и при нагруженном, диаметры всех теплопроводов, включая перемычки, рассчитывают на пропуск необходимого количества теплоносителя при наиболее напряженных гидравлических режимах в аварийных ситуациях. Принципиальная схема сохраняется и может быть иллюстрирована рис. 6.1. Отличие от схемы с нагруженным резервированием состоит в том, что перемычки *3* выполняются однотрубными. Эксплуатация системы осуществляется с закрытыми задвижками на всех перемычках *3* и *4*. Такой режим эксплуатации удобнее, так как при независимых гидравлических режимах магистралей легче контролировать их состояние. Кроме того, применение ненагруженного резерва — однотрубных перемычек — дает существенный экономический эффект.

Для обеспечения надежного и качественного теплоснабжения иерархического построения схемы и резервирования еще недостаточно. Необходимо обеспечить управляемость системы. Следует различать два вида управления системой. Первый вид обеспечивает эффективность теплоснабжения при нормальной эксплуатации, второй вид позволяет осуществлять лимитированное теплоснабжение потребителей при аварийных гидравлических режимах.

Под управляемостью системы в процессе эксплуатации понимают свойство системы, позволяющее менять гидравлические и температурные режимы в соответствии с изменяющимися условиями. Для возможности управления гидравлическим и температурным режимами система должна иметь тепловые пункты, оснащенные автоматикой и устройствами, позволяющими осуществлять автономные циркуляционные режимы в распределительных сетях. В наилучшей степени требованиям управляемости отвечают системы с иерархическим построением и РТП. РТП с насосным присоединением распределительных сетей оборудуют регуляторами давления, которые поддерживают постоянное давление в обратной линии и постоянный перепад давлений между подающей и обратной линиями после РТП. Циркуляционные насосы позволяют поддерживать располагаемый перепад давлений после РТП постоянным при сниженном расходе воды во внешней сети, а также снижать температуру в сетях за РТП путем подмешивания воды из

обратной линии. РТП оборудуют автоматикой, позволяющей отсекать их от магистральных теплопроводов при авариях в распределительных сетях. РТП присоединяют к магистралям с двух сторон секционирующей задвижки. Это обеспечивает питание РТП при аварии на одном из участков. Секционирующие задвижки на магистралях устанавливают примерно через 1 км. Если РТП присоединять с двух сторон каждой задвижки, то для магистралей с начальным диаметром 1200 мм нагрузка РТП составит примерно 46 000 кВт (40 Гкал/ч). В новых планировочных решениях городов основным градостроительным элементом является микрорайон с тепловой нагрузкой 11 000—35 000 кВт (10—30 Гкал/ч). Целесообразно создавать крупные РТП из расчета обеспечения теплоснабжения одного или нескольких микрорайонов. В этом случае тепловая нагрузка РТП будет составлять 35 000—70 000 кВт (30—60 Гкал/ч)*.

Другой способ присоединения распределительных сетей к магистрали — через теплообменники, располагаемые в РТП, не требует оснащения РТП большим количеством автоматических устройств, так как гидравлически магистральные и распределительные сети разобщены. Такой способ особенно целесообразно применять при сложном рельефе местности и наличии зон с пониженными геодезическими отметками. Выбор способа следует осуществлять на основании технико-экономического расчета.

Задача управления аварийным гидравлическим режимом возникает при расчете теплопроводов на пропуск лимитированного количества теплоносителя при авариях.

Учитывая относительно малую продолжительность аварийных ситуаций на тепловых сетях и значительную теплоаккумулирующую способность зданий, в МИСИ им. В. В. Куйбышева был разработан принцип обоснования резерва пропускной способности тепловых сетей исходя из лимитированного (пониженного) теплоснабжения потребителей в период аварийных ремонтов на сетях. Этот принцип позволяет существенно сократить дополнительные капитальные вложения в резервирование. Для практической реализации лимитированного теплоснабжения система должна быть управляемой при переходе на аварийный гидравлический режим. Иначе говоря, потребители должны отбирать из сети наперед заданные (лимитированные) количества теплоносителя. Для этого целесообразно на каждом вводе в тепловой узел на байпасе устанавливать регулятор — ограничитель расхода. При возникновении аварийного режима подача теплоносителя потребителям переключается на байпас. Блоки таких регуляторов следует устанавливать на вводе в РТП. Если РТП оборудуют регуляторами расхода, позволяющими осуществлять дистанционную перенастройку, тогда они могут выполнять роль регуляторов — ограничителей расхода.

Если аварийным гидравлическим режимом не управлять, тогда резерв пропускной способности сетей должен быть рассчитан на 100%-ный расход теплоносителя при авариях, что приведет к необоснованному перерасходу металла.

Практическое осуществление управления эксплуатационными и аварийными режимами возможно лишь при наличии телемеханизации. Телемеханизация должна обеспечить контроль параметров, сигнализацию о состоянии оборудования, управление насосами и задвижками, регулирование расхода сетевой воды.

Выше были рассмотрены оптимальные схемы современных больших систем теплоснабжения. Небольшие системы теплоснабжения с нагрузкой, примерно соответствующей нагрузкам РТП, проектируют

* **Громов Н. К.** Городские теплофикационные системы М, Энергия, 1974.

нерезервированными. Сети выполняют тупиковыми разветвленными. С ростом мощности источника тепла возникает необходимость в резервировании головной части тепловой сети.

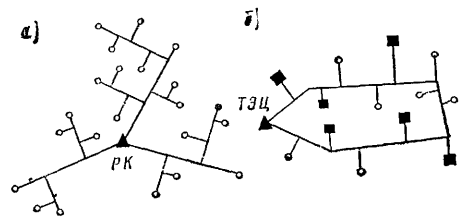


Рис 6 2 Разновидности схем тепловых сетей
а — радиальная, *б* — кольцевая

Управляемые системы с иерархическим построением являются современными прогрессивными системами. Однако строящихся до последнего времени тепловые сети и большинство эксплуатируемых относятся к так называемым обезличенным сетям. При таком решении всех потребителей тепла (и крупных, и малых) параллельно присоединяют к сети, причем и к магистралям, и к распределительным теплопроводам. В результате такого способа присоединения, по существу, теряется различие между магистральными и распределительными сетями. Они представляют собой единую сеть с единым гидравлическим режимом, отличает их лишь значение диаметра. Такая система не имеет иерархического построения, является неуправляемой и для ее резервирования в целях повышения надежности теплоснабжения необходимы значительные капитальные вложения. Из изложенного можно сделать вывод, что вновь строящиеся системы теплоснабжения должны проектироваться управляемыми с иерархическим построением. При реконструкциях и развитии действующих систем также необходимо проектировать РТП и обеспечивать четкое разделение сетей на магистральные и распределительные.

Действующие тепловые сети по их построению можно разделить на два типа: радиальные и кольцевые (рис. 6.2). Радиальные сети являются тупиковыми, нерезервированными и поэтому они не обеспечивают необходимой надежности. Такие сети можно применять для небольших систем, если источник тепла расположен в центре теплоснабжаемого района.

§ 30. ТРАССА И ПРОФИЛЬ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ

При проектировании теплоснабжения новых районов на первом этапе требуется выбрать направление (трассу) тепловых сетей от источника тепла до потребителей. Производится это по тепловой карте района с учетом материалов геодезической съемки местности, плана существующих и намечаемых надземных и подземных сооружений и коммуникаций, данных о характеристике грунтов и высоте стояния грунтовых вод и др.

При выборе трассы тепловых сетей исходят из следующих основных условий: надежности теплоснабжения, быстрой ликвидации возможных неполадок и аварий, безопасности работы обслуживающего персонала, наименьшей длины тепловой сети и минимального объема работ по ее сооружению. При этом учитывают также возможность совместной прокладки теплопроводов с другими инженерными сетями (водопроводом, газопроводом, канализацией, электрическими кабелями и др.), если это допускается по условиям надежности всех сетей и безопасности их обслуживания. Совместная прокладка может выполняться как подземным способом (в непроходных и проходных каналах, городских и внутриквартальных коллекторах), так и надземным (многоярусные опоры, мачты, эстакады). Такие решения обычно приводят к снижению суммарных затрат на строительство и эксплуатацию инженерных сетей.

В жилых районах городов трассу теплопроводов прокладывают,

как правило, в отведенных для инженерных сетей технических полосах параллельно красным линиям улиц, дорог и проездов вне проезжей части и полосы зеленых насаждений. При обосновании допускается прокладка теплопроводов под проезжей частью и тротуарами. Распределительные сети с $d \leqslant 300$ мм прокладываются также в технических подпольях, коридорах и тоннелях (высотой не менее 1,6 м) жилых и общественных зданий.

Для уменьшения коррозии подземных теплопроводов при прокладке трассы следует избегать пересечений и сближений с источниками блуждающих токов (трамвайными путями, отсасывающими кабелями постоянного тока и др.), заболоченными местами, участками, подвергающимися затоплению, загрязненными территориями.

На территории, не подлежащей застройке, применяется, как правило, надземная прокладка теплопроводов на низких опорах. При этом трасса тепловых сетей должна намечаться вдоль автомобильных дорог (за исключением насыпей дорог I, II и III категорий) или с учетом устройства дорог для строительства и обслуживания тепловых сетей. Не допускается по условиям надежности прокладка теплопроводов вдоль бровок оврагов, террас и искусственных выемок при просадочных грунтах. Для снижения затрат на строительство и эксплуатацию тепловых сетей следует избегать и пересечений рек, оврагов, заболоченных мест.

На площадках предприятий тепловые сети прокладываются обычно в специально отведенных технических полосах вне проезжей части совместно с технологическими трубопроводами независимо от параметров теплоносителя и среды как надземным, так и подземным способом.

Пересечение теплопроводов с инженерными сетями и различными сооружениями производится на разных уровнях с соблюдением определенных расстояний между ними, а также с выполнением мероприятий, устраняющих вредное взаимное влияние их. При этом для снижения затрат на строительство тепловых сетей и для повышения надежности теплоснабжения пересечение их со сложными коммуникациями (железными и автомобильными дорогами, трамвайными путями, линиями метрополитена, реками и т. п.), зданиями и сооружениями желательно производить под углом 90°; для линий метрополитена этот угол допускается уменьшать до 60°, для остальных — до 45°. Минимально допустимые расстояния в свету по горизонтали и вертикали от наружной грани строительных конструкций или оболочки бесканальной прокладки тепловых сетей до зданий, сооружений, коммуникаций и инженерных сетей для различных случаев указаны в СНиП II-36-73.

Выбранная трасса тепловых сетей наносится на план геодезической съемки местности с привязкой основных направлений к зданиям и другим сооружениям. По трассе для намечаемого типа прокладки теплопровода на основе тепловых нагрузок потребителей определяются ориентировочно диаметры расчетных участков и затем типы и расположение компенсаторов и неподвижных опор, а также камер при подземной прокладке. Для снижения затрат на сооружение подземных теплопроводов следует выбирать минимальное число камер, сооружая их только в местах установки приборов и оборудования, нуждающегося в обслуживании: сальниковых компенсаторов, задвижек, дренажей. К уменьшению числа камер приводит использование естественной компенсации, гибких (радиальных) и двусторонних осевых компенсаторов.

По трассе тепловых сетей строится продольный профиль на основе натурной съемки и проекта вертикальной планировки (орга-

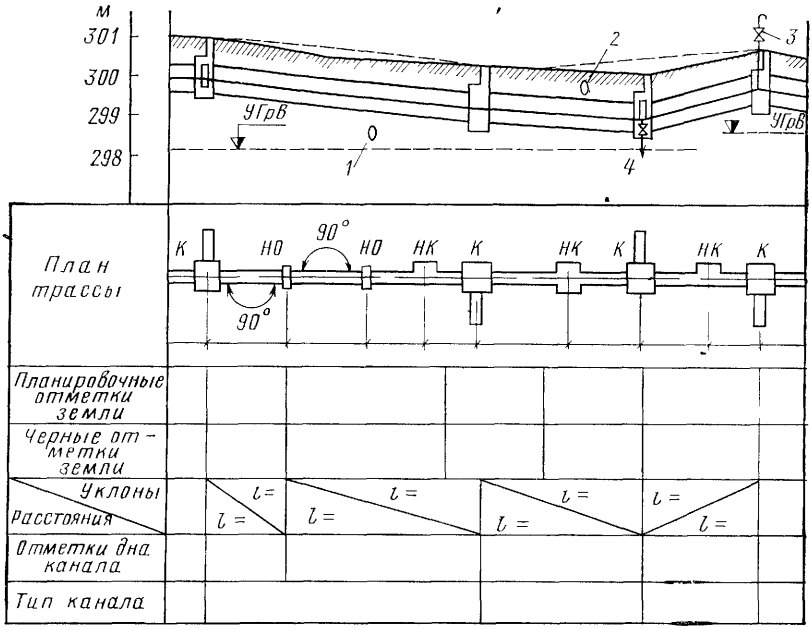


Рис. 6 3 Продольный профиль участка теплосети

1 — **водопровод (водосток, канализация);** *2* — электрокабель; *3* — воздушник; *4* — **спускное устройство**

низации рельефа) местности. На продольный профиль наносятся: планировочные и черные отметки земли, уровень стояния грунтовых вод, существующие и проектируемые коммуникации и сооружения с указанием их отметок, уклоны участков тепловых сетей. Если теплопроводы проектируются с дренажем, его также отражают на профиле. В качестве примера на рис. 6.3 показаны трасса и профиль участка подземного теплопровода в непроходном канале.

Уклон тепловых сетей на участках должен приниматься не менее 0,002 независимо от направления движения теплоносителя и способа прокладки, за исключением отдельных участков: при пересечениях, прокладке по мостам и т. п., где допускается прокладка без уклона. На подводках к отдельным зданиям при подземной прокладке уклон должен выполняться от здания к ближайшей камере для предотвращения затопления подвалов зданий. На трассе тепловых сетей в низших точках намечаются спускные устройства, а в высших — воздушники, которые размещаются в камерах. Спуск воды из трубопроводов осуществляется в сбросные колодцы с отводом воды из них самотеком или насосами (непосредственно из трубопроводов) в системы канализации (при обеспечении температуры воды не выше 40°С) и в поглощающие колодцы.

§ 31. КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ВИДАХ ИХ ПРОКЛАДКИ

Теплопроводы прокладывают подземным или надземным способом. Подземный способ является основным в жилых районах, так как при этом не загромождается территория и не ухудшается архитектурный облик города. Надземный способ применяют обычно на территориях промышленных предприятий при совместной прокладке энергетических и технологических трубопроводов. В жилых районах

надземный способ используют только в особо тяжелых условиях: вечномерзлотные и проседающие при оттаивании грунты, заболоченные участки, большая густота существующих подземных сооружений, сильно изрезанная оврагами местность, пересечение естественных и искусственных препятствий.

Подземные теплопроводы в настоящее время прокладывают в проходных и непроходных каналах (применявшиеся ранее полупроходные каналы сейчас не используют) или бесканальным способом. Кроме того, в жилых микрорайонах распределительные сети прокладывают иногда в технических подпольях (коридорах, тоннелях) зданий, что удешевляет и упрощает строительство и эксплуатацию.

При прокладке в каналах и технических подпольях зданий теплопроводы защищены со всех сторон от механических воздействий и нагрузок и в некоторой степени от грунтовых и поверхностных вод. Для восприятия собственного веса теплопровода устанавливают специальные подвижные опоры. При бесканальной прокладке теплопроводы непосредственно контактируют с грунтом и внешние механические нагрузки воспринимаются трубой и теплоизоляционной конструкций. При этом подвижных опор не устанавливают, а теплопроводы укладывают прямо на грунт или слой песка и гравия. Стоимость бесканальной прокладки на 25—30% меньше, чем в каналах, однако условия работы теплопроводов тяжелее.

Глубина заложения теплопроводов от верхнего уровня каналов или изоляционной конструкции (при бесканальной прокладке) до поверхности земли составляет 0,5—0,7 м. При высоком уровне грунтовых вод его искусственно снижают устройством попутного дренажа из гравия, песка и дренажных труб под каналом или изоляционной конструкцией.

Каналы в настоящее время изготовляют, как правило, из унифицированных сборных железобетонных деталей. Для защиты от грунтовых и поверхностных вод наружную поверхность каналов покрывают битумом с оклейкой гидрозащитным рулонным материалом. Для сбора влаги, которая попадает внутрь каналов, их дну следует придавать поперечный уклон не менее 0,002 в одну сторону, где делаются иногда закрытые (плитами, решетками) лотки, по которым вода стекает в сборные приямки, откуда отводится в водостоки.

Следует отметить, что, несмотря на гидроизоляцию каналов, естественная влага, содержащаяся в грунте, проникает в них через их наружные стенки, испаряется и насыщает воздух. При охлаждении влажного воздуха на перекрытиях и стенках канала скапливается влага, которая стекает вниз и может вызывать увлажнение изоляции.

В проходных каналах обеспечиваются наилучшие условия для работы, эксплуатации и ремонта теплопроводов, однако по капитальным затратам они являются наиболее дорогими. В связи с этим сооружать их целесообразно только на наиболее ответственных участках, а также при совместной прокладке теплопроводов с другими инженерными коммуникациями. При совместной прокладке различных коммуникаций проходные каналы называют коллекторами. В городах в настоящее время они получили широкое распространение. На рис. 6.4 показано сечение типового односекционного коллектора.

Проходные каналы (коллекторы) оборудуют естественной или принудительной вентиляцией, обеспечивающей температуру воздуха в канале не выше 40°С в периоды ремонтов и не выше 50°С при работе, электрическим освещением с напряжением до 30 В, телефонной связью. Для сбора влаги в пониженных точках трассы устраивают приямки, сообщающиеся с водостоками или оборудованные откачивающими насосами с автоматическим или дистанционным управлением.

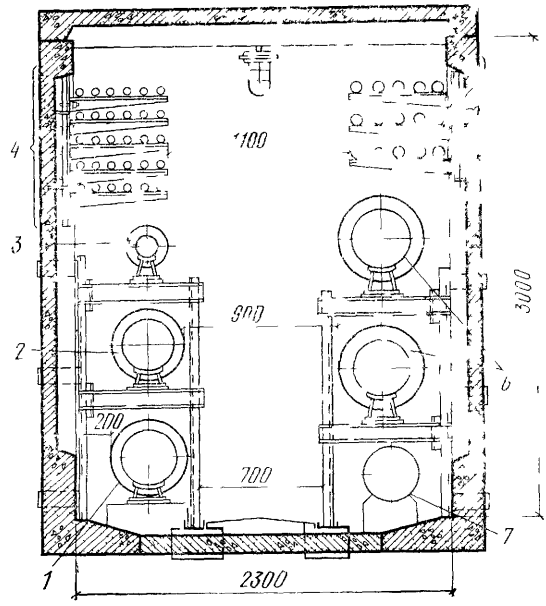


Рис 6 4 Сечение типового городского коллектора

1 и 2 — подающий и обратный трубопроводы; *3* — конденсатопровод; *4* — телефонные кабели; *5* — силовые кабели; *6* — паропровод; *7* — водопровод

Габаритные размеры проходных каналов (коллекторов) выбирают из условия свободного доступа ко всем элементам теплопроводов, позволяющего проводить полный капитальный ремонт их без вскрытий и разрушений дорожных покрытий. Ширину прохода в канале принимают не менее 700 мм, а высоту — не менее 2 м (допускается принимать высоту до балки 1,8 м). Через каждые 200—250 м по трассе делают люки, оборудованные для спуска в канал лестницами или скобами В местах расположения большого количества оборудования могут устраиваться специальные уширения (камеры) или сооружаться павильоны.

Непроходные каналы применяют обычно для теплопроводов диаметром до 500—700 мм. Изготовляют их прямоугольной, сводчатой и цилиндрической формы из железобетонных плит и сводов, асбестоцементных и металлических труб и др. При этом между поверхностью теплопроводов и стенками канала оставляют, как правило, воздушный зазор, через который происходит высыхание тепловой изоляции и удаление влаги из каналов. В качестве примера на рис. 6 5 показано сечение прямоугольного непроходного канала, изготовляемого из унифицированных сборных железобетонных деталей.

Габаритные размеры непроходных каналов выбирают в основном в зависимости от расстояния между теплопроводами и между поверхностями теплоизоляционной конструкции и каналов, а также из условия обеспечения удобного доступа к оборудованию в камерах. Для уменьшения расстояния между теплопроводами оборудование на них иногда устанавливают вразбежку.

Бесканальную прокладку применяют обычно для труб небольших диаметров (до 200—300 мм), так как при прокладке таких труб в непроходных каналах условия их работы получаются практически более трудными (из-за заноса воздушного зазора в каналах грязью и слож-

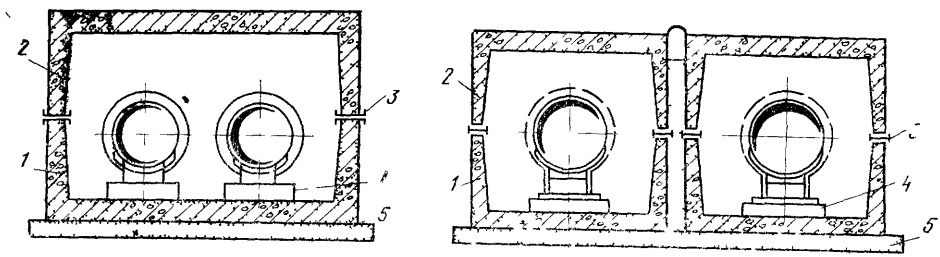


Рис 6 5 Сечения непроходного канала

1 и 2 — лотковые блоки соответственно нижний и верхний, *3* — соединительный элемент с цементной заделкой, *4* — опорная плита, *5* — песчаная подготовка

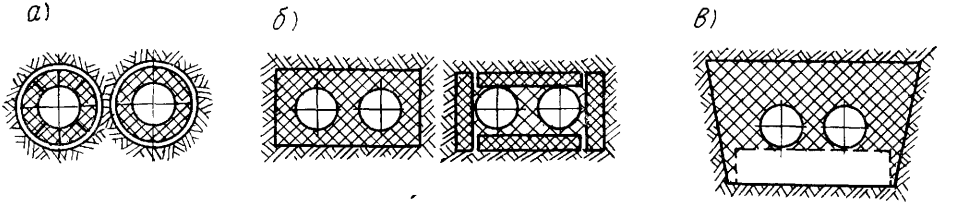


Рис. 6.6. Типы бесканальных теплопроводов
а — в сборной и монолитной оболочке; *б* — литые и сборно-литые; *в* — засыпные

ности удаления из них влаги при этом). В последние годы в связи с повышением надежности бесканальной прокладки теплопроводов (путем внедрения сварки, более совершенных теплоизоляционных конструкций и др.) ее начинают использовать и для труб больших диаметров (500 мм и более).

Теплопроводы, прокладываемые бесканальным способом, подразделяют в зависимости от вида теплоизоляционной конструкции: в монолитных оболочках, литые (сборно-литые) и засыпные (рис. 6.6) и в зависимости от характера восприятия весовых нагрузок: разгруженные и неразгруженные.

Конструкции в *монолитных оболочках* выполняют обычно в заводских условиях. На трассе производится только стыковая сварка отдельных элементов и изоляция стыковых соединений. *Литые конструкции* могут изготовляться как в заводских условиях, так и на трассе путем заливки трубопроводов (и стыковых соединений после опрессовки) жидкими исходными теплоизоляционными материалами с последующим их схватыванием (затвердеванием). *Засыпную изоляцию* выполняют на смонтированных в траншеях и опрессованных трубопроводах из сыпучих теплоизоляционных материалов.

К *разгруженным* относятся конструкции, в которых теплоизоляционное покрытие обладает достаточной механической прочностью и разгружает трубопроводы от внешних нагрузок (веса грунта, веса проходящего на поверхности транспорта и т. п.). К ним относятся литые (сборно-литые) и монолитные оболочки.

В *неразгруженных* конструкциях внешние механические нагрузки передаются через тепловую изоляцию непосредственно на трубопровод. К ним относятся засыпные теплопроводы.

При бесканальной прокладке особенно большое значение имеет защита теплопроводов от воздействий грунтовых и поверхностных вод и блуждающих токов. С этой целью применяют антикоррозионные покрытия поверхности труб, влагозащитные оболочки и электрохимическую защиту, а также устраивают попутный дренаж с песчаной и гравийной подсыпкой. На рис. 6.7 показаны сечения применяемых для отвода грунтовых и поверхностных вод конструкций бесканального теплопровода в монолитной оболочке. Аналогичные конструкции используются при других типах бесканальных теплопроводов, а также при канальной прокладке.

Песчаную подсыпку (рис. 6.7,*а*) выполняют обычно при прокладке теплопроводов в сухих грунтах. При невысоком уровне грунтовых вод и малом их дебите вместо песчаной подсыпки устраивают гравийную или прокладывают специальные дренажные трубы (рис. 6.7, *б*). При высоком уровне грунтовых вод и большом их дебите выполняют песчаную и гравийную обсыпку всей конструкции с прокладкой одной дренажной трубы (рис. 6.7,*в*), а иногда и двух дренажных труб с обеих сторон. Гравийная обсыпка, обладая высокой пористостью, слу-

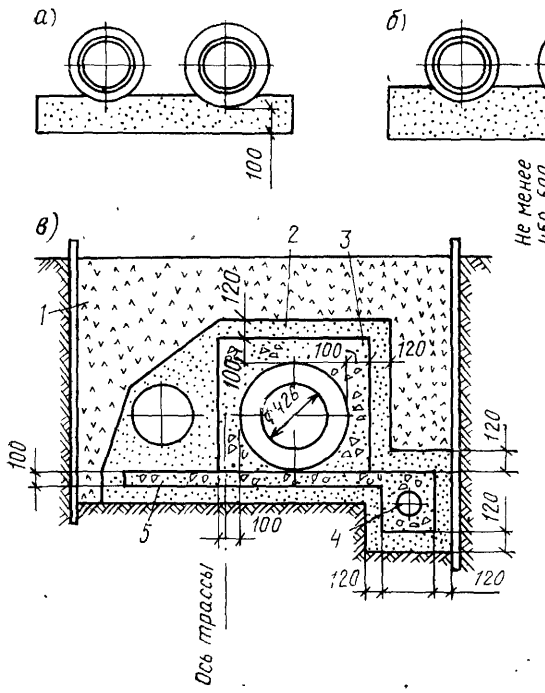


Рис. 6.7. Сечения конструкций бесканального теплопровода в монолитной оболочке
а — с песчаной подсыпкой; *б* — то же, и дренажной трубой; *в* — с гравийной и песчаной обсыпкой и дренажной трубой; *1* — местный грунт; *2* — песок; *3* — гравий; *4* — дренажная труба; *5* — дренажная гравийная подсыпка

жит в определенной мере воздушным зазором, что особенно важно при бесканальной прокладке.

В представленной на рис. 6.7, *в* конструкции гравийная обсыпка выполнена для подающего трубопровода, так как он имеет тепловую изоляцию. Обратный трубопровод защищается только антикоррозионным покрытием. Такая конструкция оправдывается экономически при высокой стоимости изоляции и сложности поддержания ее в сухом состоянии.

Для устройства дренажа обычно используют асбестоцементные, керамические, бетонные и железобетонные безнапорные трубы с цилиндрическими или щелевыми водоприемными отверстиями. Для предохранения дренажных труб от засорения грунтом отверстия в них обсыпают гравием или щебенкой, а для прочистки дренажных труб используют контрольные колодцы. В последние годы появились предложения* применять для устройства дренажа трубы из фильтрующего пористого бетона (трубофильтры), которые выполняют роль трубчатой дрены и гравийного фильтра, что упрощает и удешевляет конструкцию. Уклон труб попутного дренажа должен быть не менее 0,003.

Современные бесканальные конструкции не допускают поперечных перемещений (вылетов) трубопроводов, возникающих при температурных деформациях, поэтому все повороты трассы (участки самокомпенсации) и гибкие компенсаторы располагают в непроходных каналах и нишах. Места входов и выходов бесканальных теплопроводов в каналы и ниши, а также в камеры и подвалы зданий наиболее опасны в отношении доступа влаги и заноса каналов грязью.

На подземных теплопроводах оборудование, требующее обслуживания (задвижки, сальниковые компенсаторы, дренажные устройства, спускники, воздушники и др.), размещают в специальных камерах, а гибкие компенсаторы — в нишах. Камеры и ниши, как и каналы, сооружают из сборных железобетонных элементов. Конструктивно камеры выполняют подземными или с надземными павильонами. Подземные камеры устраивают при трубопроводах небольших диаметров и применении задвижек с ручным приводом. Камеры с надземными павильонами обеспечивают лучшее обслуживание крупногабаритного оборудования, в частности, задвижек с электро- и гидроприводами,

* **Витальев В. П.** Бесканальные прокладки тепловых сетей. М., Энергия, 1971.

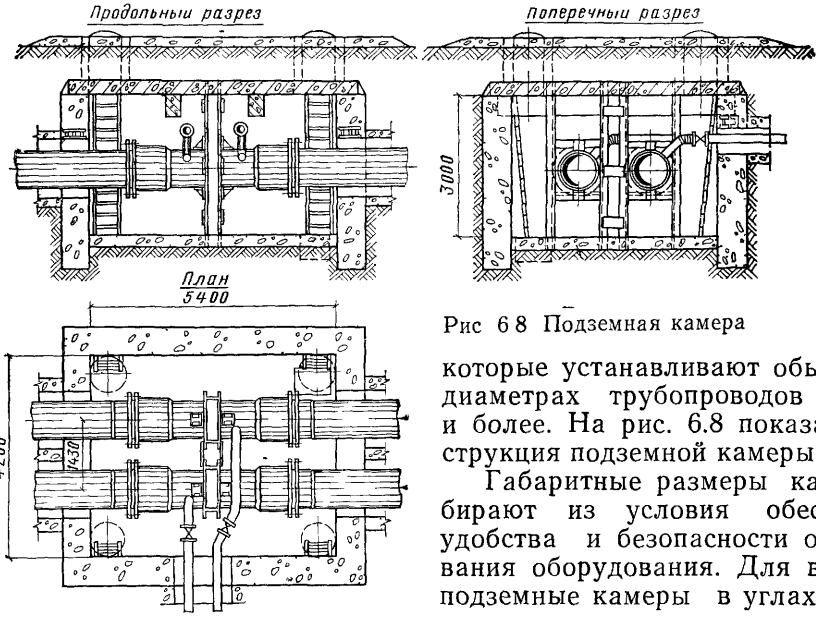


Рис 6 8 Подземная камера

которые устанавливают обычно при диаметрах трубопроводов 500 мм и более. На рис. 6.8 показана конструкция подземной камеры.

Габаритные размеры камер выбирают из условия обеспечения удобства и безопасности обслуживания оборудования. Для входа в подземные камеры в углах по диагонали устраивают люки — не менее двух при внутренней площади до 6 м² и не менее четырех при большей площади. Диаметр люка принимают не менее 0,63 м. Под каждым люком устанавливают лестницы или скобы с шагом не более 0,4 м для спуска в камеры. Днище камер выполняют с уклоном $\geqslant$ $\geqslant 0{,}02$ к одному из углов (под люком), где устраивают прикрываемые сверху решеткой приямки для сбора воды глубиной не менее 0,3 м и размерами в плане $0{,}4\times0{,}4$ м. Вода из приямков отводится самотеком или при помощи насосов в водостоки либо приемные колодцы.

Для защиты камер от грунтовых и поверхностных вод их наружную поверхность оклеивают несколькими слоями гидроизола или металлоизола, а иногда дополнительно накладывают на внутреннюю поверхность стен и днища цементную штукатурку. Для уменьшения вероятности затопления камер в периоды аварий спускные дренажи теплопроводов следует выводить за стены камер, особенно при установке оборудования с электроприводами.

Надземные теплопроводы прокладывают на отдельно стоящих опорах (низких и высоких) и мачтах, на эстакадах со сплошным пролетным строением в виде ферм или балок и на тягах, прикрепленных к верхушкам мачт (вантовые конструкции). На промышленных предприятиях применяют иногда упрощенные прокладки: на консолях (кронштейнах) по конструкциям зданий и подставках (подушках) по крышам зданий. На рис. 6. 9 показаны основные виды надземной прокладки теплопроводов.

Опоры и мачты выполняют, как правило, железобетонными или металлическими. Пролетные строения эстакад и анкерные стойки (неподвижные опоры) обычно изготовляют металлическими. При этом строительные конструкции, могут сооружаться одно-, двух-, и многоярусными.

Прокладка теплопроводов на отдельно стоящих опорах и мачтах является наиболее простой и применяется обычно при небольшом числе труб (две — четыре). В настоящее время в СССР разработаны типовые конструкции отдельно стоящих низких и высоких железобетонных опор, выполняемых с одной стойкой в виде Т-образной опоры и с двумя отдельными стойками или рамами в виде П-образных опор. Для

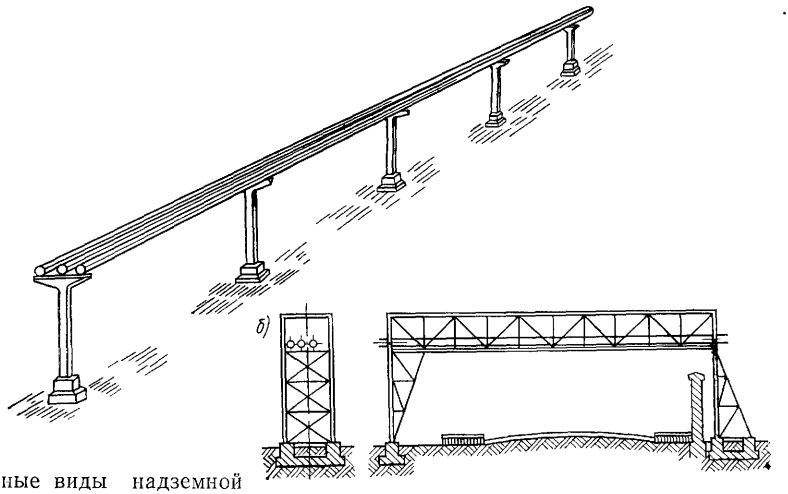


Рис. 6.9. Основные виды надземной прокладки теплопроводов

а — на отдельно стоящих опорах (мачтах), *б* — на эстакадах, *в* — на подвесных (вантовых) конструкциях, *1* — металлическая вершина, *2* — подвесные опоры, *3* — тяги

уменьшения количества стоек трубопроводы большого диаметра могут использоваться в качестве несущих конструкций для укладки или подвески к ним трубопроводов малого диаметра, требующих более частой установки опор. При прокладке теплопроводов на низких опорах расстояние между их нижней образующей и поверхностью земли должно быть не меньше 0,35 м при ширине группы труб до 1,5 м и не менее 0,5 м при ширине более 1,5 м.

Прокладка теплопроводов на эстакадах является наиболее дорогой и требует наибольшего расхода металла. В связи с этим ее целесообразно применять при большом числе труб (не менее пяти-шести), а также при необходимости регулярного надзора за ними. При этом трубопроводы больших диаметров опираются обычно непосредственно на стойки эстакад, а малых — на опоры, уложенные в пролетном строении.

Прокладка теплопроводов на подвесных (вантовых) конструкциях является наиболее экономичной, так как позволяет значительно увеличить расстояние между мачтами и тем самым уменьшить расход строительных материалов. При совместной прокладке трубопроводов различных диаметров между мачтами выполняются прогоны из швеллеров, подвешенных на тягах. Такие прогоны позволяют устанавливать дополнительные опоры для трубопроводов малых диаметров.

Для обслуживания оборудования (задвижек, сальниковых компенсаторов) устраивают площадки с ограждениями и лестницами: стационарные при расстоянии от низа теплоизолирующей конструкции до поверхности земли 2,5 м и более или передвижные — при меньшем расстоянии, а в труднодоступных местах и на эстакадах — проходные мостики. При прокладке теплопроводов на низких опорах в местах установки оборудования должно предусматриваться покрытие поверхности земли бетоном, а на оборудовании — устройство металлических

кожухов, исключающих доступ к нему посторонних лиц и защищающих его от атмосферных осадков.

При **пересечении** теплопроводами различных коммуникаций и препятствий — инженерных сетей (водопровода, канализации, газопровода, электрических кабелей и пр.), железных и автомобильных дорог, трамвайных путей, рек, оврагов, строительных конструкций зданий и сооружений различного назначения — используют специальные конструкции, обеспечивающие надежную и безопасную работу всех инженерных коммуникаций и сооружений и минимальные затраты на сооружение теплосети. При этом необходимо соблюдать определенные расстояния как по вертикали, так и по горизонтали, регламентируемые СНиП II-36-73, исключающие их взаимное влияние

В городских условиях при подземной прокладке теплопроводов пересечение их с другими инженерными сетями производят обычно в футлярах (трубах), выведенных за пределы габаритов тепловых сетей не менее, чем на 2 м.

При пересечении автомобильных и железных дорог, трамвайных путей, линий метрополитена в городских условиях при возможности производства строительных и ремонтных работ открытым способом применяют непроходные железобетонные каналы.

При длине пересечения до 50 м и неэкономичности производства работ открытым способом используют стальные трубы (футляры), во всех остальных случаях — полупроходные и проходные каналы (тоннели).

При пересечении рек, оврагов, открытых водоемов, железных дорог общей сети и т. п. наиболее простыми способами являются прокладка теплопроводов по постоянным автодорожным и железнодорожным мостам, а при их отсутствии надземная (воздушная) прокладка на подвесных (вантовых) переходах, эстакадах и опорах (мачтах).

При пересечении электрифицированных железных дорог надземную прокладку выполняют выше токонесущих подвесок (по ГОСТ 9238—73) и со сплошным защитным настилом. При пересечении рек и открытых водоемов находит применение также подводная прокладка теплопроводов в специальных тоннелях и дюкерах. Подводные тоннели представляют собой круглые проходные каналы, выполненные из стальных листов сваркой и усиленные ребрами жесткости. Применяют их, как правило, при большом числе прокладываемых инженерных сетей и длинных подводных переходах. Дюкер (рис. 6.10) представляет собой непроходной канал, изготовляемый из стальной трубы (футляра), внутри которой размещается теплопровод. Прокладка в дюкерах применяется при небольшом числе труб и коротких подводных переходах. Для удержания тоннелей и дюкеров под водой сверху на них надевают чугунные или железобетонные грузы (полукольца).

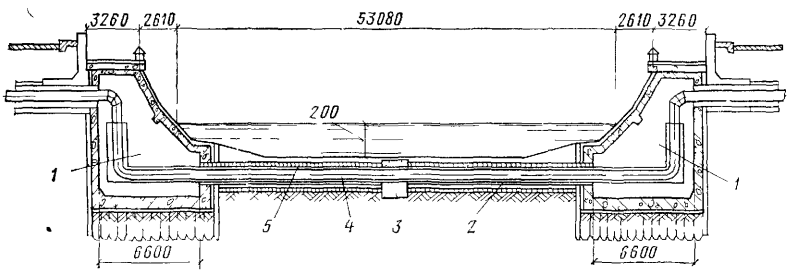


Рис 6 10 Подводная прокладка теплопровода в дюкере
1 — береговая камера; *2* — стальная труба, *3* — бетонная неподвижная опора, *4* — теплопроводы; *5* — железобетонные грузы

§ 32. ЭЛЕМЕНТЫ ТЕПЛОПРОВОДОВ И ИХ РАСЧЕТ

Трубы и арматура. Для строительства тепловых сетей используют стальные трубы, соединяемые при помощи электрической или газовой сварки Стальные трубы подвергаются внутренней и наружной коррозии, что снижает срок службы и надежность тепловых сетей. В связи с этим для местных систем горячего водоснабжения, которые подвержены усиленной коррозии, применяют трубы стальные оцинкованные. В ближайшем будущем намечается применение эмалированных труб.

Из стальных труб для тепловых сетей в настоящее время используют в основном электросварные с продольным прямым и спиральным швом и бесшовные горячедеформированные и холоднодеформированные, изготовляемые из сталей марок Ст. 3, 4, 5, 10, 20 и низколегированных. Выпускаются электросварные трубы до условного диаметра 1400 мм, бесшовные — 400 мм. Для сетей горячего водоснабжения могут применяться также водогазопроводные стальные трубы.

В последние годы ведутся работы по использованию для теплоснабжения неметаллических труб (асбестоцементных, полимерных, стеклянных и др.). К их достоинствам относится высокая антикоррозионная устойчивость, а у полимерных и стеклянных труб и более низкая шероховатость по сравнению со стальными трубами. Асбестоцементные и стеклянные трубы, соединяют при помощи специальных конструкций, а полимерные трубы — на сварке, что значительно упрощает монтаж и повышает надежность и герметичность соединений. Основным недостатком указанных неметаллических труб являются невысокие допустимые значения температур и давлений теплоносителя — примерно 100°С и 0,6 МПа. В связи с этим их можно использовать только в сетях, работающих с низкими параметрами воды, например в системах горячего водоснабжения, конденсатопроводах и др.

Арматура, применяемая в тепловых сетях, по назначению подразделяется на запорную, регулировочную, предохранительную (защитную), дросселирующую, конденсатоотводящую и контрольно-измерительную.

К основной арматуре общего назначения относят обычно запорную арматуру, так как она используется наиболее широко непосредственно на трассе тепловых сетей. Остальные виды арматуры устанавливаются, как правило, в тепловых пунктах, насосных и дросселирующих подстанциях и др. Они рассмотрены в гл. 3.

Основными типами запорной арматуры тепловых сетей являются задвижки и вентили. Задвижки применяются обычно в водяных сетях, вентили — в паровых. Изготовляют их из стали и чугуна с фланцевыми и муфтовыми присоединительными концами, а также с концами под приварку труб на различные условные диаметры.

Запорная арматура в тепловых сетях устанавливается на всех трубопроводах, отходящих от источника тепла, в узлах ответвлений с $d_y \geqslant 100$ мм, в узлах ответвлений к отдельным зданиям при $d_y \geqslant 50$ мм и длине ответвления $l \geqslant 30$ м или к группе зданий с суммарной нагрузкой до 600 кВт (0,5 Гкал/ч), а также на штуцерах для спуска воды, выпуска воздуха и пусковых дренажей. Кроме того, в водяных сетях устанавливаются секционирующие задвижки: при $d_y \geqslant 100$ мм через $l_{секц} \leqslant 1000$ м; при $d_y = 350...500$ мм через $l_{секц} \leqslant 1500$ м при условии спуска воды из секции и ее заполнения водой не более чем за 4 ч, и при $d_y \geqslant 600$ мм через $l_{секц} \leqslant 3000$ м при условии спуска воды из секции и ее заполнения водой не более чем за 5 ч.

В местах установки секционирующих задвижек делаются перемычки между подающими и обратными трубопроводами с диаметром, равным 0,3 диаметра основных трубопроводов, для создания циркуляции теплоносителя при авариях. На перемычке последовательно устанавливаются две задвижки и контрольный вентиль между ними на $d_у = 25$ мм для проверки плотности закрытия задвижек.

Для облегчения открытия задвижек с $d_у \geqslant 350$ мм на водяных сетях и с $d_у \geqslant 200$ мм и $p_у \geqslant 1{,}6$ МПа на паровых сетях, требующих большого вращательного момента, делают обводные линии (разгрузочные байпасы) с запорным вентилем. В этом случае затвор разгружается от сил давления при открытии задвижек и уплотнительные поверхности предохраняются от износа. В паровых сетях обводные линии используются также для пуска паропроводов. Задвижки с $d_у \geqslant 500$ мм, требующие для своего открытия или закрытия вращательного момента более 500 Н·м, должны применяться с электроприводом. С электроприводом предусматривают также все задвижки при дистанционном управлении.

Трубы и арматуру выбирают из выпускаемого сортамента в зависимости от условного давления, рабочих (расчетных) параметров теплоносителя и окружающей среды.

Условное давление определяет максимально допустимое давление, которое длительно могут выдержать трубы и арматура определенного типа при нормальной температуре среды $+20$°С. При повышении температуры среды допустимое давление снижается.

Рабочие давления и температуры теплоносителя для выбора труб, арматуры и оборудования тепловых сетей, а также для расчета трубопроводов на прочность и при определении нагрузок на строительные конструкции должны приниматься равными, как правило, номинальным (максимальным) значениям в подающих трубопроводах или на нагнетании насосов с учетом рельефа местности. Значения рабочих параметров для различных случаев, а также ограничения при выборе материалов труб и арматуры в зависимости от рабочих параметров теплоносителя и окружающей среды указаны в СНиП II-36-73.

Необходимую толщину стенки труб, мм, определяют в зависимости от внутреннего (рабочего) давления теплоносителя (другие нагрузки не учитываются), по уравнению *

$$s = \frac{p_{раб} D_н}{2 \cdot 10^4 [\sigma] \varphi + p_{раб}} + c,$$

где $p_{раб}$ — рабочее давление теплоносителя, Па; $D_н$ — наружный диаметр трубы, мм; $[\sigma]$ — допустимое напряжение материала трубы при рабочей температуре теплоносителя, Па; φ — коэффициент прочности сварного шва; c — прибавка к расчетной толщине стенки трубы, мм.

В качестве допустимого напряжения $[\sigma]$ по правилам Госгортехнадзора следует принимать наименьшую из трех величин:

$$[\sigma] \leqslant \frac{\sigma^t_в}{2{,}6}; \quad [\sigma] \leqslant \frac{\sigma^t_т}{1{,}5}; \quad [\sigma] \leqslant \frac{\sigma^t_{д\,п}}{1{,}5},$$

где $\sigma^t_в$ — временное сопротивление стали разрыву (предел текучести); $\sigma^t_т$ — условный (при остаточной деформации 0,2%) предел текучести стали при растяжении; $\sigma^t_{д.п}$ — условный предел длительной прочности стали при растяжении (напряжение, вызывающее разрушение через 100 тыс. ч).

Значения $\sigma^t_в$, $\sigma^t_т$ и $\sigma^t_{д.п}$ определяются, согласно ГОСТу, по прочностным характеристикам сталей при рабочей температуре тепло-

* **Рудолина Б. В., Ремжин Ю. Н.** Проектирование трубопроводов тепловых электростанций. Л., Энергия, 1970.

носителя. Коэффициент прочности сварного шва φ, характеризующий относительное снижение допустимого напряжения для шва по сравнению с целой стенкой, принимается в зависимости от типа шва в пределах 0,7—1. Прибавка *с* берется равной наибольшему минусовому допуску по толщине стенки, предусмотренному ГОСТом на трубы или листы, но не менее 0,5 мм.

Теплоизоляционные материалы и конструкции. Тепловая изоляция устраивается на трубопроводах, арматуре, фланцевых соединениях, компенсаторах и опорах для следующих целей:

1) уменьшения потерь тепла при его транспортировании, что снижает установленную мощность источника тепла и расход топлива;

2) уменьшения падения температуры теплоносителя, подаваемого к потребителям, что снижает требуемый расход теплоносителя и повышает качество теплоснабжения;

3) понижения температуры на поверхности теплопровода и воздуха в местах обслуживания (камерах, каналах), что устраняет опасность ожогов и облегчает обслуживание теплопроводов.

Кроме того, теплоизоляционные покрытия выполняют иногда роль антикоррозионной защиты наружной поверхности стальных труб и оборудования, что повышает их долговечность и надежность теплоснабжения.

Для тепловой изоляции применяют материалы, имеющие низкую теплопроводность и низкий коэффициент коррозионной активности, малое водопоглощение, высокое электросопротивление и высокую механическую прочность. Не допускается использовать материалы, подверженные горению и гниению, а также содержащие вещества, способные выделять кислоты, крепкие щелочи, вредные газы и серу.

Наиболее тяжелые условия для работы теплопроводов возникают при подземной канальной и особенно бесканальной прокладке вследствие увлажнения тепловой изоляции грунтовыми и поверхностными водами и наличия в грунте блуждающих токов. В связи с этим к важнейшим требованиям к теплоизоляционным материалам относятся малое водопоглощение, высокое электросопротивление, а при бесканальной прокладке высокая механическая прочность.

В качестве тепловой изоляции в тепловых сетях в настоящее время применяют в основном изделия из неорганических материалов (минеральной и стеклянной ваты), известково-кремнеземистые, совелитовые, вулканитовые, а также составы, изготовляемые из асбеста, бетона, асфальта, битума, цемента, песка или других компонентов для бесканальной прокладки: битумоперлит, асфальтоизол, армопенобетон, асфальтокерамзитобетон и др.

В зависимости от вида используемых изделий тепловую изоляцию подразделяют на оберточную (маты, полосы, шнуры, жгуты), штучную (плиты, блоки, кирпичи, цилиндры, полуцилиндры, сегменты, скорлупы), заливочную (монолитную и литую), мастичную и засыпную.

Оберточные и штучные изделия применяют для всех элементов тепловых сетей и могут быть как съемными — для оборудования, требующего обслуживания (сальниковые компенсаторы, фланцевые соединения), так и несъемными. Крепят их при помощи бандажей, проволоки, винтов и т. п., выполненных из оцинкованных, кадмированных или коррозионно-стойких материалов, и покровного слоя. Заливочную и засыпную изоляцию применяют обычно для элементов тепловых сетей, не требующих обслуживания. Мастичную изоляцию допускается использовать для запорной и дренажной арматуры и сальниковых компенсаторов при условии выполнения съемных конструкций для патрубков сальниковых компенсаторов и сальников

уплотнений арматуры. Основные данные применяемых в настоящее время теплоизоляционных материалов и изделий приведены в табл 6.1.

ТАБЛИЦА 6.1. ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ И ИЗДЕЛИЙ (УСРЕДНЕННЫЕ)

Материалы или изделия	Максимальная температура теплоносителя, °С	Теплопроводность, Вт/(м·°С), при 20°С и влажности, %		Плотность, кг/м³
		0	20	
Минеральная вата	600	0,05	0,13	200
Изоляция:				
из минеральной ваты	400	0,06	0,17	200
из непрерывного стекловолокна	450	0,06	0,13	170*
из штапельного стекловолокна	180	0,05	0,12	75*
Изделия:				
совелитовые	500	0,08	—	400*
вулканитовые	600	0,085	—	400*
известково-кремнеземистые	600	0,065	—	225*
Монолитные:				
армопенобетон	150	0,1	0,16	400
битумоперлит	150	0,09	—	350
асфальтокерамзитобетон	150	0,12	—	750
пенобетон	400	0,12	0,16	400
фторопласт	150	0,06	—	120
Самоспекающийся асфальтоизол	150	0,1	—	750
Плиты торфяные	100	0,065	0,09	220*

* Максимальное значение.

Теплоизоляционные конструкции стальных трубопроводов при надземной и подземной канальной прокладке, а также при бесканальной прокладке в монолитной оболочке состоят обычно из трех основных слоев: противокоррозионного, теплоизоляционного и покровного. Противокоррозионный слой накладывается на наружную поверхность стальной трубы и выполняется из обмазочных и оберточных материалов в несколько слоев (изола или бризола на изольной мастике, эпоксидных или органосиликатных эмалей и красок, стеклоэмали и др.). Поверх него укладывается основной теплоизоляционный слой из оберточных, штучных или монолитных изделий. За ним идет покровный слой, защищающий теплоизоляционный слой от воздействия влаги и воздуха и от механических повреждений. Выполняется он при подземной прокладке из двух-трех слоев изола или бризола на изольной мастике, асбестоцементной штукатурки по металлической сетке, лакостеклоткани с различными пропитками, фольгоизола, а при надземной прокладке — из листов оцинкованной стали, алюминия, сплавов алюминия, стеклоцемента, стеклорубероида, стеклопластика и т. п.

В настоящее время из указанных материалов выполняются на заводах полносборные и сборные теплоизоляционные конструкции для трубопроводов.

При изготовлении (обычно в заводских условиях) некоторых типов монолитной теплоизоляции (например, из армопенобетона для бесканальной прокладки) происходит адгезия (сцепление) материала с поверхностью стального трубопровода, не нарушаемая при температурных деформациях труб (коэффициенты линейного расширения стали и теплоизоляционного материала близки по величине). Вслед-

ствие этого исключается появление зазора между трубой и изоляционной оболочкой и возможность проникания через него влаги и воздуха к поверхности трубы, что значительно снижает вероятность наружной коррозии стальных труб. По этой причине в таких конструкциях отсутствует противокоррозионный слой.

В случае заводского изготовления теплоизоляционных конструкций на трубах элементы теплопровода длиной от 6 до 12 м доставляются на место строительства, где производятся их монтаж и сварка. Изоляция стыков выполняется обычно из оберточных или штучных изделий с нанесением противокоррозионных покрытий и покрывного слоя. При этом следует применять те же материалы, что и в основной конструкции, для устранения возникновения электрических потенциалов, ведущих к коррозии труб.

При бесканальной прокладке теплопроводов с монолитной изоляцией последняя совмещает функции изоляционной и несущей конструкций, поэтому она должна иметь высокую механическую прочность. Наиболее слабым местом является, как правило, изоляция стыков, которая выполняется также из оберточных и штучных изделий. Через эти места влага из грунта может поступать к поверхности труб и вызывать коррозию.

Помимо монолитной при бесканальной прокладке находят применение засыпные и литые конструкции изоляции. Выполняются они обычно при строительстве на смонтированных и опрессованных трубопроводах путем засыпки порошкообразного или заливки жидкого состава в траншею либо опалубку, в которой уложены трубы. Для получения равномерной изоляционной конструкции трубы укладываются на специальные подкладки (бетонные столбики, куски асбестоцементных труб и т. п.).

Компенсационные устройства в тепловых сетях служат для устранения (или значительного уменьшения) усилий, возникающих при тепловых удлинениях труб. В результате снижаются напряжения в стенках труб и силы, действующие на оборудование и опорные конструкции.

Удлинение труб в результате теплового расширения металла определяют по формуле

$$\Delta l = \alpha l (t - t_м), \qquad (6.1)$$

где α — коэффициент линейного расширения, 1/°С; l — длина трубы, м; t — рабочая температура стенки, °С; $t_м$ — температура монтажа, °С.

Для трубопроводов тепловой сети значение t принимают равным рабочей (максимальной) температуре теплоносителя; $t_м$ — расчетной для отопления температуре наружного воздуха. При средней величине $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ 1/°С для углеродистой стали удлинение 1 м трубы на каждые 100°С изменения температур составит $\overline{\Delta l} = 1{,}2$ мм/м, или при $\tau_1^р = 150$°С и $t^р_{от} = -26$°С (для Москвы) $\overline{\Delta l} = 2{,}1$ мм/м.

Если не предусмотреть компенсации удлинения труб, то в прямолинейном защемленном с обеих сторон участке трубопровода возникнут напряжения сжатия, определяемые по закону Гука:

$$\sigma = E \frac{\Delta l}{l} = \alpha E (t - t_м),$$

где E — модуль продольной упругости, равный в среднем для стали $2 \cdot 10^5$ МПа (2×10^6 кгс/см²); $\Delta l / l$ — относительное удлинение.

При температурах $\tau_1^р = 150$°С и $t^р_{н.от} = -26$°С и указанных значениях α и E напряжение составит $\sigma = 414{,}1$ МПа (4224 кгс/см²), что значительно превышает допустимое напряжение $[\sigma] = 100...$ ...150 МПа (1000...1500 кгс/см²).

Сила, которая действовала бы на защемляющие конструкции (если бы труба не изогнулась и не разрушилась), определяется по формуле

$$P = \sigma f_{ст} = E \frac{\Delta l}{l} f_{ст},$$

где $f_{ст}$ — площадь поперечного сечения стенки трубы.

Для трубы диаметром $d_н/d_{вн} = 326/310$ мм площадь стенки $f_{ст} = 80$ см^2 $= 0{,}008$ м^2, а сила $P = 414{,}1 \cdot 0{,}008 \approx 3{,}25$ МН.

Для компенсации удлинения труб применяют специальные устройства — компенсаторы, а также используют гибкость труб на поворотах трассы тепловых сетей (естественную компенсацию).

По принципу работы компенсаторы подразделяют на осевые и радиальные. Осевые компенсаторы устанавливают на прямолинейных участках теплопровода, так как они предназначены для компенсации усилий, возникающих только в результате осевых удлинений. Радиальные компенсаторы устанавливают на теплосети любой конфигурации, так как они компенсируют как осевые, так и радиальные усилия. Естественная компенсация не требует установки специальных устройств, поэтому ее необходимо использовать в первую очередь.

В тепловых сетях находят применение осевые компенсаторы двух типов: сальниковые и линзовые. В сальниковых компенсаторах (рис. 6.11) температурные деформации труб приводят к перемещению стакана *1* внутри корпуса *5*, между которыми для герметизации помещается сальниковая набивка *3*. Зажимается набивка между упорным кольцом *4* и грундбуксой *2* при помощи болтов *6*.

В качестве сальниковой набивки применяют асбестовый прографиченный шнур или термостойкую резину. В процессе работы набивка изнашивается и теряет упругость, поэтому требуются периодическая ее подтяжка (зажатие) и замена. Для возможности проведения указанных ремонтов сальниковые компенсаторы размещают в камерах.

Соединение компенсаторов с трубопроводами осуществляется сваркой. При монтаже необходимо оставлять зазор между буртом стакана и упорным кольцом корпуса, исключающий возможность возникновения растягивающих усилий в трубопроводах в случае понижения температуры ниже температуры монтажа, а также тщательно выверять осевую линию во избежание перекосов и заедания стакана в корпусе.

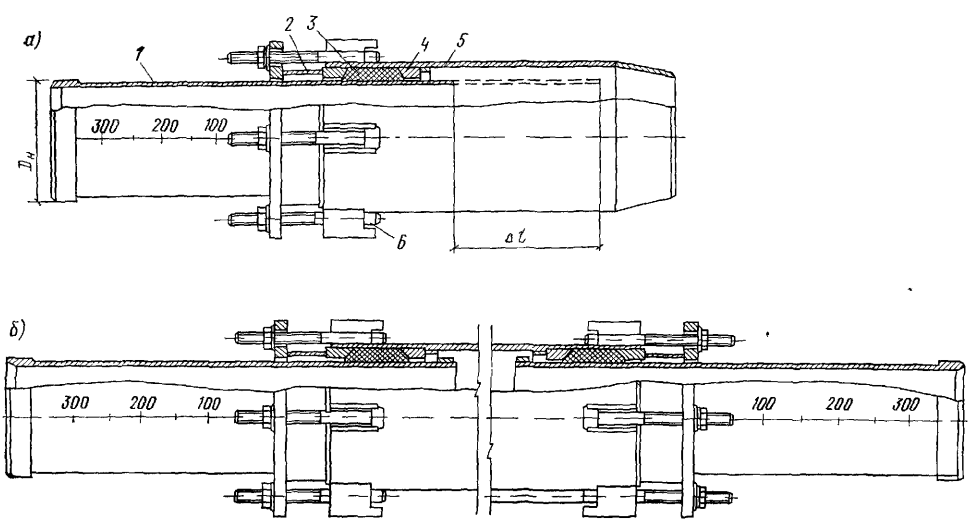


Рис 6 11 Сальниковые компенсаторы

а — односторонний; *б* — двусторонний: *1* — стакан, *2* — грундбукса, *3* — сальниковая набивка, *4* — упорное кольцо, *5* — корпус, *6* — затяжные болты

В каталогах указывается возможное перемещение стакана внутри корпуса Δl с учетом монтажного зазора, являющееся максимальной (предельной) компенсирующей способностью компенсатора. Реальную компенсирующую способность $\Delta l_р$ принимают обычно на 50 мм меньше максимальной, т. е. $\Delta l_р = \Delta l - 50$ мм.

Сальниковые компенсаторы изготовляют односторонними и двусторонними (см. рис. 6.10, *а* и *б*). Двусторонние применяют обычно для уменьшения числа камер, так как в середине их устанавливается неподвижная опора, разделяющая участки труб, удлинения которых компенсируются каждой из сторон компенсатора.

Осевая реакция сальникового компенсатора, Н, обусловливается силой трения в сальниковой набивке и определяется по формуле

$$R = 19{,}6\, p_{раб}\, \pi\, d_н\, b\, \mu, \qquad (6.2)$$

где $p_{раб}$ — рабочее давление теплоносителя, Па (принимается не менее 0,5 МПа); $d_н$ — наружный диаметр стакана компенсатора, равный практически наружному диаметру трубопровода, м, b — длина сальниковой набивки по оси компенсатора, м; μ — коэффициент трения набивки по стакану, в среднем равный 0,15

Основными достоинствами сальниковых компенсаторов являются малые габариты (компактность) и низкие гидравлические сопротивления, вследствие чего они нашли широкое применение в тепловых сетях, особенно при подземной прокладке. В этом случае их устанавливают при $d_у = 100$ мм и более, при надземной прокладке — при $d_у = 300$ мм и более.

В линзовых компенсаторах (рис. 6.12) при температурных удлинениях труб происходит сжатие специальных упругих линз (волн). При этом обеспечивается полная герметичность в системе и не требуется обслуживания компенсаторов.

Изготовляют линзы из листовой стали или штампованных полулинз с толщиной стенки от 2,5 до 4 мм газовой сваркой. Для уменьшения гидравлических сопротивлений внутри компенсатора вдоль волн вставляется гладкая труба (рубашка).

Линзовые компенсаторы имеют относительно небольшую компенсирующую способность и большую осевую реакцию. В связи с этим для компенсации температурных деформаций трубопроводов тепловых сетей устанавливают большое число волн или производят предварительную их растяжку. Применяют их обычно до давлений примерно 0,5 МПа, так как при бóльших давлениях возможно вспучивание волн, а повышение жесткости волн путем увеличения толщины стенок приводит к снижению их компенсирующей способности и возрастанию осевой реакции.

Осевая реакция (сила распора) линзовых компенсаторов складывается из двух слагаемых:

$$R = R_т + R_д,$$

где $R_т$ — осевая реакция, вызываемая деформацией волн в результате температурного удлинения труб, $R_д$ — осевая реакция, вызываемая внутренним давлением

Осевая реакция при температурном удлинении труб определяется по формуле

$$R_т = \frac{\Delta l}{n}\, \varepsilon,$$

где Δl — температурное удлинение участка трубы, м; n — число волн (линз), ε — жесткость волны, Н/м, которая зависит от вида материала, геометрических размеров и толщины волны; определяется экспериментальным или расчетным путем, а также указывается в нормалях заводов-изготовителей

Осевая реакция от внутреннего давления может быть определена по формуле

$$R_д = \varphi\, \frac{\pi}{4}\, (D^2 - d^2)\, p_{изб},$$

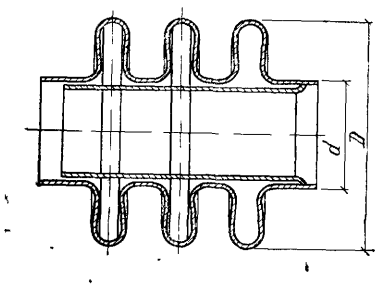


Рис. 6 12. Линзовый трехволновый компенсатор

где φ — коэффициент, зависящий от геометрических размеров и толщины стенки волны, равный в среднем 0,5—0,6; D и d — наружный и внутренний диаметры волны, м; $p_{изб}$ — избыточное (сверх атмосферного) давление теплоносителя, Па.

Осевые компенсаторы выбирают по каталогам в зависимости от условного диаметра расчетного прямолинейного участка трубопровода, защемленного по краям неподвижными опорами.

Для выбранного типа компенсатора определяется длина отрезка трубопровода, удлинение которого может восприниматься одним компенсатором:

$$l = \frac{\Delta l_р}{\Delta \bar{l}} = \frac{\Delta l_р}{\alpha\ (t - t_м)} = \frac{\Delta l - 50 \text{ мм}}{0{,}012\ (\tau_1^р - t_{н.от}^р)}, \qquad (6.3)$$

где $\Delta l_р$ — реальная (расчетная) компенсирующая способность компенсатора, мм; $\Delta \bar{l}$ — удлинение 1 м трубы при расчетных температурах, мм/м.

Необходимое число компенсаторов для расчетного прямолинейного участка трубопровода составляет

$$n = L_{уч}/l,$$

где $L_{уч}$ — длина расчетного прямолинейного участка трубопровода, м.

Расчетный участок разбивается на n отрезков длиной l, разделяемых неподвижными опорами. Внутри каждого участка устанавливают компенсатор выбранного типа.

Естественная компенсация температурных деформаций происходит в результате изгиба трубопроводов. Гнутые участки (повороты) повышают гибкость трубопровода и увеличивают его компенсирующую способность.

При естественной компенсации на поворотах трассы температурные деформации трубопроводов приводят к поперечным смещениям участков (рис. 6.13). Величина смещения зависит от расположения неподвижных опор: чем больше длина участка, тем больше его удлинение. Это требует увеличения ширины каналов и затрудняет работу подвижных опор, а также не дает возможности применять современную бесканальную прокладку на поворотах трассы. Максимальные напряжения изгиба возникают у неподвижной опоры короткого участка, так как он смещается на большую величину.

К радиальным компенсаторам, применяемым в тепловых сетях, относятся гибкие и волнистые шарнирного типа. В гибких компенсаторах температурные деформации трубопроводов устраняются при помощи изгибов и кручения специально согнутых или сваренных участков труб различной конфигурации: П- и S-образных, лирообразных, омегообразных и др. Наибольшее распространение на практике вследствие простоты изготовления получили П-образные компенсаторы (рис. 6.14, *а*). Их компенсирующая способность определяется суммой деформаций по оси каждого из участков трубопроводов $\Delta l = \Delta l/2 + \Delta l/2$. При этом максимальные изгибающие напряжения возникают в наиболее удаленном от оси трубопровода отрезке — спинке компенсатора. Последняя, изгибаясь, смещается на величину y, на которую необходимо увеличивать и габариты компенсаторной ниши.

Для увеличения компенсирующей способности компенсатора или уменьшения величины смещения его устанавливают с предварительной (монтажной) растяжкой (рис. 6.14, *б*). При этом спинка компенсатора в нерабочем состоянии изогнута внутрь и испытывает изгибающие напряжения. При удлинении труб компенсатор прихо-

дит сначала в ненапряженное состояние, а затем уже спинка изгибается наружу и в ней возникают изгибающие напряжения обратного знака. Если в крайних положениях, т. е. при предварительной растяжке и в рабочем состоянии достигаются предельно допустимые напряжения, то компенсирующая способность компенсатора увеличивается вдвое по сравнению с компенсатором без предварительной растяжки. В случае же компенсации одинаковых температурных деформации в компенсаторе с предварительной растяжкой не будет происходить смещение спинки наружу и, следовательно, уменьшатся габариты компенсаторной ниши Работа гибких компенсаторов других конфигураций происходит примерно таким же образом

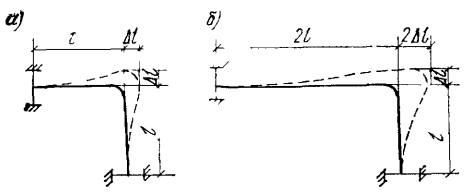


Рис 6 13 Схема работы Г-образного участка теплопровода
а — при одинаковых длинах плеч *б* — при разных длинах плеч

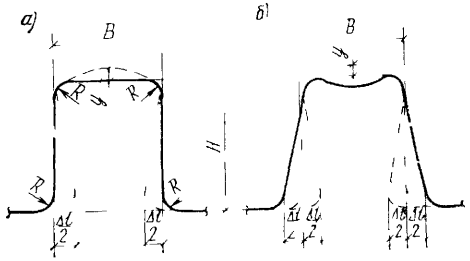


Рис 6 14 Схема работы П образного компенсатора
а — без предварительной растяжки *б* — с предварительной растяжкой

Расчет естественной компенсации и гибких компенсаторов заключается в определении усилий и максимальных напряжений, возникающих в опасных сечениях, в выборе длин участков трубопроводов, закрепленных в неподвижных опорах, и геометрических размеров компенсаторов, а также в нахождении величины смещений при компенсации температурных деформаций. Методика расчета основывается на законах теории упругости, связывающих деформации с напряжениями и геометрическими размерами труб, углов изгиба и компенсаторов*. При этом напряжения в опасном сечении определяются с учетом суммарного действия усилий от температурных деформаций трубопроводов, внутреннего давления теплоносителя, весовой нагрузки и др Суммарные напряжения не должны превышать допустимой величины

Для средних условий при $p_{раб}=1{,}6$ МПа и $\tau_1^p=150°C$ допустимые компенсационные напряжения при расчете участков естественной компенсации можно принимать равными 80 МПа (8 кгс/мм²), для гибких компенсаторов — 110 МПа (11 кгс/мм²)

Расчетные формулы выводятся для конкретных схем и типов компенсаторов с определенными, как правило, допущениями Они имеют сложный вид и требуют трудоемких расчетов Так, проверка максимальных изгибающих напряжений в спинке П-образного компенсатора при известных (принятых) геометрических размерах (см. рис. 6.14) может быть произведена по формуле

$$\sigma=\frac{\Delta\, l\, E d H m \varphi}{A}, \qquad (6\ 4)$$

где d — диаметр трубы; m — поправочный коэффициент напряжения для колен; φ — коэффициент, учитывающий предварительную растяжку компенсатора без растяжки $\varphi=1$, при растяжке на половину теплового удлинения участка $\varphi=0{,}5$, $A=$
$=2\left[\frac{1}{k}(3{,}14RH^2-2{,}28R^2H+1{,}4R^3)+0{,}67H^3+BH^2-4RH^2+2R^2H-1{,}33R^3\right]$

* См сноску на с 167

При установке жестких сварных (негнутых) колен $k=1$ и $m=1$, при гнутых коленах, в которых происходит сплющивание сечения, $k<1$ и $m>1$ (определяются по формулам Кларка и Рейснера или Кармана). Ориентировочно для средних условий можно принимать $k=0{,}3...0{,}4$ и $m=1{,}4...1{,}2$.

Максимальные напряжения при естественной компенсации на поворотах трассы на 90° у основания короткого плеча могут быть определены по формуле

$$\sigma = \frac{1{,}5\,\Delta l E d\,(n+1)}{l^2}, \qquad (6.5)$$

где Δl и l — удлинение и длина короткого плеча; $n=l_1/l$ — отношение длины длинного плеча к короткому.

Если угол поворота трассы α больше 90°, т. е. $\alpha=90+\beta$, то расчетная формула имеет вид

$$\sigma = \frac{1{,}5\,\Delta l E d}{l^2 \cos\beta}\left(n+1+\frac{n+3}{n+1}\sin\beta\right). \qquad (6.6)$$

На практике расчет максимальных изгибающих напряжений в гнутых компенсаторах и участках естественной компенсации производят по специальным номограммам и графикам. В качестве примера на рис. 6.15 приведена номограмма для расчета П-образного компенсатора.

Расчет П-образного компенсатора по номограмме производят в зависимости от величины температурного удлинения трубопровода Δl и принятого соотношения между длиной спинки компенсатора B и его вылетом H (показано стрелками).

Номограммы строятся для различных стандартных диаметров трубопроводов d_y, способа изготовления и радиусов углов изгиба. При этом указываются также принятые значения допустимых изгибающих напряжений σ, коэффициента линейного расширения α и установочные условия. Так, номограмма на рис. 6.15 построена для $d_y=70$ мм, гладких согнутых труб с $R=d_y$ при $\sigma=110$ МПа (11 кгс/мм^2), $\alpha=12\cdot10^{-6}$1/°C, установке компенсатора без предварительной растяжки и отношении длины участка к диаметру $l/d_y=40$.

При изменении свойств материала и установочных условий полученные значения могут быть пересчитаны. При предварительной растяжке компенсатора на 50% в качестве расчетного теплового удлинения принимается $\Delta l_p=0{,}5\,\Delta l$, при изменении l/d_y значение $\Delta l_p=\Delta l n_1$ и $P_p=Pn_2$, где значения n_1 и n_2 при $l/d_y=10$ принимают соответственно равными 0,9 и 1,3, при $l/d_y=0$ равными 0,8 и 1,7 и в промежутках по интерполяции (здесь P — сила упругой деформации — см. рис. 6.15).

Для других расчетных значений σ_p и α_p величина теплового удлинения определяется как $\Delta l_p=\Delta l\sigma_p/\sigma$ и $\Delta l_p=\Delta l\alpha_p/\alpha$. В зависимости от величины теплового удлинения участков и диаметра труб определяется длина канальных участков.

Волнистые компенсаторы шарнирного типа (рис. 6.16) представляют собой линзовые компенсаторы, стянутые стяжками с шарнирным устройством *1* с помощью опорных колец *2*, наваренных на трубы. При установке их на трассе, имеющей ломаную линию, они обеспечивают компенсацию значительных тепловых удлинений, работая на изгиб вокруг своих шарниров. Изготовляются такие компенсаторы для труб с $d_y=150...400$ мм на давление P_y 1,6 и 2,5 МПа и температуру до 450° С. Компенсирующая способность шарнирных компенсаторов зависит от максимально допустимого угла поворота компенсато-

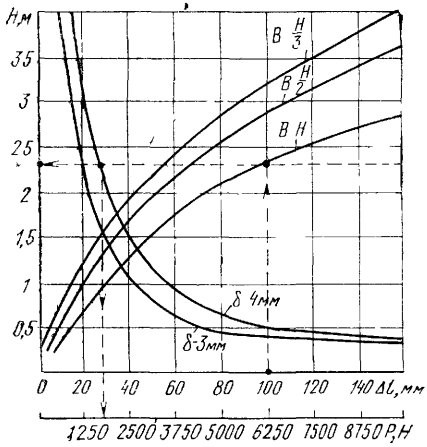


Рис 6 15. Номограмма для расчета П-образного компенсатора трубопровода $d_у = 70$ см

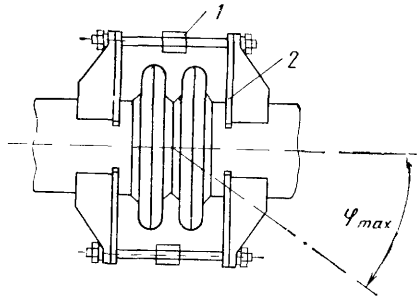


Рис. 6.16. Простейшая конструкция компенсатора шарнирного типа
1 — шарниры; *2* — опорное кольцо

ров и схемы их установки на трассе. Максимальный допустимый угол поворота шарнирного компенсатора определяется по формуле

$$\varphi_{max} = 2\,\frac{\Delta l_{доп} - \Delta l_{сс}}{D_л - D_{тр}}\,n,$$

где $\Delta l_{доп}$ — допустимая величина растяжки (стяжки) одной линзы (волны), мм; $\Delta l_{ос}$ — осевая деформация одной линзы, мм; $D_л$ и $D_{тр}$ — наружный диаметр линзы и трубы, мм; n — число линз.

Величина φ_{max} для одной волны выпускаемых шарнирных компенсаторов составляет примерно 2°, что обеспечивает в Z-образной схеме (рис. 6. 17) компенсацию температурных удлинений труб около 65 мм при расстоянии между компенсаторами 1 м.

Опоры в тепловых сетях устанавливают для восприятия усилий, возникающих в теплопроводах, и передачи их на несущие конструкции или грунт. В зависимости от назначения их подразделяют на подвижные (свободные) и неподвижные (мертвые).

Подвижные опоры предназначены для восприятия весовых нагрузок теплопровода и обеспечения свободного его перемещения при температурных деформациях. Устанавливают их при всех видах прокладки, кроме бесканальной, когда теплопроводы укладывают на утрамбованный слой песка, что обеспечивает более равномерную передачу весовых нагрузок на грунт.

Теплопровод, лежащий на подвижных опорах, под действием весовых нагрузок (веса трубопровода с теплоносителем, изоляционной конструкцией и оборудованием и иногда ветровой нагрузки) прогибается и в нем возникают изгибающие напряжения, значения которых зависят от расстояния (пролета) между опорами. В связи с этим основной задачей расчета является определение максимально возможно-

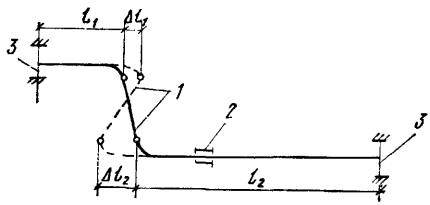


Рис. 6 17. Схема работы Z-образного участка с двумя шарнирными компенсаторами
1 — компенсатор шарнирный; *2* — направляющая опора; *3* — неподвижная опора

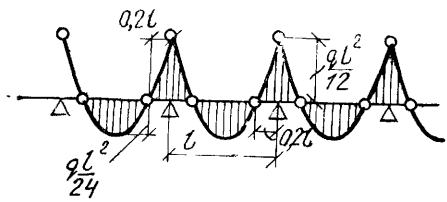


Рис. 6.18. Эпюра изгибающих моментов многопролетного трубопровода

го пролета между опорами, при котором изгибающие напряжения не превышают допустимых значений, а также величины прогиба теплопровода между опорами.

Расчет проводится как для многопролетной неразрезной балки с жестко закрепленными концами, эпюра изгибающих моментов которой представлена на рис. 6. 18.

При равных пролетах и упругом изгибе максимальный изгибающий момент, Н·м, возникающий на опоре, определяется по выражению

$$M = \frac{q\,l^2}{12} = \sigma_{из}\,W,$$

откуда максимальные изгибающие напряжения на опоре, Па,

$$\sigma_{из} = \frac{q\,l^2}{12\,W}$$

и максимальный пролет между подвижными опорами, м,

$$l = \sqrt{\frac{12\,\sigma_{из}\,W}{q}}, \qquad (6.7)$$

где q — удельная нагрузка, определяемая в общем случае по формуле

$$q = \sqrt{q_в^2 + q_г^2}.$$

Здесь $q_в$ — вертикальная удельная нагрузка от веса теплопровода, Н/м; $q_г$ — горизонтальная удельная нагрузка от ветрового усилия, Н/м, возникающая только при надземной прокладке:

$$q_г = k\,\frac{v^2}{2}\,\rho\,D_н,$$

где k — аэродинамический коэффициент, в среднем равный 1,5; v — скорость ветра, м/с; ρ — плотность воздуха, кг/м^3; $D_н$ — наружный диаметр изоляционной конструкции теплопровода, м.

Момент сопротивления трубы

$$W = 0,1\,\frac{d_н^4 - d_в^4}{d_н},$$

где $d_н$ и $d_в$ — наружный и внутренний диаметр трубопровода, м.

При определении максимально возможного пролета между опорами по максимальным напряжениям, равным предельным $\sigma_{из} = \varphi[\sigma]$ (где φ — коэффициент прочности сварного шва, равный 0,7—1), обеспечивается коэффициент запаса прочности, равный примерно 2. Однако на практике это может оказаться недостаточным, так как при просадке одной из опор расстояние между опорами увеличивается вдвое, а напряжения в 4 раза. В связи с этим в качестве расчетных максимальных напряжений обычно принимают $\sigma_{из} = (0,4-0,5)\varphi\ [\sigma]$.

Величина прогиба трубопровода в середине пролета определяется по формуле

$$y = \frac{q\,l^4}{384\,E\,I}, \qquad (6.8)$$

где E — модуль упругости материала труб; I — центральный момент инерции трубы:

$$I = 0,05\ (d_н^4 - d_в^4).$$

В настоящее время находят применение подвижные опоры следующих основных типов: скользящие, катковые (шариковые) (рис. 6. 19) и подвесные с жесткими и пружинными подвесками.

В скользящих опорах происходит скольжение башмака (корпуса опоры), приваренного к трубопроводу, по металлической подкладке, заделанной в опорную бетонную или железобетонную подушку. В

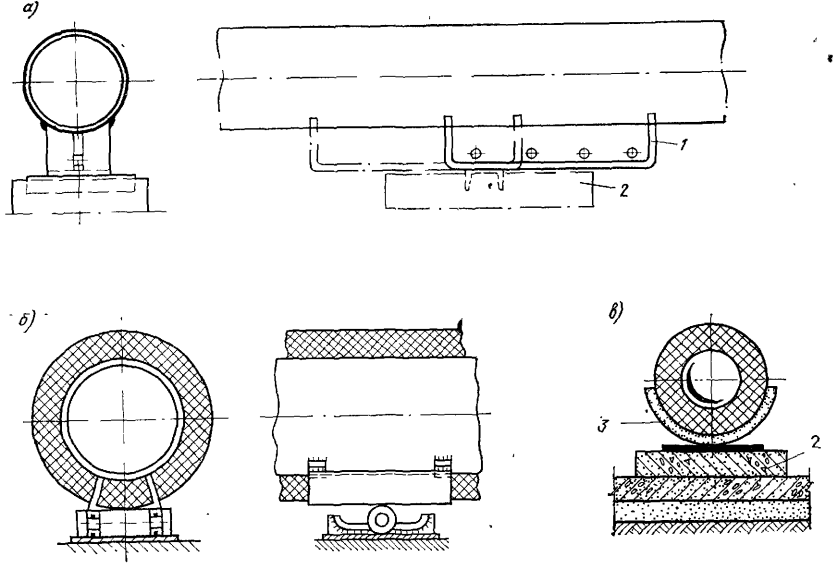


Рис. 6.19. Подвижные опоры

а — скользящая с приваренным башмаком; *б* — катковая; *в* — скользящая с приклеенным полуцилиндром; *1* — башмак; *2* — опорная подушка; *3* — опорный полуцилиндр

катковых (и шариковых) опорах башмак вращает и перемещает каток (или шарики) по опорному листу, на котором предусматриваются направляющие планки и выточки для предотвращения перекосов, заеданий и выхода катка. При вращении катка (шариков) скольжение поверхностей отсутствует, вследствие чего уменьшается значение горизонтальной реакции. Места приварки башмака к трубопроводу являются опасными в коррозионном отношении, поэтому более перспективными следует считать конструкции свободных опор с хомутовыми и приклеенными башмаками, которые устанавливают без нарушения тепловой изоляции. На рис. 6.19, *в* показана разработанная НИИМосстроем конструкция скользящей опоры с приклеенным опорным башмаком (полуцилиндром). Скользящие опоры являются наиболее простыми и находят широкое применение.

Подвесные опоры с жесткими подвесками применяют при надземной прокладке теплопроводов на участках, не чувствительных к перекосам: при естественной компенсации, П-образных компенсаторах. Пружинные опоры компенсируют перекосы, вследствие чего их применяют на участках, где перекосы недопустимы, например, при сальниковых компенсаторах.

Горизонтальные реакции подвижных опор при перемещениях трубопровода в осевом и боковом направлениях обусловливаются силами трения скольжения и качения в опорах и определяются по формулам:

$$N_{ос} = Q_в \mu_{ос}; \qquad (6.9)$$

$$N_б = Q_в \mu_б, \qquad (6.10)$$

где $Q_в$ — вертикальная нагрузка на опору; $\mu_{ос}$ и $\mu_б$ — коэффициенты трения скольжения или качения в опорах при перемещении соответственно вдоль оси трубопровода и под углом к ней, составляющие в среднем при скольжении 0,3, при качении и подвеске 0,1.

Значения боковых горизонтальных реакций и их направление учитываются при расчете опор, расположенных под гибкими компенсаторами и участками естественной компенсации.

При бесканальной прокладке теплопровод находится в непосредственном контакте с окружающим грунтом и под его давлением. Вследствие этого при температурных деформациях возникают значи-

тельно бо́льшие силы трения и, следовательно, горизонтальная реакция. Значения ее в осевом направлении могут быть определены по формуле

$$N_{oc} = \pi\, d_{тр}\, q\, l\, \mu, \qquad (6.11)$$

где $d_{тр}$ — диаметр поверхности трения, м; q — нормальное удельное давление на поверхность трения, Па; l — длина бесканального участка, м, μ — коэффициент трения

Трение происходит по наружной поверхности теплоизоляционной конструкции, если труба перемещается совместно с ней (теплопроводы с монолитными армопенобетонными оболочками), или по поверхности трубопровода, если он перемещается внутри изоляции (теплопроводы с оболочками из битумперлита). От вида трущихся поверхностей зависит коэффициент трения ($\mu = 0{,}3...0{,}5$).

Неподвижные опоры предназначены для закрепления трубопровода в отдельных точках, разделения его на независимые по температурным деформациям участки и для восприятия усилий, возникающих на этих участках, что устраняет возможность последовательного нарастания усилий и передачу их на оборудование и арматуру. Изготовляют эти опоры, как правило, из стали или железобетона.

Стальные неподвижные опоры (рис. 6. 20, *а* и *б*) представляют собой обычно стальную несущую конструкцию (балку или швеллер), располагаемую между упорами, приваренными к трубе. Несущая конструкция защемляется в строительные конструкции камер, приваривается к мачтам, эстакадам и др.

Железобетонные неподвижные опоры обычно выполняют в виде щита (рис. 6. 20,*в*), устанавливаемого при бесканальной прокладке на фундамент (бетонный камень) или защемляемого в основании и перекрытии каналов и камер. С обеих сторон щитовой опоры к трубопроводу приваривают опорные кольца (фланцы с косынками), через которые и передаются усилия. При этом щитовые опоры не требуют мощных фундаментов, так как усилия на них передаются центрально. При выполнении щитовых опор в каналах в них делают отверстия для пропуска воды и воздуха.

При разработке монтажной схемы тепловых сетей неподвижные опоры устанавливают на выходе из источника тепла, на входе и выходе ЦТП, насосных подстанций и т п. для снятия усилий на оборудование и арматуру; в местах ответвлений для устранения взаимного влияния участков, идущих в перпендикулярных направлениях; на пово-

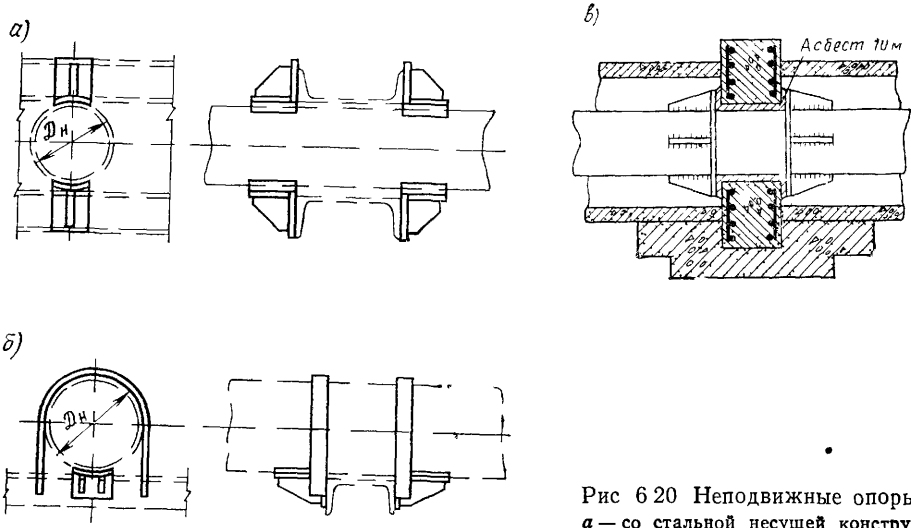


Рис 6 20 Неподвижные опоры
а — со стальной несущей конструкцией *б* — хомутовые· *в* — щитовая

ротах трассы для устранения влияния изгибающих и крутящих моментов, возникающих при естественной компенсации. В результате указанной расстановки неподвижных опор трасса тепловых сетей разбивается на прямолинейные участки, имеющие различные длины и диаметры трубопроводов. Для каждого из этих участков выбирают тип и требуемое число компенсаторов, в зависимости от которого определяется и число промежуточных неподвижных опор (на одно меньше, чем компенсаторов).

Максимальное расстояние между неподвижными опорами при осевых компенсаторах зависит от их компенсирующей способности. При гнутых компенсаторах, которые могут изготовляться для компенсации любых деформаций, исходят из условия сохранения прямолинейности участков и допустимых изгибающих напряжений в опасных сечениях компенсатора. В зависимости от принятой длины участка, на концах которого устанавливают неподвижные опоры, определяют его удлинение, а затем расчетом* или по номограммам — габаритные размеры гнутых компенсаторов и горизонтальную реакцию.

На неподвижные опоры в общем случае действуют вертикальные и горизонтальные усилия. Вертикальные усилия определяют так же, как и для подвижных опор.

Горизонтальные усилия на неподвижные опоры обусловливаются реакцией компенсаторов и участков естественной компенсации, реакцией от сил трения в подвижных опорах или в грунте при бесканальной прокладке и неуравновешенными силами внутреннего давления. Эти усилия могут суммироваться и вычитаться или уравновешиваться (частично или полностью) вследствие взаимной компенсации.

Результирующее горизонтальное усилие на концевую неподвижную опору (рис.6.21, *а*) определяется как сумма сил, действующих с одной стороны:

$$S = R + N + B, \tag{6.12}$$

где R — реакция компенсатора; N — реакция от сил трения в подвижных опорах или в грунте; B — неуравновешенная сила внутреннего давления

Результирующие горизонтальные усилия на промежуточные неподвижные опоры (рис. 6.21, *б*) находятся как разница суммарных сил по обе стороны опоры. При этом для повышения запаса прочности (например, при неравномерном прогреве в период пуска) меньшую сумму сил принимают с коэффициентом 0,7, т. е. $\Delta S = S_б - 0{,}7S_м$, а при равенстве сумм сил с обеих сторон в качестве расчетной принимается одна из сумм с коэффициентом 0,3, т. е. $\Delta S = 0{,}3\ S_1 = 0{,}3S_2$.

В неподвижных опорах, устанавливаемых на поворотах и ответвлениях (рис. 6.21, *в*), учитывают и боковую сумму сил S_3, а результирующее усилие находят геометрическим сложением векторов действующих сил.

Определение реакций компенсаторов и реакций от сил трения производят по приведенным выше формулам.

Неуравновешенные силы внутреннего давления возникают вследствие разности давлений или площадей сечений. В симметричных по обе стороны неподвижной опоры участках они взаимно уравновешиваются (компенсируются). При этом неподвижные опоры, на которые не действуют силы внутреннего давления, принято называть разгруженными, а при наличии их — неразгруженными. На рис. 6.21 такие опоры обозначены соответственно цифрами *1* и *2*.

---

* **Лямин А. А., Скворцов А. А.** Проектирование и расчет конструкций тепловых сетей М, Стройиздат. 1965.

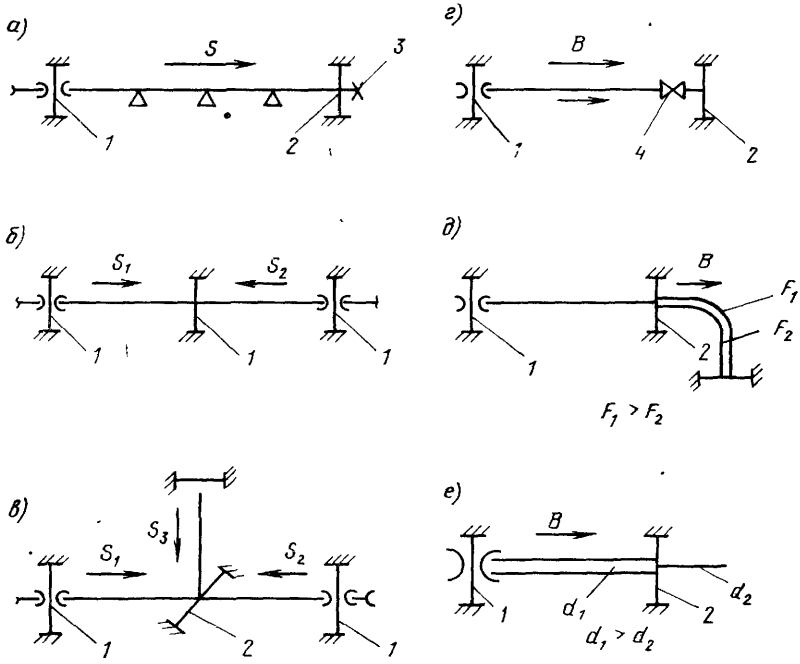


Рис. 6 21. Схемы действия усилий на неподвижные опоры
1 — разгруженная опора; *2* — неразгруженная опора; *3* — заглушка; *4* — задвижка

Максимальные значения неуравновешенных сил внутреннего давления на опорах *2* определяются по формулам:

при возникновении разности давлений (схемы *а, в, г*)

$$B = \Delta p F;$$

при наличии разности площадей сечений (схемы *д* и *е*)

$$B = p_{раб} \Delta F,$$

где $p_{раб}$ и F — рабочее давление теплоносителя, Па, и площадь сечения трубопровода, м²; Δp и ΔF — разности давлений и площадей сечений

§ 33. ЗАЩИТА ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ ОТ НАРУЖНОЙ КОРРОЗИИ

Наружная коррозия подземных трубопроводов является в настоящее время основной причиной аварий в тепловых сетях. В связи с этим защита от нее относится к важнейшим вопросам, которые приходится решать при проектировании и эксплуатации систем теплоснабжения.

По виду наружная коррозия трубопроводов бывает сплошной равномерной и язвенной очаговой. Наибольшую опасность представляет приводящая к сквозным повреждениям (свищам) язвенная очаговая коррозия, скорость которой достигает 1,4—1,8 мм/год. Сплошная равномерная коррозия менее опасна, так как скорость ее составляет 0,1—0,2 мм/год.

Наружную коррозию подземных трубопроводов по природе подразделяют на химическую, электрохимическую и электрическую (от блуждающих токов).

Химическая коррозия возникает от действия на металл различных газов и жидкостей, поступающих из окружающего грунта через изоляцию к поверхности трубы. Химическая коррозия относится к сплошной коррозии и при ней толщина стенки трубы уменьшается равномерно.

Электрохимическая коррозия возникает в результате взаимодействия металла, выполняющего роль электродов, с агрессивными растворами грунта, выполняющими роль электролита. Коррозия стали протекает в анодной зоне, где наблюдается выход ионов металла в грунт.

Электрохимическая коррозия имеет в основном характер местной очаговой коррозии и при ней на трубопроводах возникают местные язвы и каверны большой глубины, которые могут развиваться в сквозные отверстия в стенке трубы.

Электрическая коррозия возникает при воздействии на трубопровод электрического тока, движущегося в грунте. В грунт токи попадают в результате утечек из рельсов электрифицированного транспорта — их называют блуждающими. Попадая на трубопровод, они движутся по нему, а вблизи тяговой подстанции выходят из трубопровода в грунт, образуя очаги электрокоррозии.

На интенсивность протекания коррозионных процессов оказывают влияние температурный режим теплопровода, наличие влаги, кислорода и агрессивные соли и кислоты, содержащиеся в грунте, в грунтовых водах и иногда в тепловой изоляции.

Температура поверхности трубы оказывает основное влияние на интенсивность поступления к ней кислорода и других агрессивных газов. При повышении температуры, с одной стороны, увеличивается скорость диффузии кислорода из воды, с другой, уменьшается растворимость его в воде вследствие снижения коэффициента абсорбции и парциального давления кислорода. При этом происходит подсушивание изоляции и перемещение обескислороженной влаги к периферии вследствие действия градиента температур. В результате скорость коррозии сначала растет, достигая максимума при 65—75°С, а затем снижается*. При температуре 100°С коррозия практически отсутствует, что подтверждается опытом эксплуатации паропроводов.

При понижении температуры происходит приток обогащенной кислородом и другими агрессивными газами влаги из грунта через изоляцию к поверхности трубопровода, т. е. переменная температура теплоносителя действует как «насос», поставляющий агрессивные газы к трубопроводу, что дополнительно увеличивает их коррозию.

Кроме того, при влажных грунте и изоляции возрастает электропроводимость, что значительно увеличивает опасность электрической и электрохимической коррозии.

Методы защиты теплопроводов от наружной коррозии можно разделить на общие и специальные. К общим методам относятся такие, которые выполняют совместную защиту теплопроводов от наружной коррозии и увлажнения, к специальным — которые осуществляют защиту только от наружной коррозии.

К основным общим методам защиты подземных теплопроводов относятся нанесение на наружную поверхность тепловой изоляции покровного слоя, защищающего ее от проникания влаги и механических повреждений, отвод воды от теплопроводов путем понижения уровня грунтовых вод и устройства попутного дренажа, создание условий для высыхания изоляции через воздушный зазор вокруг теплопровода и вентиляции каналов и др.

Специальными методами защиты являются: нанесение на поверхности труб антикоррозионных покрытий, понижение коррозионной агрессивности грунта и тепловой изоляции, электрические методы защиты и меры, уменьшающие сток тока с трубопровода в грунт, а

---

* **Громов Н. К.** Городские теплофикационные системы М., Энергия, 1974.

также создание тепловых режимов, способствующих затуханию коррозионных процессов.

При нанесении на поверхность труб антикоррозионных покрытий устраняется непосредственный контакт металла с агрессивными газами и солями, проникающими с влагой при увлажнении изоляции, и тем самым уменьшается коррозия. Антикоррозионные покрытия выполняются, как указывалось выше, из обмазочных и оберточных материалов в несколько слоев (изола или бризола на изольной мастике), эпоксидных или органосиликатных эмалей и красок, стеклоэмалей или др.

Понижение коррозионной агрессивности грунта и тепловой изоляции производится путем их пассивации, т. е. создания щелочной среды, при которой коррозионные процессы затухают. При $pH \leqslant 3$ (кислая среда) коррозия железа протекает наиболее активно, при $pH \geqslant 11$ она практически полностью прекращается. Пассивация грунта может производиться путем введения в него извести (примерно 5%), битумперлита — едкого натра.

К электрическим методам защиты от коррозии относятся электрический дренаж, катодная и протекторная защита.

При электрическом дренаже осуществляется отвод блуждающих токов, попавших на трубопровод, по проводнику обратно к источнику. При этом прекращается выход ионов металла из трубопровода в грунт, т. е. электрическая коррозия. Для отвода тока используют поляризованный электродренаж, который обладает односторонней проводимостью.

При катодной защите на трубопровод накладывают отрицательный потенциал, переводя весь защищаемый участок трубопровода в катодную зону. В качестве анодов применяют отходы черного металла, которые помещают в грунт вблизи трубопровода. Отрицательный полюс источника постоянного тока соединяют с трубопроводом, а положительный — с анодом. Возникает замкнутый контур электрического тока от положительного полюса источника питания по изолированному кабелю к анодному заземлению, далее ток растекается по грунту, попадает на защищаемый трубопровод, а от него по изолированному кабелю возвращается к источнику питания. Из анода электрический ток выходит в виде положительных ионов металла, вследствие чего происходит растворение металла анода, который постепенно разрушается.

При протекторной защите участок трубопровода превращают в катод без постороннего источника тока, а в качестве анода используют металлический стержень, помещаемый в грунт рядом с трубопроводом, из металла с более отрицательным потенциалом, чем железо, например, цинк, магний, алюминий и их сплавы. Между трубопроводом и анодом устанавливается электрический контакт. В образованной таким образом гальванической паре корродирует протектор (анод), а трубопровод защищается от коррозии.

К специальным мерам, снижающим величину блуждающих токов в теплопроводах, относится повышение переходного электрического сопротивления между трубопроводами и грунтом путем применения теплоизоляционных конструкций с низкой электропроводимостью, установки электроизолирующих прокладок на опорах, фланцевых соединениях и т. п.

Защита от наружной коррозии путем создания и поддержания определенных тепловых режимов основывается на указанной выше зависимости скорости (интенсивности) коррозии от температуры поверхности стальной трубы. Наибольшая скорость коррозии соответствует температуре 65—75°С. При температуре 20—30°С и 90—95°С

скорость коррозии снижается в 4—5 раз. В связи с этим наиболее желательны для защиты от наружной коррозии трубопроводов температуры подающего трубопровода не ниже 90°С, обратного — не выше 40°С.

ГЛАВА 7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

§ 34. РАСЧЕТ ДИАМЕТРОВ ТРУБОПРОВОДОВ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В НИХ

В результате гидравлического расчета тепловой сети определяют диаметры всех участков теплопроводов, оборудования и запорно-регулирующей арматуры, а также потери давления теплоносителя на всех элементах сети. По полученным значениям потерь давления рассчитывают напоры, которые должны развивать насосы системы. Диаметры труб и потери давления на трение (линейные потери) определяют по формуле Дарси

$$\Delta p_{л} = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} \rho, \qquad (7.1)$$

где $\Delta p_{л}$ — потери давления на трение (линейные), Па; λ — коэффициент трения; l, d — длина и диаметр участка трубопровода, м, w — скорость потока, м/с; ρ — плотность теплоносителя, кг/м³.

Если энергию потока, Дж, отнести к единице силы, Н, получим формулу для расчета потерь напора ΔH, м. Для этого все члены уравнения (7.1) следует разделить на удельный вес $\gamma = \rho g$, Н/м³:

$$\Delta H_{л} = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g}. \qquad (7.2)$$

Коэффициент трения λ зависит от режима движения жидкости, характера шероховатости внутренней поверхности трубы и высоты выступов шероховатости k.

Движение теплоносителя в водяных и паровых сетях характеризуется турбулентным режимом. При относительно небольших значениях числа Рейнольдса ($2300 \leqslant Re \leqslant 10d/k_{э}$) пристенный ламинарный слой закрывает выступы шероховатости и в результате создается режим гидравлически гладких труб. Такой режим создается почти при всех значениях относительной шероховатости k/d, за исключением очень больших. При этом режиме в трубах с шероховатой внутренней поверхностью наблюдается турбулентное течение с сопротивлением, зависящим от вязкости жидкости. Этот режим хорошо описывается формулой Блазиуса:

$$\lambda = 0{,}3164/Re^{0{,}25}. \qquad (7.3)$$

С развитием турбулентности потока толщина ламинарного слоя уменьшается, выступы шероховатости начинают возвышаться над ним и оказывать сопротивление движению потока. При этом в потоке наблюдается как вязкостное, так и инерционное гидравлическое сопротивление. Последнее связано со срывом турбулентных вихрей с выступов шероховатости. Турбулентные вихри оказывают инерционное сопротивление ускорению, возникающему вследствие перемещения их в зону бо́льших скоростей к оси потока.

Рассмотренные режимы движения относятся к переходному турбулентному режиму. Установившийся турбулентный режим характеризуется квадратичным законом сопротивления, когда сопротивление обусловлено наличием инерционных сил и не зависит от вязкости жидкости. Коэффициент трения для этого режима рассчитывают по формуле Б. Л. Шифринсона·

$$\lambda = 0{,}11 \ (k_{э}/d)^{0{,}25}, \qquad (7.4)$$

где $k_э$ — абсолютная эквивалентная равномерно-зернистая шероховатость, которая создает гидравлическое сопротивление, равное действительному сопротивлению трубопровода; $k_э/d$ — относительная шероховатость.

Предельное число Рейнольдса, разграничивающее переходный и установившийся турбулентные режимы, равно

$$\mathrm{Re}_{пр} = 560\, d/k_э.$$

При $\mathrm{Re} \geqslant \mathrm{Re}_{пр}$ наблюдается квадратичный закон сопротивления. Определим предельную скорость движения воды, соответствующую квадратичному закону сопротивления. Максимальные расходы воды в тепловых сетях отвечают точке излома графика температур, поэтому предельный режим рассчитаем для температуры воды $t=70°C$, при которой $\nu=0{,}415\cdot10^{-6}$ м²/с. Эквивалентная шероховатость для водяных сетей $k_э=0{,}0005$ м. Тогда:

$$\mathrm{Re} = \frac{w_{пр}\, d}{\nu} = 560\,\frac{d}{k_э}; \quad w_{пр} = 560\,\frac{\nu}{k_э} = 560\,\frac{0{,}415\cdot10^{-6}}{0{,}5\cdot10^{-3}} = 0{,}4648 \text{ м/с}.$$

Скорость движения воды в теплопроводах обычно превышает 0,5 м/с, следовательно, в большинстве случаев они работают в области квадратичного режима.

Предельную скорость движения пара среднего давления, соответствующую границе области квадратичного закона сопротивления, определим при давлении $p=1{,}28$ МПа (абсолютном). При этом давлении температура насыщения $t=190°C$, а кинематическая вязкость $\nu=2{,}44\cdot10^{-6}$ м²/с. Предельная скорость при $k_э=0{,}0002$ м будет равна:

$$w_{пр} = 560\,\frac{2{,}44\cdot10^{-6}}{0{,}2\cdot10^{-3}} = 6{,}8 \text{ м/с}.$$

В паропроводах скорость обычно больше 7 м/с, следовательно, они также работают в области квадратичного режима.

Для насыщенного пара низкого давления при $t=115°C$, $p=0{,}17$ МПа (абсолютном) и $\nu=13{,}27\cdot10^{-6}$ м²/с предельная скорость соответственно равна:

$$w_{пр} = 560\,\frac{13{,}27\cdot10^{-6}}{0{,}2\cdot10^{-3}} = 37{,}1 \text{ м/с}.$$

Эта скорость близка к максимальной в паропроводах, поэтому паропроводы низкого давления работают в основном в области гидравлически гладких труб.

Расчет гидравлического сопротивления для переходного и установившегося турбулентных режимов можно вести по универсальной формуле А. Д. Альтшуля:

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{k_э}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25}. \tag{7.5}$$

При $\mathrm{Re}k_э/d \ll 68$ эта формула совпадает с формулой Блазиуса (7.3), а при $\mathrm{Re}k_э/d \gg 68$ она совпадает с формулой Б. Л. Шифринсона (7.4).

При гидравлических расчетах принимают следующие значения абсолютной эквивалентной шероховатости внутренней поверхности труб:

Тепловые сети . .	Паровые	Водяные	Горячего водоснабжения и конденсатопроводов
$k_э$, м	0,0002	0,0005	0,001

Преобразуем уравнение (7.1) для квадратичного режима гидравлического сопротивления, заменив скорость w через массовый расход

$$G = wF = V\rho = w\,\frac{\pi d^2}{4}\,\rho:$$

$$\Delta p_л = 0{,}11 \left(\frac{k_э}{d}\right)^{0{,}25} \frac{l}{d} \frac{G^2 \rho}{2 \rho^2} \frac{1}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2} = 0{,}0893 k_э^{0{,}25} \frac{l}{d^{5{,}25}} \frac{G^2}{\rho},$$

или

$$\Delta p_л = S_p \frac{G^2}{\rho} = S_p V^2 \rho, \tag{7.6}$$

где $S_p = 0{,}0893 k_э^{0{,}25} \frac{l}{d^{5{,}25}}$ — гидравлическое сопротивление участка трубопровода при измерении потерь энергии потерями давления.

Если потери энергии измерять потерями напора, тогда уравнение (7.6) примет следующий вид:

$$\Delta H_л = \frac{\Delta p_л}{\rho g} = \frac{S_p G^2}{g \rho^2} = S_H \frac{G^2}{\rho^2} = S_H V^2. \tag{7.7}$$

Удельные потери давления можно выразить следующей зависимостью:

$$\frac{\Delta p_л}{l} = R_p = 0{,}0893 k_э^{0{,}25} \frac{G^2}{\rho d^{5{,}25}}. \tag{7.8}$$

Удельное падение давления в трубопроводе $\Delta p_л/l$ находят по таблицам или номограммам, составленным по вышеприведенным формулам. Если по таблице или номограмме определено $(\Delta p_л/l)_т$ при плотности теплоносителя $\rho_т$, то для тех же значений расхода теплоносителя и диаметра трубопровода, но при другой плотности ρ удельное падение давления $\Delta p_л/l$ определится простым пересчетом:

$$\frac{\frac{\Delta p_л}{l}}{\left(\frac{\Delta p_л}{l}\right)_т} = \frac{\rho_т}{\rho}; \quad \frac{\Delta p_л}{l} = \left(\frac{\Delta p_л}{l}\right)_т \frac{\rho_т}{\rho}. \tag{7.9}$$

Если требуется определить диаметр трубопровода, по которому движется теплоноситель с плотностью ρ, по заданным значениям $\Delta p_л/l$ и G, а таблицы составлены для $\rho_т$, тогда его следует находить по удельным потерям давления, пересчитанным на табличную плотность, т. е. по

$$\left(\frac{\Delta p_л}{l}\right)_т = \frac{\Delta p_л}{l} \frac{\rho}{\rho_т}.$$

Как видно, потери давления обратно пропорциональны плотности теплоносителя. Это следует учитывать при расчете, так как таблицы и номограммы составляют при определенной плотности, которую указывают на них. Плотность воды слабо зависит от температуры, поэтому некоторое отклонение фактической температуры воды от температуры, при которой составлены номограммы, приводит к незначительной ошибке в определении потерь давления.

Максимальные расходы воды в тепловых сетях отвечают точке излома графика температур, когда температура теплоносителя в падающей линии равна примерно 70°С. Для этой температуры и следует составлять таблицы. Диапазон колебания температур в тепловых сетях 40—150°С. При этом колебании температур сопротивление сети, рассчитанное при $t \approx 70$°С, будет изменяться на $\pm 3\%$. Следовательно, таблицы, составленные при температуре воды $t \approx 70$°С, можно использовать для гидравлических расчетов и при других температурах, если точность расчета в 3% по постановке задачи достаточна.

Решив уравнение (7.8) относительно расхода G, получим

$$G = 3{,}347 \frac{1}{k_э^{0{,}125}} \left(\frac{\Delta p_л}{l}\right)^{0{,}5} d^{2{,}625} \rho^{0{,}5}. \tag{7.10}$$

Если определять расходы для одних и тех же значений $\Delta p_л/l$ и d, но для разных ρ, тогда они будут относиться как:

$$\frac{G_1}{G_2}=\left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)^{0,5}.$$

Для воды с температурой 75°С $\rho_в=975$ кг/м³, для водяного насыщенного пара при температуре около 150°С $\rho_п=2{,}45$ кг/м³.

Определим отношения расходов воды и пара с этими параметрами:

$$\frac{G_в}{G_п}=\left(\frac{\rho_в}{\rho_п}\right)^{0,5}=\left(\frac{975}{2{,}45}\right)^{0,5}=19{,}95\approx 20.$$

Следовательно, расход воды в 20 раз больше расхода пара при тех же значениях $\Delta p_л/l$ и d. Это соотношение использовано при составлении расчетных номограмм, показанных на рис. 7.1—7.3*. Номограммы составлены для гидравлического расчета трубопроводов, по которым движется вода или пар при значениях $k_э$, равных 0,0002; 0,0005 и 0,001 м.

Потери давления в местных сопротивлениях рассчитывают по формуле

$$\Delta p_{м.с}=\Sigma\zeta\,\frac{w^2}{2}\,\rho, \qquad (7.11)$$

где $\Delta p_{м.с}$ — потери давления в местных сопротивлениях расчетного участка (расчетный участок выбирают так, чтобы расход на участке и его диаметр были постоянными); $\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений, имеющихся на участке; значения коэффициента ζ приведены в табл. 7.1.

ТАБЛИЦА 7.1. КОЭФФИЦИЕНТЫ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Местное сопротивление	ζ	Местное сопротивление	ζ
Задвижка нормальная	0,5	45	0,3
Вентиль с косым шпинделем	0,5	30	0,2
Вентиль с вертикальным шпинделем	6	Отводы сварные двухшовные под углом 90°	0,6
Обратный клапан нормальный	7	Отводы сварные трехшовные под углом 90°	0,5
Обратный клапан «захлопка»	3	Отводы гнутые под углом 90° гладкие при R/d:	
Кран проходной	2	1	1
Компенсатор сальниковый	0,3	3	0,5
Компенсатор П-образный:		4	0,3
с гладкими отводами	1,7	Тройник при слиянии потоков:	
с крутоизогнутыми отводами	2,4	проход*	1,5
со сварными отводами	2,8	ответвление	2
Отводы гнутые под углом 90° со складками при R/d:		Тройник при разделении потока:	
3	0,8	проход*	1
4	0,5	ответвление	1,5
Отводы сварные одношовные под углом, град:		Тройник при потоке:	
		расходящемся	2
		встречном	3
60	0,7	Грязевик	10

* Коэффициент ζ отнесен к участку с суммарным расходом воды.

При расчете трубопроводов потери в местных сопротивлениях обычно учитывают через эквивалентные им длины. Эквивалентную местным сопротивлениям длину определяют из выражения:

$$\Delta p_{м.с}=\Sigma\zeta\,\frac{w^2}{2}\,\rho=\lambda\,\frac{l_э}{d}\,\frac{w^2}{2}\,\rho. \qquad (7.12)$$

Отсюда

$$l_э=\Sigma\zeta\,\frac{d}{\lambda}. \qquad (7.13)$$

* **Соколов Е. Я.** Теплофикация и тепловые сети. М., Энергия, 1975.

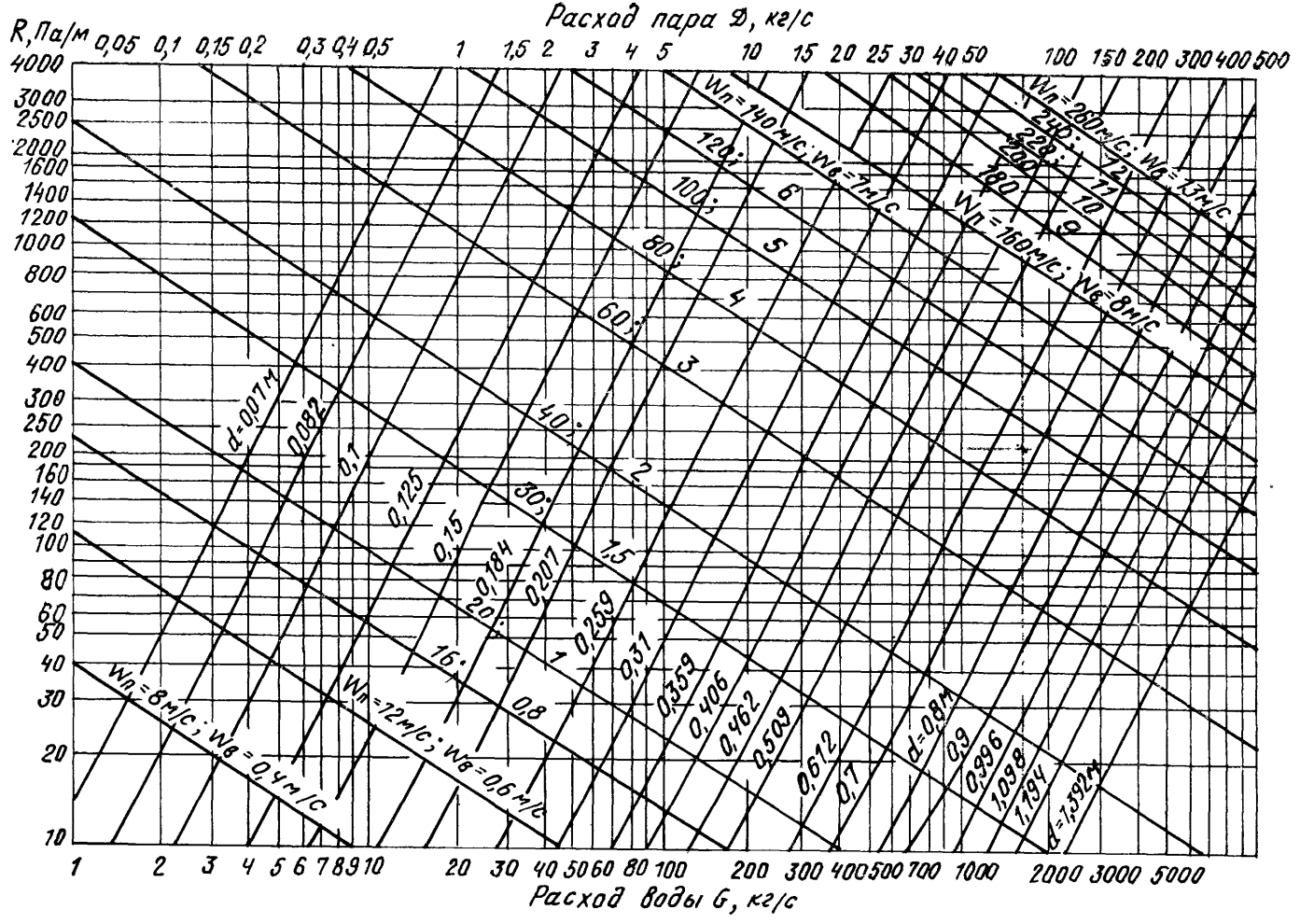


Рис. 7.1. Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов при $k_э$ = =0,0002 м; $\rho_в$ = =975 кг/м³; $\rho_п$ = =2,45 кг/м³ [при другой плотности пара $R_2 = (2,45/\rho_2)R_1$; при другой плотности воды $R_2 = (975/\rho_2)R_1$]

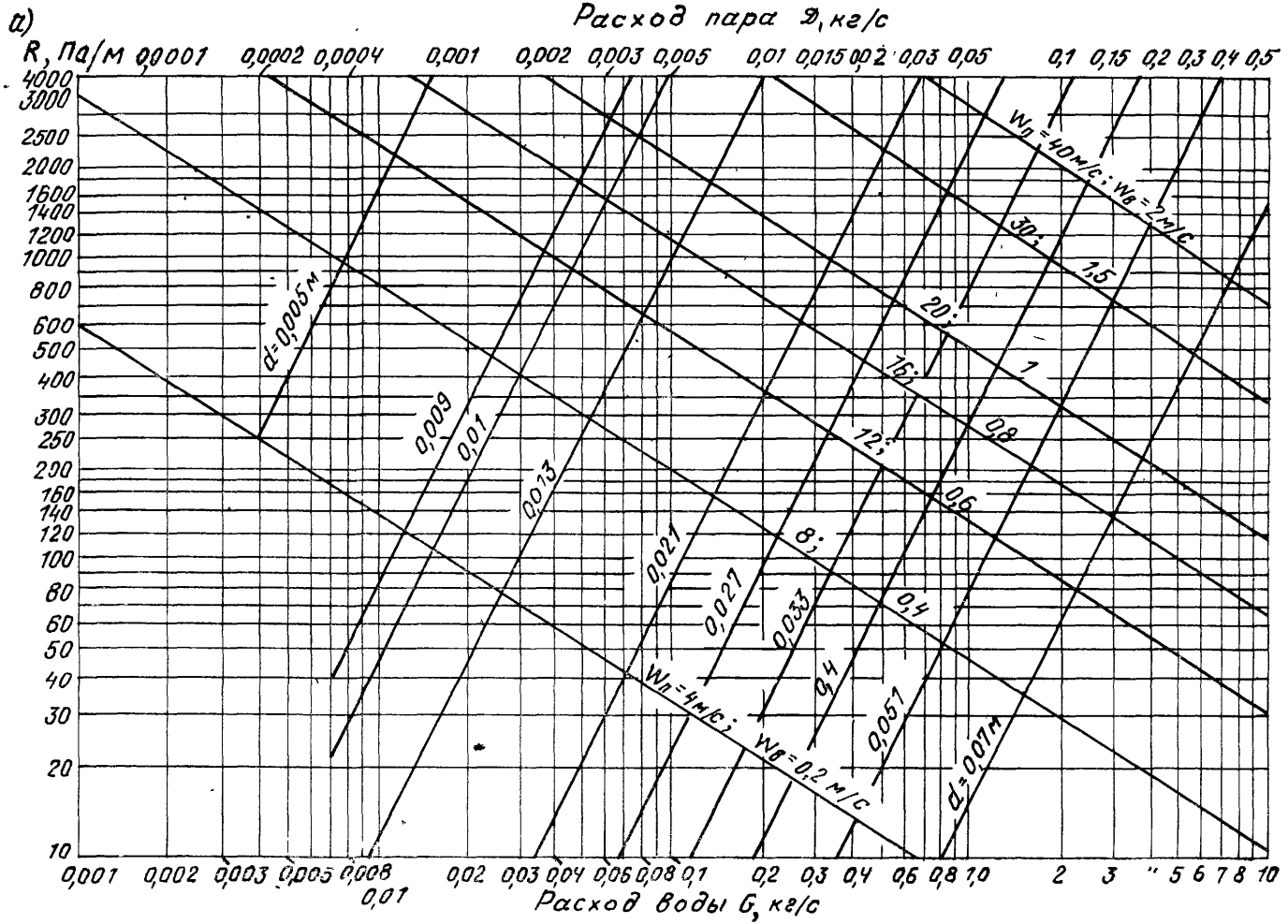
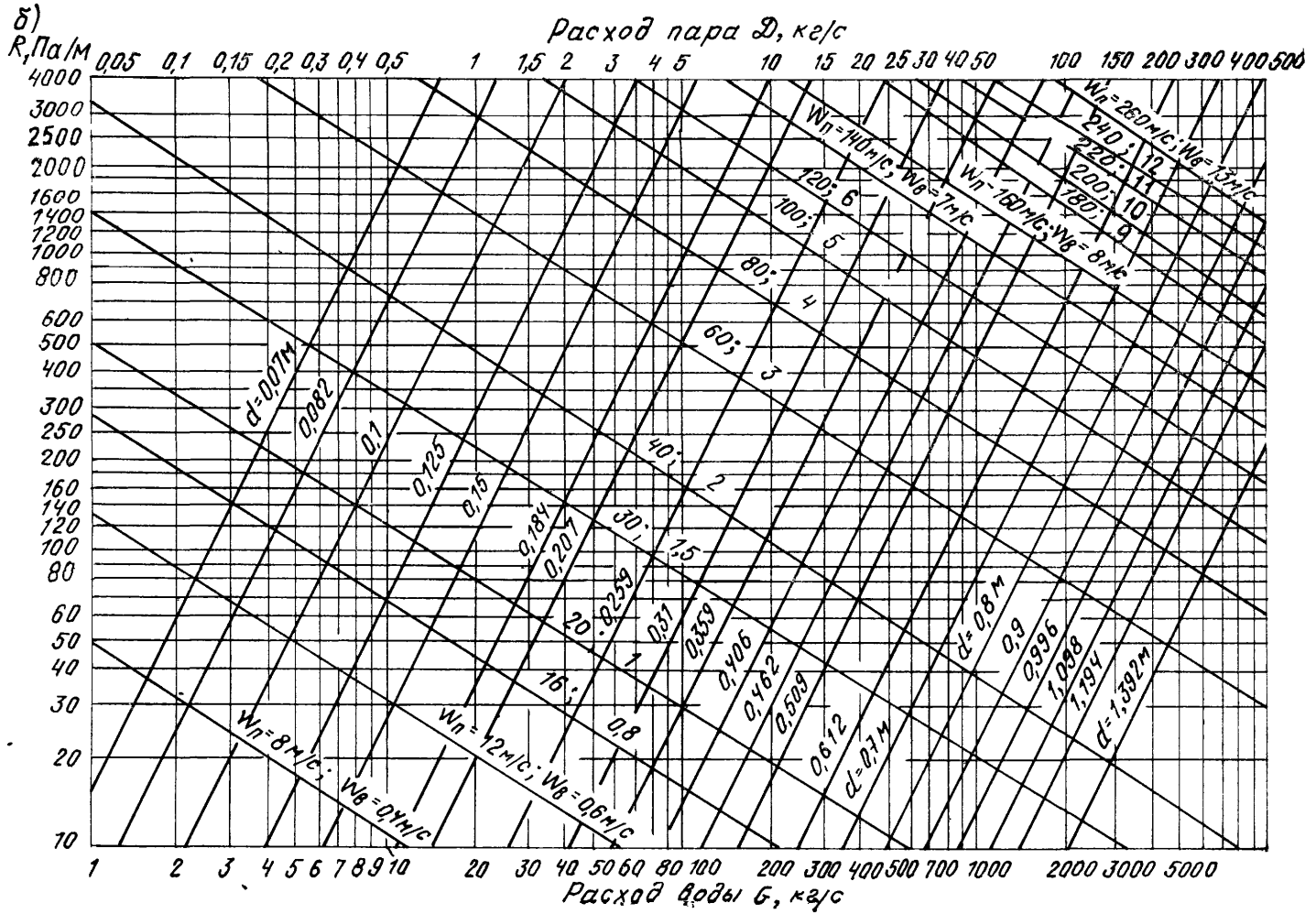


Рис. 7.2. Номограммы для гидравлического расчета трубопроводов при $k_э = 0{,}0005$ м; $\rho_в = 975$ кг/м³; $\rho_п = 2{,}45$ кг/м³ [при другой плотности пара $R_2 = (2{,}45/\rho_2)R_1$; при другой плотности воды $R_2 = (975/\rho_2)R_1$]


б)
R, Па/м
Расход пара D, кг/с
0,05 0,1 0,15 0,2 0,3 0,4 0,5 1 1,5 2 3 4 5 10 15 20 25 30 40 50 100 150 200 300 400 500
4000 3000 2500 2000 1600 1400 1200 1000 800 600 500 400 300 250 200 160 140 120 100 80 60 50 40 30 20 10
d=0,07м
0,082
0,1
0,125
0,15
0,184
0,207
0,259
0,31
0,359
0,406
0,462
0,509
0,612
d=0,7м
d=0,8м
0,9
0,996
1,098
1,194
d=1,392м
Wп=260м/с; Wв=13м/с
240; 12
220; 11
200; 10
180; 9
Wп=140м/с; Wв=7м/с
120; 6
100; 5
80; 4
60; 3
40; 2
30; 1,5
20; 1
16; 0,8
Wп=160м/с; Wв=8м/с
Wп=12м/с; Wв=0,6м/с
Wп=8м/с; Wв=0,4м/с
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 20 30 40 50 60 80 100 200 300 400 500 700 1000 2000 3000 5000
Расход воды G, кг/с

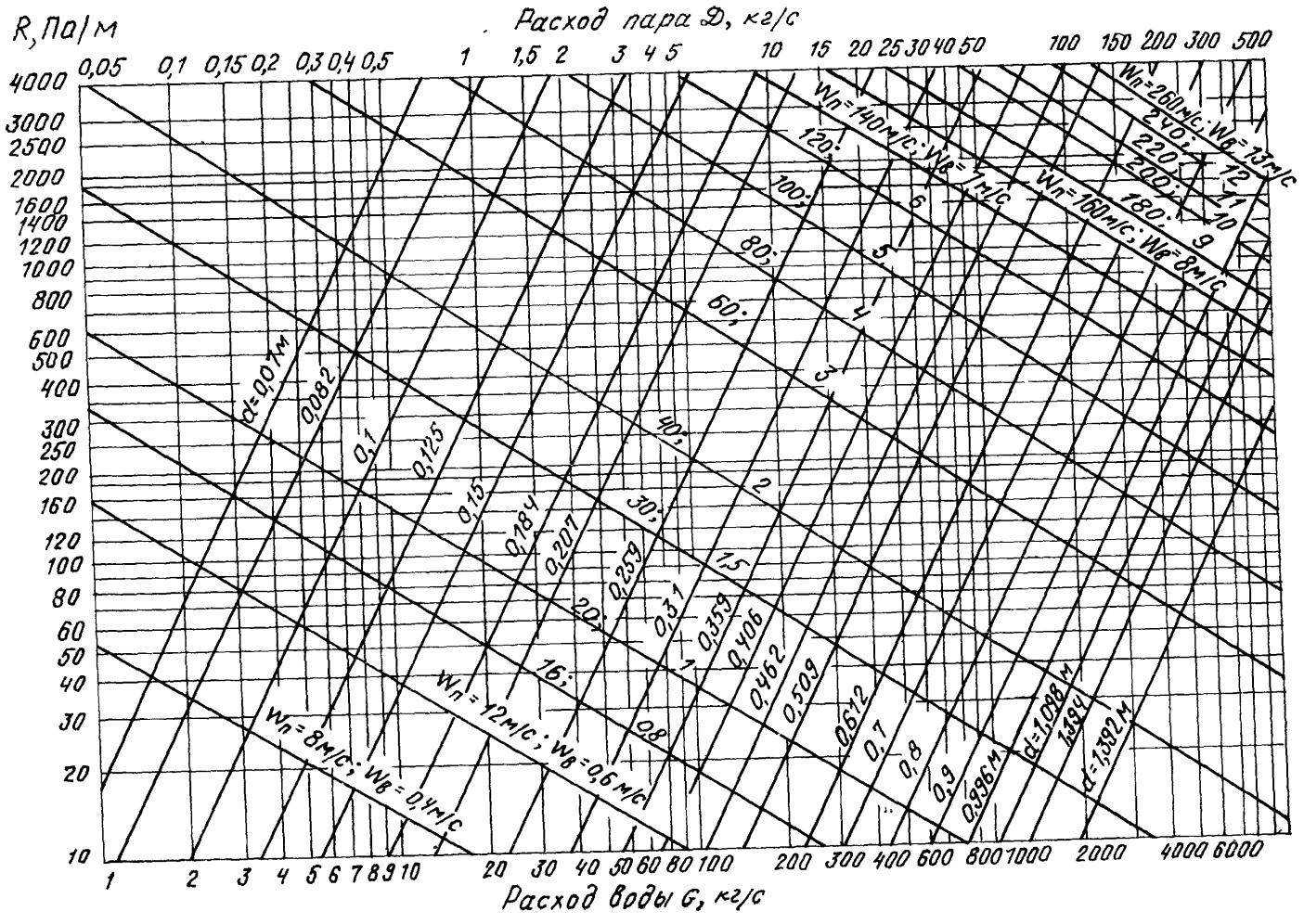


Рис. 7.3. Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов при $k_э = 0{,}001$ м; $\rho_в = 975$ кг/м³, $\rho_п = 2{,}45$ кг/м³ [при другой плотности пара $R_2 = (2{,}45/\rho_2)R_1$; при другой плотности воды $R_2 = (975/\rho_2)R_1$]

ТАБЛИЦА 7.2. ЗНАЧЕНИЯ $l_э$ ДЛЯ ТРУБ ПРИ $\Sigma\zeta=1$

Размеры труб, мм		$l_э$, м, при $k_э$, м			Размеры труб, мм		$l_э$, м, при $k_э$, м		
условный проход	наружный диаметр×толщина стенки	0,0002	0,0005	0,001	условный проход	наружный диаметр×толщина стенки	0,0002	0,0005	0,001
25	33,5×3,2	0,84	0,67	0,56	350	377×9	21,2	16,9	14,2
32	38×2,5	1,08	0,85	0,72	400	426×9	24,9	19,8	16,7
40	45×2,5	1,37	1,09	0,91	400	426×6	25,4	20,2	17
50	57×3	1,85	1,47	1,24	450	480×7	29,4	23,4	19,7
70	76×3	2,75	2,19	1,84	500	530×8	33,3	26,5	22,2
80	89×4	3,3	2,63	2,21	600	630×9	41,4	32,9	27,7
100	108×4	4,3	3,42	2,87	700	720×10	48,9	38,9	32,7
125	133×4	5,68	4,52	3,8	800	820×10	57,8	46	38,7
150	159×4,5	7,1	5,7	4,8	900	920×11	66,8	53,1	44,7
175	194×5	9,2	7,3	6,2	1000	1020×12	76,1	60,5	50,9
200	219×6	10,7	8,5	7,1	1100	1120×12	85,7	68,2	57,3
250	273×7	14,1	11,2	9,4	1200	1220×14	95,2	75,7	63,7
300	325×8	17,6	14	11,8	1400	1420×14	115,6	91,9	77,3

Используя формулы для определения коэффициента трения λ и принимая $\Sigma\zeta=1$, можно получить уравнения для расчета $l_э$ при $\Sigma\zeta=1$. В частности, используя формулу Б. Л. Шифринсона (7.4), получаем следующее выражение для $l_э$ при $\Sigma\zeta=1$:

$$l_э = 9{,}09\, d^{1{,}25}/k_э^{0{,}25}. \qquad (7.13а)$$

Рассчитанные по этой формуле значения $l_э$ при различных значениях $k_э$ и d приведены в табл. 7.2.

Расчетную приведенную длину участка $l_{пр}$ определяют как сумму фактической и эквивалентной длин на основании следующего соотношения:

$$\Delta p = \Delta p_л + \Delta p_{м.с} = \frac{\lambda}{d}\,\frac{w^2}{2}\,\rho\, l + \frac{\lambda}{d}\,\frac{w^2}{2}\,\rho\, l_э = \frac{\lambda}{d}\,\frac{w^2}{2}\,\rho\,(l + l_э) =$$

$$= \frac{\lambda}{d}\,\frac{w^2}{2}\,\rho\, l_{пр} = \Delta p_л\,\frac{l + l_э}{l} = \Delta p_л\,(1+\alpha). \qquad (7.14)$$

Здесь

$$l_{пр} = l + l_э = l\,(1+\alpha), \qquad (7.15)$$

где $\alpha = l_э/l$ — отношение эквивалентной и фактической длин участка, определяющее долю потерь в местных сопротивлениях от линейных потерь. Приближенные значения коэффициента α можно принимать по табл. 7.3*.

При гидравлическом расчете водяных тепловых сетей, включая сети горячего водоснабжения, СНиП рекомендуют принимать следующие значения удельных потерь давления на трение:

а) для основного расчетного направления от источника тепла до наиболее удаленного потребителя — до 80 Па/м;

б) для остальных участков — по располагаемому перепаду давления, но не более 300 Па/м.

Скорость движения воды в трубопроводах не должна превышать 3,5 м/с.

Удельные потери давления на трение в паропроводах определяют по располагаемому перепаду давления, при этом скорость движения пара не следует принимать выше значений, приведенных в табл. 7.4.

В ответвлениях к отдельным потребителям допускается увеличение скорости движения пара примерно на 30%.

* **Справочник проектировщика.** Проектирование тепловых сетей/Под ред. А. А. Николаева М · Стройиздат, 1965

ТАБЛИЦА 7.3 КОЭФФИЦИЕНТ α ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭКВИВАЛЕНТНЫХ ДЛИН

Типы компенсаторов	Условный проход трубы d_y, мм	Значение коэффициента α	
		для паропроводов	для водяных тепловых сетей и конденсатопроводов
Транзитные магистрали			
Сальниковые	≤1000	0,2	0,2
П-образные с отводами:			
гнутыми	≤300	0,5	0,3
сварными	200—350	0,7	0,5
	400—500	0,9	0,7
	600—1000	1,2	1
Разветвленные тепловые сети			
Сальниковые	≤400	0,4	0,3
	450—1000	0,5	0,4
П-образные с отводами:			
гнутыми	≤150	0,5	0,3
	175—200	0,6	0,4
	250—300	0,8	0,6
сварными	175—250	0,8	0,6
	300—350	1	0,8
	400—500	1	0,9
	600—1000	1,2	1

ТАБЛИЦА 7.4 МАКСИМАЛЬНАЯ СКОРОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ПАРА В ПАРОПРОВОДАХ*

Условный проход труб d_y, мм	Скорость движения, м/с, пара	
	перегретого	насыщенного
≤200	50	35
>200	80	60

* См сноску на с 192

§ 35. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РАЗВЕТВЛЕННЫХ ВОДЯНЫХ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Расчетные расходы воды для всех участков разветвленной сети определяют однозначно в зависимости от расчетных расходов теплоносителя у потребителей. Возможные потери давления в тепловых сетях зависят от напора, развиваемого принятыми для установки циркуляционными насосами, и могут быть весьма различными. Таким образом, в постановке задачи гидравлического расчета имеется неопределенность, для устранения которой необходимо добавить дополнительные условия. Такие условия формулируют из требований максимальной экономической эффективности системы теплоснабжения, определяющих собой задачи технико-экономического расчета теплопроводов. Следовательно, технико-экономический расчет органически связан с гидравлическим расчетом и позволяет по формулам гидравлики однозначно рассчитать диаметры всех элементов тепловой сети.

Основной смысл технико-экономического расчета теплопроводов заключается в следующем. От принятых диаметров элементов тепловой сети зависят гидравлические потери в них. Чем меньше диаметры, тем больше потери. С уменьшением диаметров снижается стоимость системы, что повышает ее экономическую эффективность. Но с ростом потерь растет напор, который должны развивать насосы, а с ростом напора растут их стоимость и энергия, расходуемая на перекачку теплоносителя. При таких условиях, когда с изменением диаметров одна группа

стоимостных показателей уменьшается, а другая увеличивается, всегда существуют оптимальные значения диаметров, при которых суммарная стоимость сети будет минимальной. В указанной постановке задача технико-экономического расчета теплопровода будет рассмотрена в § 38. В данном параграфе рассмотрен гидравлический расчет тепловой сети по приближенной методике, когда для подбора диаметров теплопроводов используют значения удельных потерь давления на трение, рекомендуемые СНиП. Расчет ведут в следующем порядке:

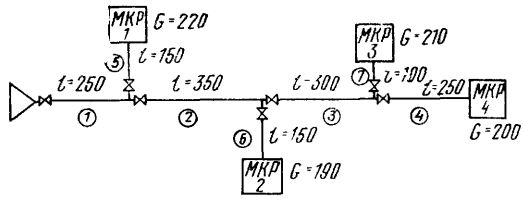


Рис. 7.4. Схема тепловой сети
1, 2, . . ., 7 — номера участков

1) сначала рассчитывают основную магистраль. Диаметры подбирают по среднему гидравлическому уклону, принимая удельные потери давления на трение до 80 Па/м, что дает решение, близкое к экономически оптимальному. При определении диаметров труб принимают значение $k_э$, равное 0,0005 м, и скорость движения теплоносителя не более 3,5 м/с;

2) после определения диаметров участков тепломагистрали подсчитывают для каждого участка сумму коэффициентов местных сопротивлений, используя схему тепловой сети, данные по расположению задвижек, компенсаторов и других сопротивлений и значения коэффициентов местных сопротивлений ζ. Для каждого участка находят эквивалентную местным сопротивлениям длину при $\Sigma\zeta=1$ и рассчитывают эквивалентную длину $l_э$ для этого участка. После определения $l_э$ заканчивают расчет тепломагистрали и определяют потери напора в ней. Исходя из потерь напора в подающей и обратной линиях и необходимого располагаемого напора в конце магистрали, который назначают с учетом гидравлической устойчивости системы, определяют необходимый располагаемый напор на выводных коллекторах источника тепла;

3) рассчитывают ответвления, используя оставшийся напор, при условии, чтобы в конце каждого ответвления сохранялся необходимый располагаемый напор и удельные потери давления на трение не превышали 300 Па/м. Эквивалентные длины и потери напора на участках определяют аналогично их определению для основной магистрали.

Рекомендуемый порядок расчета рассмотрим на примере.

Пример 7.1. Произвести гидравлический расчет двухтрубной тепловой сети закрытой системы теплоснабжения. Схема сети показана на рис. 7.4. На схеме указаны длины участков l, м, и расходы воды в микрорайонах (МКР) G, т/ч. В начале каждого участка и на всех ответвлениях установлены задвижки. Компенсаторы установлены через 100 м. Для труб $d_y<200$ мм приняты П-образные компенсаторы, $d_y\geqslant200$ мм — сальниковые компенсаторы. Располагаемый напор перед микрорайонами **должен быть не менее 20 м.**

Решение.

1. Рассчитываем основную магистраль. Нумеруем все участки сначала основной **магистрали, затем ответвлений от нее.** Определяем расчетные расходы воды для всех участков простым суммированием расчетных расходов потребителей, двигаясь от абонентов против движения теплоносителя к источнику теплоснабжения. По полученным расходам и удельным потерям давления около 80 Па/м по номограмме на рис. 7.2,*б* подбираем диаметры d для всех участков. Результаты расчета записываем в табл. 7.5, в которой для каждого участка проставляем расчетные расходы воды, длины, значения подобранных диаметров, скорости движения воды и удельные потери давления.

2. Рассчитываем эквивалентные местным сопротивлениям участков длины. Местные сопротивления принимаем по схеме, а значения их коэффициентов — по табл. 7.1. Эквивалентную местному сопротивлению длину при $\Sigma\zeta=1$ для каждого участка находим по табл. 7.2 при $k_э=0{,}0005$ м в зависимости от диаметра. Весь расчет эквивалентных местным сопротивлениям длин сводим в табл. 7.6. Полученные значения $l_э$ записываем в табл. 7.5, после чего расчет табл. 7.5 заканчиваем.

В результате расчета тепломагистрали *1—2—3—4* находим потери напора в пода-

ТАБЛИЦА 7.5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОДЯНОЙ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ

№ участка на рис. 7.4	Расход воды G		Размеры труб, мм		Длина участка, м			Скорость движения воды на участке w, м/с	Потери давления		Суммарные потери от источника тепла	
	т/ч	кг/с	условный проход d_y	наружный диаметр × толщина стенки $d_н \times S$	по плану l	эквивалентная местным сопротивлениям $l_э$	приведенная $l_{пр} = l + l_э$		удельные на трение $\Delta p/l$, Па/м	на участке $\Delta p_{уч}$, Па	давления, кПа	напора, м
					Основная магистраль							
1	820	227,8	400	426×9	250	47,5	297,5	1,75	75	22313	22,3	2,27
2	600	166,7	350	377×9	350	45,6	395,6	1,65	77	30461	52,8	5,38
3	410	113,9	300	325×8	300	33,6	333,6	1,45	73	24353	77,2	7,87
4	200	55,6	250	273×7	250	15,7	265,7	1,1	48	12754	90	9,18
					Ответвления от магистрали							
5	220	61,1	200	219×6	150	22,1	172,1	1,9	200	34420	56,7	5,8
6	190	52,8	200	219×6	150	22,1	172,1	1,7	148	25471	78,3	8
7	210	58,3	200	219×6	100	19,6	119,6	1,75	170	20332	97,5	9,9

ющей линии (9,18 м). Потери в обратной линии считаем такими же. Учитывая, что располагаемый напор перед микрорайонами должен быть не менее 20 м, принимаем разность напоров на выводных коллекторах источника тепла 40 м.

Рассчитываем ответвления из условия, чтобы суммарные потери напора от ТЭЦ составляли не более 10 м. Результаты расчета заносим в табл. 7.5 и 7.6.

Диаметры участков, полученные расчетом, удовлетворяют поставленным требованиям.

§ 36. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПАРОПРОВОДОВ

Потери энергии при движении жидкости по трубам определяются режимом движения и характером внутренней поверхности труб. Свойства жидкости или газа учитываются в расчете с помощью их параметров: плотности ρ и кинематической вязкости ν. Сами же формулы, используемые для определения гидравлических потерь, как для жидкости, так и для пара являются одинаковыми.

Отличительная особенность гидравлического расчета паропровода заключается в необходимости учета при определении гидравлических потерь изменения плотности пара. При расчете газопроводов плотность газа определяют в зависимости от давления по уравнению состояния, написанному для идеальных газов, и лишь при высоких давлениях (больше примерно 1,5 МПа) вводят в уравнение поправочный коэффициент, учитывающий отклонение поведения реальных газов от поведения идеальных газов.

При использовании законов идеальных газов для расчета трубопроводов, по которым движется насыщенный пар, получаются значительные ошибки. Законы идеальных газов можно использовать лишь для сильно перегретого пара. При расчете паропроводов плотность пара определяют в зависимости от давления по таблицам. Так как давление пара в свою очередь зависит от гидравлических потерь, расчет паропроводов ведут методом последовательных приближений. Сначала задаются потерями давления на участке, по среднему давлению определяют плотность пара и далее рассчитывают действительные потери давления. Если ошибка оказывается недопустимой, производят пересчет.

При расчете паровых сетей заданными являются расходы пара, его начальное давление и необходимое давление перед установками, использующими пар. Методику расчета паропроводов рассмотрим на примере.

ТАБЛИЦА 7.6. РАСЧЕТ ЭКВИВАЛЕНТНЫХ ДЛИН ($k_э$=0,0005 м)

№ участка на рис. 7.4	$d_у$, мм	Местные сопротивления	Коэффициент местного сопротивления ζ	Эквивалентная длина $l_э$, м
1	400	Задвижка Сальниковые компенсаторы (3 шт.) Тройник при разделении потоков (проход)	0,5 0,3·3=0,9 1 Σζ=2,4	2,4·19,8=47,5
2	350	Задвижка Сальниковые компенсаторы (4 шт.) Тройник при разделении потоков (проход)	0,5 0,3·4=1,2 1 Σζ=2,7	2,7·16,9=45,6
3	300	Задвижка Сальниковые компенсаторы (3 шт.) Тройник при разделении потоков (проход)	0,5 0,3·3=0,9 1 Σζ=2,4	2,4·14=33,6
4	250	Задвижка Сальниковые компенсаторы (3 шт.)	0,5 0,3·3=0,9 Σζ=1,4	1,4·11,2=15,7
5	200	Тройник при разделении потоков (ответвление) Задвижка Сальниковые компенсаторы (2 шт.)	1,5 0,5 0,3·2=0,6 Σζ=2,6	2,6·8,5=22,1
6	200	Тройник при разделении потоков (ответвление) Задвижка Сальниковые компенсаторы (2 шт)	1,5 0,5 0,3·2=0,6 Σζ=2,6	2,6·8,5=22,1
7	200	Тройник при разделении потоков (ответвление) Задвижка Сальниковые компенсаторы (1 шт)	1,5 0,5 0,3 Σζ=2,3	2,3·8,5=19,6

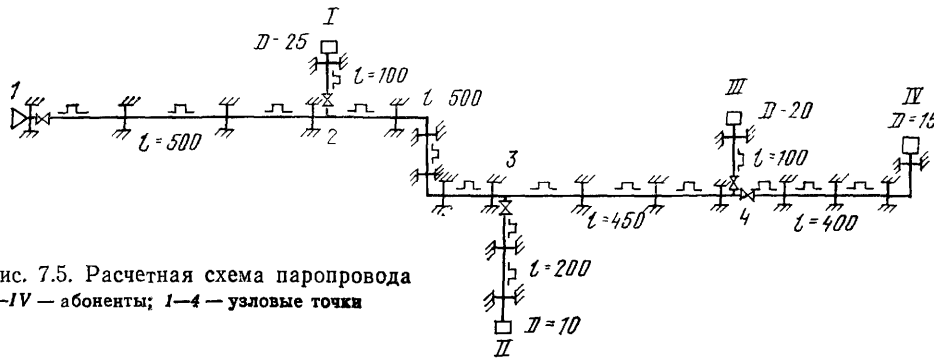


Рис. 7.5. Расчетная схема паропровода
I—IV — абоненты; *1—4* — узловые точки

Пример 7.2. Рассчитать паропровод (рис. 7.5) при следующих исходных данных: начальное давление пара при выходе из источника тепла $p_н = 1{,}3$ МПа (избыточное); пар насыщенный; конечное давление пара у потребителей $p_к = 0{,}7$ МПа; расходы пара потребителями, т/ч: $D_I = 25$; $D_{II} = 10$; $D_{III} = 20$; $D_{IV} = 15$; длины участков, м: $l_{1-2} = 500$; $l_{2-3} = 500$; $l_{3-4} = 450$; $l_{4-IV} = 400$; $l_{2-I} = 100$; $l_{3-II} = 200$; $l_{4-III} = 100$.

Решение.

1. Определяем ориентировочное значение удельных потерь на трение на участках от источника тепла до наиболее удаленного потребителя *IV*:

$$\frac{\Delta p}{l} = \frac{p_н - p_к}{\Sigma l\ (1+\alpha)} = \frac{1{,}3 \cdot 10^6 - 0{,}7 \cdot 10^6}{1850 \cdot 1{,}7} = 190 \text{ Па/м}.$$

Здесь Σl — суммарная длина участков *1—2—3—4—IV*; α — доля потерь давления в местных сопротивлениях, принимаемая равной 0,7 как для магистрали с П-образными компенсаторами со сварными отводами и предполагаемыми диаметрами 200—350 мм (см. табл. 7.3).

2. Рассчитаем участок *1—2*. Начальное давление на участке $p_1 = 1{,}4$ МПа (абсолютное). Плотность насыщенного пара при этом давлении, определенная по таблицам водяного пара, $\rho_1 = 7{,}1$ кг/м³. Задаемся конечным давлением на участке $p_2 = 1{,}2$ МПа (абсолютным). При этом давлении $\rho_2 = 6{,}12$ кг/м³. Средняя плотность пара на участке:

$$\rho_{ср} = \frac{7{,}1 + 6{,}12}{2} = 6{,}61 \text{ кг/м}^3.$$

Расход пара на участке *1—2*: $D_{1-2} = 70$ т/ч $= 19{,}4$ кг/с. По принятым удельным потерям давления 190 Па/м и расходу 19,4 кг/с по номограмме на рис. 7.1 находим диаметр паропровода. Так как номограмма составлена для пара с плотностью $\rho_п = 2{,}45$ кг/м³, предварительно пересчитываем удельное падение давления на табличную плотность:

$$\left(\frac{\Delta p}{l}\right)_т = \frac{\Delta p}{l}\ \frac{\rho}{\rho_т} = 190\ \frac{6{,}61}{2{,}45} = 513 \text{ Па/м}.$$

Для значений $(\Delta p/l)_т = 513$ Па/м и $D_{1-2} = 19{,}4$ кг/с находим диаметр паропровода $d_{1-2} = 325 \times 8$ мм $(\Delta p/l)_т = 790$ Па/м. Скорость движения пара $w_т = 107$ м/с. Определяем действительные потери давления и скорость движения пара:

$$\frac{\Delta p}{l} = \left(\frac{\Delta p}{l}\right)_т \frac{\rho_т}{\rho} = 790\ \frac{2{,}45}{6{,}61} = 293 \text{ Па/м}.$$

Скорость пересчитываем аналогично:

$$w = w_т\ \frac{\rho_т}{\rho} = 107\ \frac{2{,}45}{6{,}61} = 39{,}7 \text{ м/с},$$

что соответствует рекомендациям табл. 7.4.

Определяем сумму коэффициентов местных сопротивлений на участке *1—2* (см. табл. 7.1):

	ζ
Задвижка	0,5
Компенсатор П-образный со сварными отводами (3 шт.)	$2{,}8 \cdot 3 = 8{,}4$
Тройник при разделении потока (проход)	1
	$\Sigma\zeta = 9{,}9$

ТАБЛИЦА 7.7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПАРОВОЙ СЕТИ

№ участка	Расход пара D		Размеры труб, мм		Длина участка, м			Начало участка		Скорость пара $w_т$, м/с	Удельные потери давления на трение $\left(\frac{\Delta p}{l}\right)_т$, Па/м	Предполагаемая средняя плотность $\rho_{ср}$, кг/м³	Скорость движения пара $w = w_т \frac{\rho_т}{\rho_{ср}}$, м/с	Потери давления		Конец участка		Средняя плотность пара $\rho_{ср}$, кг/м³	Суммарные потери давления от ТЭЦ, МПа
														удельные $\frac{\Delta p}{l} = \left(\frac{\Delta p}{l}\right)_т \times \frac{\rho_т}{\rho_{ср}}$, Па/м	на участке $\left(\frac{\Delta p}{l}\right) \times l_{пр}$, Па				
	т/ч	кг/с	условный проход $d_у$	наружный диаметр × × толщина стенки $d_н \times S$	по плану l	эквивалентная местным сопротивлениям $l_э$	приведенная $l_{пр} = l + l_э$	давление $p_н$, МПа	плотность $\rho_н$, кг/м³	при $\rho = 2{,}45$ кг/м³			при $\rho_{ср}$			давление $p_к$, МПа	плотность $\rho_к$, кг/м³		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Магистраль *1—2—3—4—IV*																			
1—3	70	19,4	300	325×8	500	174	674	1,4	7,1	107	790	6,61	39,7	293	197480	1,203	6,12	6,61	0,197
2—3	45	12,5	300	325×8	500	183	683	1,203	6,12	67	300	5,9	27,8	125	85375	1,118	5,72	5,92	0,282
3—4	35	9,72	250	273×7	450	132	582	1,118	5,72	72	450	5,5	32,1	200	116400	1,002	5,14	5,43	0,398
4—IV	15	4,17	175	194×5	400	86	486	1,002	5,14	64	550	4,8	32,7	281	136566	0,865	4,47	4,81	0,535
Ответвления																			
2—I	25	6,94	200*	219×6	100	51	151	1,203	6,12	80	750	6,09	32,2	302	45602	1,157	5,9	6,01	0,244
3—II	10	2,78	150*	159×4,5	200	54	254	1,118	5,72	67	750	5,6	29,3	328	83312	1,035	5,3	5,51	0,365
4—III	20	5,56	200*	219×6	100	51	151	1,002	5,14	70	550	5,12	33,5	263	39713	0,962	4,94	5,04	0,438

* Диаметры подобраны из условия не превышения допустимой скорости.

Значение эквивалентной длины при $\Sigma\xi=1$ при $k_э=0{,}0002$ м для трубы диаметром 325×8 мм по табл. 7.2 $l_э=17{,}6$ м, следовательно, суммарная эквивалентная длина для участка *1—2:* $l_э=9{,}9\cdot17{,}6=174$ м.

Приведенная длина участка *1—2:* $l_{пр\ 1-2}=500+174=674$ м.

Потери давления на трение и в местных сопротивлениях на участке *1—2:*

$$\Delta p_{1-2}=\left(\frac{\Delta p}{l}\right) l_{пр}=293\cdot674=197\,480\ \text{Па}.$$

Давление пара в конце участка *1—2:*

$$p_2=p_1-\Delta p_{1-2}=1{,}4-0{,}197=1{,}203\ \text{МПа},$$

что практически равняется предварительно принятой величине в 1,2 МПа. Средняя плотность пара также будет равна 6,61 кг/м³. В связи с этим пересчета не производим При существенном отклонении полученного значения средней плотности пара от предварительно принятой величины производим пересчет.

Остальные участки паропровода рассчитываем аналогично участку *1—2.* Результаты всех расчетов сводим в табл. 7.7. Расчет эквивалентных длин местных сопротивлении проводим аналогично примеру 7.1.

§ 37. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОПРОВОДОВ

После теплообменных устройств у потребителей сконденсировавшийся пар проходит через конденсатоотводчики и поступает в конденсатопровод. По конденсатопроводу конденсат движется к сборному конденсатному баку, откуда насосами перекачивается к источнику тепла или подается в паровой котел. В конденсатоотводчике имеется суженное отверстие, через которое проходит конденсат. В этом отверстии, как в гидравлическом сопротивлении, срабатывается перепад давления

$$\Delta p=p_1-p_2,$$

где p_1 — давление в пароприемнике; p_2 — давление после конденсатоотводчика.

Если через отверстие конденсатоотводчика вытекает непереохлажденный конденсат, тогда за ним давление не падает ниже критического $p_2=p_{кр}\approx0{,}5p_1$. Вследствие этого давление после конденсатоотводчика может оказаться больше давления в конденсатопроводе.

При протекании через конденсатоотводчики непереохлажденного конденсата в результате падения давления происходит вторичное его вскипание с образованием пара. Пар образуется также по мере движения конденсата по конденсатопроводу, так как из-за гидравлических сопротивлений давление в нем падает. Вторичное вскипание приводит к тому, что по конденсатопроводу движется пароводяная смесь, плотность которой меньше плотности воды.

При гидравлическом расчете конденсатопроводов учитывают среднюю плотность пароводяной смеси, получающейся в результате вскипания конденсата.

Количество пара вторичного вскипания определяют по падению энтальпии конденсата:

$$x=\frac{i_i'-i_j'}{r_j},\qquad(7.16)$$

где $x=G_п/G$ — степень сухости пара (здесь $G_п$ и G — массовые расходы пара вскипания и конденсата, поступающего в конденсатопровод); i_i' и i_j' — энтальпия воды на линии насыщения при p_i и p_j; r_j — скрытая теплота парообразования при p_j.

Плотность пароводяной смеси определяют как отношение общей ее массы к сумме объемов жидкости и сухого пара при давлении p_j, т. е.

$$\rho_{см}=\frac{G}{\dfrac{G-G_п}{\rho_j'}+\dfrac{G_п}{\rho_j''}}=\frac{\rho_j'\ \rho_j''}{x\ (\rho_j'-\rho_j'')+\rho_j''},\qquad(7.17)$$

где ρ_j' и ρ_j'' — плотности воды на линии насыщения и сухого пара при давлении p_j.

Гидравлический расчет конденсатопроводов производят так же, как и теплопроводов, с учетом средней плотности пароводяной смеси. От участка к участку давление будет падать и плотность изменяться, что следует учитывать в расчете.

Располагаемое падение давления Δp определяют с учетом разности геодезических отметок начала и конца расчетного участка. Оно равно:

$$\Delta p = [(p_н - p_к) + \rho_{см}\, g\, (z_н - z_к)], \qquad (7.18)$$

где $p_н$, $p_к$ — давление в начале и конце участка; $\rho_{см}$ — плотность движущейся пароводяной смеси; g — ускорение свободного падения; $z_н$, $z_к$ — геодезические отметки начала и конца участка.

Пример 7.3 Рассчитать конденсатопровод, показанный на рис 7.6 Давление в теплообменниках потребителей $p_1 = 0{,}6$ МПа (абсолютное). Давление в сборном конденсатном баке $p_{сб} = 0{,}12$ МПа (абсолютное). Расходы конденсата от потребителей: $G_I = 1{,}5$ т/ч; $G_{II} = 2$ т/ч. Разность геодезических отметок мест расположения потребителей и сборного конденсатного бака составляет 3 м ($z_н - z_к = 3$ м).

Решение.

1. Давление после конденсатоотводчиков в конденсатопроводе принимаем равным критическому значению, т. е.

$$p_2 = 0{,}5\, p_1 = 0{,}5 \cdot 0{,}6 = 0{,}3 \text{ МПа (абсолютное)}.$$

2. Рассчитаем участок *3—4*. Расход конденсата через конденсатоотводчик $G_I = 1{,}5$ т/ч $= 0{,}417$ кг/с. Давление в начале участка $p_3 = 0{,}3$ МПа (абсолютное). Определим удельные потери давления на участке *3—4*. Предварительно примем плотность паровоздушной смеси в конденсатопроводе $\rho_{см} = 20$ кг/м³. Тогда допустимые потери давления на участках *3—4—5* будут равны:

$$\Delta p = 0{,}3 - 0{,}12 + 20 \cdot 9{,}81 \cdot 3 \cdot 10^{-6} = 0{,}3 - 0{,}12 + 0{,}00061 = 0{,}18061 \text{ Па}$$

Здесь 3 — разность геодезических отметок, но, как видно из расчета, ввиду малой плотности пароводяной смеси влияние разности гидростатических давлений невелико. Эта разность составляет всего $0{,}3\% \left(\dfrac{0{,}00061}{0{,}18} \cdot 10 = 0{,}328\right)$ допустимых потерь давления.

Допустимые удельные потери давления равны

$$\frac{\Delta p}{l} = \frac{0{,}18061}{1{,}1 \cdot 280}\, 10^6 = 586 \text{ Па/м}$$

(коэффициент 1,1 учитывает местные сопротивления).

Диаметры рассчитываем по таблицам для расчета водяных сетей, пересчитывая их на плотность пароводяной смеси $\rho_{см}$ по формуле

$$d = d_т \left(\frac{\rho_т}{\rho_{см}}\right)^{0{,}19},$$

или по таблицам для расчета конденсатопроводов. Расчет примера будем вести по таблицам, составленным для $\rho_т = 958{,}4$ кг/м³ ($k_э = 0{,}001$)*. Пересчитываем удельные потери давления:

$$\left(\frac{\Delta p}{l}\right)_т = \frac{\Delta p}{l}\,\frac{\rho_{см}}{\rho_т} = 586\,\frac{20}{958{,}4} = 12{,}2 \text{ Па/м } [1{,}24 \text{ кгс/(м}^2 \cdot \text{м)}].$$

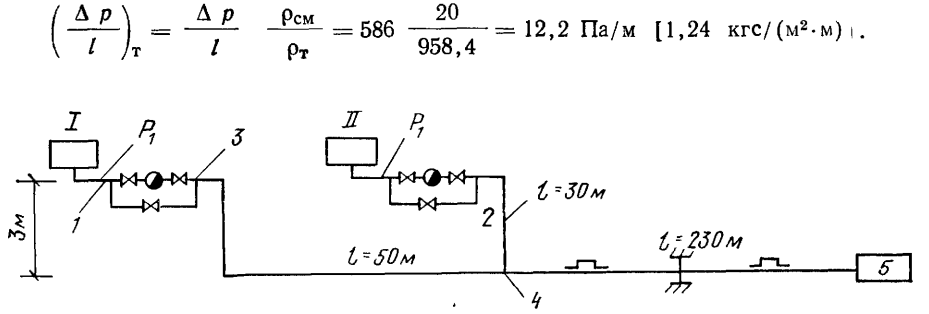


Рис 7 6. Схема конденсатопровода
I, II — абоненты; *1—5* — узловые точки

* **Справочник проектировщика.** Проектирование тепловых сетей / Под ред. А. А. Николаева М, Стройиздат, 1965.

Находим диаметр для полученных удельных потерь давления и расхода конденсата $G_т = 1{,}5$ т/ч:

$$d_у = 50 \text{ мм } (57\times3{,}5);\quad w_т = 0{,}22 \text{ м/с};\quad \left(\frac{\Delta p}{l}\right)_т = 2{,}33\cdot9{,}81 = 22{,}85 \text{ Па/м},$$

$$\frac{\Delta p}{l} = \left(\frac{\Delta p}{l}\right)_т \frac{\rho_т}{\rho_{см}} = 22{,}85\ \frac{958{,}4}{20} = 1095 \text{ Па/м}.$$

Предварительное значение давления в точке *4* будет: $p_4 = 0{,}3 - 0{,}001095\cdot1{,}1\cdot50 = 0{,}24$ МПа (коэффициент 1,1 учитывает местные сопротивления).

Определяем среднюю плотность паровоздушной смеси на участке *3—4*. Долю пара вторичного вскипания рассчитаем по формуле (7.16):

$$i_1' = 670{,}6 \text{ кДж/кг } [\text{при } p_1 = 0{,}6 \text{ МПа (абсолютное)}];$$

$$i_4'' = 529{,}9 \text{ кДж/кг } [\text{при } p_4 = 0{,}24 \text{ МПа (абсолютное)}];$$

$$r_4 = 2185 \text{ кДж/кг } [\text{при } p_4 = 0{,}24 \text{ МПа (абсолютное)}];$$

$$x = \frac{670{,}6 - 529{,}9}{2185} = 0{,}064.$$

Рассчитываем плотность смеси:

$$\rho_4' = 938{,}2 \text{ кг/м}^3 \text{ (плотность воды при } p_4);$$

$$\rho_4'' = 1{,}339 \text{ кг/м}^3 \text{ (плотность пара при } p_4);$$

$$\rho_{см} = \frac{938{,}2\cdot1{,}339}{0{,}064\ (938{,}2 - 1{,}339) + 1{,}339} = 20{,}5 \text{ кг/м}^3,$$

что соответствует предварительно принятому значению.

Определяем коэффициент пересчета табличных данных на фактические:

$$\varphi = \frac{958{,}4}{20{,}5} = 46{,}8$$

Пересчитываем скорость и удельные потери давления:

$$w = \varphi\, w_т = 46{,}8\cdot0{,}22 = 10{,}3 \text{ м/с};$$

$$\frac{\Delta p}{l} = \varphi \left(\frac{\Delta p}{l}\right)_т = 46{,}8\cdot22{,}85 = 1069 \text{ Па/м}.$$

Рассчитываем эквивалентную местным сопротивлениям длину:

Отводы гнутые 90° (2 шт.)	$2\cdot0{,}5=1$
Тройник при слиянии потоков (проход)	1,5
	$\Sigma\zeta=2{,}5$

Используя табл. 7.2, определяем эквивалентную длину $l_э = 2{,}5\cdot1{,}24 = 3{,}1$ м. Приведенная длина $l_{пр} = 53{,}1$ м Определяем потери давления на участке *3—4*.

$$\Delta p = 1069\cdot53{,}1 = 56\,764 \text{ Па} \approx 0{,}0568 \text{ МПа}.$$

Давление в точке *4*:

$$p_4 = 0{,}3 - 0{,}0568 + 20{,}5\cdot9{,}81\cdot3\cdot10^{-6} = 0{,}2427 \text{ МПа}.$$

Остальные участки рассчитываем аналогично. Все расчеты сводим в табл. 7.8.

ТАБЛИЦА 7.8. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОПРОВОДА ($k_э$ =0,001 м)

№ участка	Расход пароводяной смеси		Размеры труб, мм		Разность геодезических отметок в начале и конце участка, м	Давление, МПа, (абсолютное)			Коэффициент $\varphi = \frac{\rho_т}{\rho_{см}}$	Длина участка, м			Скорость движения конденсата $w_т$, м/с	Удельные потери давления $\left(\frac{\Delta p}{l}\right)_т$, Па/м	Скорость движения пароводяной смеси $w = \varphi w_т$, м/с	Потери давления		Суммарные потери давления от конденсатоотводчика, МПа
						перед конденсатоотводчиком p_1	в начале участка конденсатопровода $p_н$	в конце участка конденсатопровода $p_к$		по плану l	эквивалентная местным сопротивлениям $l_э$	приведенная $l_{пр} = l + l_э$	при ρ=958,4 кг/м³		при $\rho_{см}$	удельные $\frac{\Delta p}{l} = \varphi\left(\frac{\Delta p}{l}\right)_т$, Па/м	на участке $\Delta p_у = \frac{\Delta p}{l} l_{пр}$, Па	
	т/ч	кг/с	условный проход $d_у$	наружный диаметр × толщина стенки $d_н \times S$														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Магистраль *3—4—5*																		
3—4	1,5	0,417	50	57×3,5	3	0,6	0,3	0,2427	46,8	50	3,1	53,1	0,22	22,85	10,3	1069	56764	0,057
4—5	3,5	0,972	80	89×3,5	0	0,6	0,2427	0,1205	55,7	230	13,9	243,9	0,2	8,87	11,14	494	120487	0,177
Ответвление *2—4*																		
2—4	2	0,556	50	57×3,5	3	0,6	0,3	0,2422	46,8	30	3,7	33,7	0,3	37	14,04	1732	58368	0,058

§ 38. РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКИХ ДИАМЕТРОВ ТЕПЛОПРОВОДОВ ПО ОПТИМАЛЬНЫМ ПОТЕРЯМ ДАВЛЕНИЯ

Для заданных условий теплоснабжения всегда можно предложить большое число вариантов технических решений тепловых сетей, которые будут в одинаковой мере удовлетворять поставленным задачам, т. е. будут вариантами технически равноценными. Отличаться они будут экономическими показателями. В связи с этим возникает задача отыскания экономически наивыгоднейшего, т. е. оптимального, варианта. В качестве критерия для сравнения вариантов используют приведенные затраты $З$, руб/год, определяемые по следующему выражению:

$$З = И + \frac{1}{T} K = И + EK,$$

где $И$ — издержки на эксплуатацию, руб/год; T — нормативный срок окупаемости, годы (T=8,33 года); K — капитальные вложения (стоимость строительства), руб.; $E = 1/T$—нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений

Одной из основных задач технико-экономического расчета тепловой сети является выбор таких диаметров участков сети, при которых приведенные затраты были бы минимальными. Приведенные затраты вычисляются по укрупненным показателям. При расчете тепловых сетей учитывают следующие статьи затрат: 1) на теплопроводы; 2) на перекачку теплоносителя; 3) связанные с потерями тепла трубопроводами.

Рассмотрим методику определения затрат на тепловые сети.

Затраты на теплопроводы. Стоимость теплопроводов зависит от стоимости труб, изоляции, каналов и стоимости производства строительных работ. Все перечисленные затраты с некоторым приближением можно разделить на две части: не зависящие от диаметра и пропорциональные диаметру. Так, основная составляющая стоимости теплопровода — стоимость труб — пропорциональна диаметру, а стоимость земляных работ мало зависит от диаметра. Для различных условий прокладки теплопроводов и разных диаметров составляют сметы и полученные данные аппроксимируют аналитической зависимостью. Для тепловых сетей удовлетворительную точность расчета дает линейная зависимость стоимости от диаметра:

$$k_{тс} = a + b\,d, \qquad (7\ 19)$$

где $k_{тс}$ — стоимость 1 м труб одной линии теплопровода, руб/м; a и b — коэффициенты стоимости соответственно в руб/м и руб/м²; d — диаметр трубопровода, м.

Стоимость всей сети определяют как сумму стоимостей всех участков i сети, т. е.

$$K_{тс} = \sum_{1}^{n} a_i\, l_i + \sum_{1}^{n} b_i\, d_i\, l_i, \qquad (7.20)$$

где $K_{тс}$ — стоимость всей сети, руб; n — число участков; l_i — длина участка, подающего и обратного, м.

Если для всех участков сети принята одна и та же конструкция теплопроводов и условия прокладки одинаковы, формула (7.20) упрощается:

$$K_{тс} = a \sum_{1}^{n} l_i + b \sum_{1}^{n} d_i\, l_i. \qquad (7.20а)$$

Значения коэффициентов a и b приведены в табл. 7.9.

Величину $M = \sum_{1}^{n} d_i l_i$, м², называют материальной характеристикой

ТАБЛИЦА 7.9. ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ СТОИМОСТИ ТЕПЛОПРОВОДОВ a И b*

Тип прокладки	Сухой грунт		Мокрый грунт	
	a, руб/м	b, руб/м²	a, руб/м	b, руб/м²
Непроходные каналы, подвесная изоляция	15	310	40	340
Бесканальная прокладка:				
в монолитных оболочках из армопенобетона	20	210	35	220
то же, из битумоперлита	10	190	15	210
в засыпном асфальтоизоле	10	170	15	200
Надземная прокладка на отдельно стоящих сборных железобетонных опорах высотой 2,5 м	30	260	35	280

* Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. М., Энергия, 1975.

сети. С использованием этой величины формула для расчета капитальных вложений в тепловую сеть принимает следующий вид:

$$K_{\text{тс}} = a \sum_1^n l_i + b M = a \sum_1^n l_i + K'_{\text{тс}}, \qquad (7.20б)$$

где $K'_{\text{тс}} = bM$ — переменная часть стоимости, зависящая от диаметров трубопроводов.

Материальная характеристика, определяющая основную часть стоимости сети, зависит от ее схемы, расчетного перепада давления $\Delta p_{\text{р}}$ и принятого метода расчета. Обычно расчет диаметров ведут по постоянному удельному падению давления, т. е. принимая

$$\frac{\Delta p_{\text{р}}}{L} = R = \text{const}, \qquad (7.21)$$

где L — длина главной магистрали (сумма длин подающей и обратной линии).

Этот приближенный метод дает результаты, близкие к результатам, получаемым при использовании точного метода экономической оптимизации сети.

Материальную характеристику сети, рассчитанную при определенном расчетном перепаде давления Δp_0 и плотности теплоносителя ρ_0, можно, используя формулу гидравлического расчета трубопроводов, пересчитать на другие значения Δp и ρ. Для этого решим уравнение (7.8) относительно d:

$$d = K \frac{G^{0,38}\, l^{0,19}}{\rho^{0,19}\, \Delta p^{0,19}}, \qquad (7.22)$$

где K — коэффициент пропорциональности, который зависит от абсолютной эквивалентной шероховатости внутренней поверхности труб $k_э$

Подставим полученное выражение для d в уравнение материальной характеристики, считая плотность теплоносителя постоянной:

$$M = \frac{K}{\rho^{0,19}\, \Delta p^{0,19}} \sum_1^n G_i^{0,38}\, l_i^{1,19}. \qquad (7.23)$$

При пересчете материальной характеристики сумма $\sum_1^n G_i^{0,38}\, l_i^{1,19}$ не изменяется. Она отражает схему сети и принятое потокораспределение. Учитывая это, получим следующее соотношение:

$$M = M_0 \left(\frac{\rho_0\, \Delta p_0}{\rho\, \Delta p}\right)^{0,19} = M_0 \left(\frac{\rho_0\, R_0}{\rho\, R}\right)^{0,19}. \qquad (7.24)$$

Эксплуатационные издержки, связанные с ремонтом и обслуживанием тепловой сети, определяют как долю $f_{тс}$ от капитальных вложений в сеть:

$$И_{тс} = f_{тс} K_{тс}. \quad (7.25)$$

Величина $f_{тс}$ включает амортизационные отчисления — 5%, расходы на текущий ремонт — 18% амортизационных отчислений; общесетевые расходы — 27% суммы амортизационных отчислений и расходов на текущий ремонт. Следовательно,

$$f_{тс} = 0{,}05 + 0{,}18 \cdot 0{,}05 + 0{,}27 \ (0{,}05 + 0{,}18 \cdot 0{,}05) = 0{,}075.$$

Затраты на перекачку теплоносителя. Основную долю расходов, связанных с перекачкой теплоносителя, составляет стоимость электроэнергии, которую определяют по следующей формуле:

$$И_{п} = \frac{G_{ср} \Delta p}{\rho \eta_{н.у}} n C_{э}, \quad (7.26)$$

где $И_{п}$ — стоимость израсходованной электроэнергии за год, руб/год; $G_{ср}$ — средний за год расход теплоносителя, кг/с; Δp — перепад давлений, создаваемый циркуляционным насосом, Па, ρ — плотность теплоносителя, кг/м^3, в среднем $\rho = 975$ кг/м^3 $\eta_{н\,у}$ — КПД насосной установки, в среднем $\eta_{н\,у} = 0{,}6$ 0,7; n — число часов работы насосов за год; $C_{э}$ — стоимость электроэнергии, руб/(Вт·ч).

Давление, создаваемое насосами, расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений на станции $\Delta p_{ст}$, в тепловой сети $\Delta p_{тс}$ и в абонентском узле $\Delta p_{аб}$, т.е.

$$\Delta p = \Delta p_{ст} + \Delta p_{тс} + \Delta p_{аб}. \quad (7.27)$$

При технико-экономическом расчете $\Delta p_{ст}$ и $\Delta p_{аб}$ остаются постоянными и при отыскании оптимума в процессе дифференцирования они выпадут. В связи с этим в расчетах следует учитывать только переменную часть расходов, т. е.

$$И'_{п} = \frac{G_{ср} \Delta p_{тс}}{\rho \eta_{н.у}} n C_{э}. \quad (7.28)$$

Потери давления в сети можно связать с удельным линейным падением давления:

$$\Delta p_{тс} = \frac{\Delta p}{L} L \ (1 + \alpha) = R L \ (1 + \alpha), \quad (7.29)$$

где R — удельное линейное падение давления, Па/м; L — длина главной магистрали (подающей и обратной линий), м; α — коэффициент, учитывающий потери в местных сопротивлениях.

Окончательно формула для переменной части эксплуатационных издержек примет вид:

$$И'_{п} = \frac{G_{ср} R L \ (1 + \alpha)}{\rho \eta_{н.у}} n C_{э}. \quad (7.30)$$

Затраты, связанные с потерями тепла трубопроводами. При технико-экономических расчетах потери тепла трубопроводами можно определять по приближенной зависимости, считая их пропорциональными площади поверхности трубы. В таком случае коэффициент теплопередачи относят к площади поверхности трубы. Расчетная зависимость имеет следующий вид:

$$И_{тп} = K_{ср} \ (\tau_{ср} - t_{окр}) \sum_{1}^{n} \pi d_i l_i \ (1 + \beta) \ m C_{т}, \quad (7.31)$$

где $И_{тп}$ — стоимость годовых теплопотерь, руб/год; $K_{ср}$ — среднее значение коэффициента теплопередачи, отнесенного к площади поверхности труб, Вт/(м^2·°С); $\tau_{ср}$ —

среднегодовая температура теплоносителя, °С; $t_{окр}$ — температура грунта или окружающей среды, °С; $d_i l_i$ — диаметр и длина участка i (подающего и обратного), м; β — коэффициент, учитывающий теплопотери через неизолированные части тепловых сетей (арматуру, фасонные части); m — число часов работы тепловой сети за год; $C_т$ — стоимость тепла, руб/(Вт·ч).

Суммарная площадь поверхности трубопроводов $\sum_1^n \pi d_i l_i$ может быть определена через материальную характеристику сети:

$$\pi \sum_1^n d_i\, l_i = \pi\, M = \pi\, M_0 \left(\frac{\rho_0\, \Delta\, p_0}{\rho\, \Delta\, p}\right)^{0,19}. \qquad (7.32)$$

С учетом уравнения (7.32) формула (7.31) примет следующий вид:

$$И_{тп} = \pi\, M_0\, K_{ср}\, (\tau_{ср} - t_{окр}) \left(\frac{\rho_0\, \Delta\, p_0}{\rho\, \Delta\, p}\right)^{0,19} (1 + \beta)\, m\, C_т. \qquad (7.33)$$

Зависимость (7.33) можно выразить через R:

$$И_{тп} = \pi\, M_0\, K_{ср}\, (\tau_{ср} - t_{окр}) \left(\frac{\rho_0\, R_0}{\rho\, R}\right)^{0,19} (1 + \beta)\, m\, C_т. \qquad (7.33а)$$

Расчет экономического удельного падения давления в тепловой сети. Один из приближенных методов технико-экономического расчета теплопроводов состоит в определении оптимального значения удельного падения давления по магистрали*. В этом методе сопоставляются приведенные затраты на теплопроводы, на перекачку теплоносителя и связанные с потерями тепла трубопроводами. С увеличением удельного падения давления R уменьшаются приведенные затраты на теплопроводы, так как уменьшаются их диаметры; уменьшаются эксплуатационные расходы, связанные с теплопотерями, так как уменьшается площадь поверхности трубопроводов, но увеличиваются расходы на перекачку теплоносителя. Экономически оптимальному значению $R_{эк}$ отвечает минимум суммарных затрат.

Рассматриваемый метод предполагает такую последовательность расчета. Для намеченной схемы сети задаются потокораспределением. Для принятого значения Δp_0 или R_0 рассчитывают диаметры сети и определяют материальную характеристику M_0. Для тупиковых разветвленных сетей потокораспределение однозначно и, используя значения p_0 и M_0, можно рассчитать оптимальное значение $R_{эк}$. Для кольцевых сетей использовать метод оптимального гидравлического уклона нельзя, так как кольца должны быть рассчитаны на аварийные режимы и их диаметры принимают примерно постоянными. В то же время для них можно использовать метод пересчета материальной характеристики. Но в этом случае есть рассчитывают на какой-то принятый расчетный перепад давления Δp_0. Диаметры трубопроводов в кольцах определяют из условия аварийных режимов. Далее находят узловые давления в кольцах и рассчитывают по постоянному гидравлическому уклону тупиковые ответвления, присоединенные к этим узлам. Установленную таким образом материальную характеристику и закладывают в расчет экономического перепада давления $\Delta p_{эк}$.

На основании приведенных выше зависимостей выводятся расчетные уравнения, в которых учитывают только переменную часть расходов.

Задача в общем виде формулируется так:

$$З = (f_{тс} + E)\, K'_{тс} + И'_{п} + И_{тп} = \min. \qquad (7.34)$$

---

* **Соколов Е. Я.** Тепловые сети. М., Госэнергоиздат, 1948. **Копьев С. Ф.** Теплоснабжение. М., Стройиздат, 1953. 496 с. **Соколов Е. Я.** Теплофикация и тепловые сети. 4-е изд. М., Энергия, 1975. 376 с.

Решение уравнения (7.34) относительно R дает выражение $R_{эк}$ для тупиковых разветвленных сетей:

$$З = (f_{тс} + E)\ b M_0 \left(\frac{\rho_0 R_0}{\rho R}\right)^{0,19} + \frac{G_{ср} R L\ (1+\alpha)}{\rho\ \eta_{н.у}}\ n C_э +$$

$$+ \pi M_0 K_{ср}\ (\tau_{ср} - t_{окр}) \left(\frac{\rho_0 R_0}{\rho R}\right)^{0,19} (1+\beta)\ m C_т. \qquad (7.35)$$

Продифференцируем уравнение (7.35) по R, приравняем первую производную нулю и найдем $R_{эк}$. Исследование функции $З$ показывает, что в точке $R_{эк}$ функция имеет минимум. Следовательно, $R_{эк}$ является оптимальным значением:

$$R_{эк} = \left(\varphi \frac{M_0 R_0^{0,19}}{L}\right)^{0,84}, \qquad (7.36)$$

где $$\varphi = \frac{0,19\ \eta_{н.у}\ \rho \quad [\pi K_{ср}\ (\tau_{ср} - t_{окр})\ (1+\beta)\ m C_т + (f_{тс} + E)\ b]}{G_{ср}\ (1+\alpha)\ n C_э}.$$

При выводе было принято $\rho = \rho_0$.

Сомножитель $M_0 R_0^{0,19}/\alpha$ зависит от схемы тепловой сети и потокораспределения. Он не зависит от принятого в предварительном расчете значения R_0, так как произведение $MR^{0,19}$ является величиной постоянной для данной сети.

Коэффициент φ зависит от характеристик оборудования ($\eta_{н\,у}$, $K_{ср}$, α, β), режима работы сети ($\tau_{ср}$, m, n, ρ, $G_{ср}$), показателей стоимости ($C_т$, $C_э$, b) и климатических условий ($t_{окр}$).

Для определения экономических диаметров кольцевых сетей расчетное уравнение следует выразить через Δp. Решение получится аналогичным:

$$\Delta p_{эк} = (\varphi M_0 \Delta p_0^{0,19})^{0,84}. \qquad (7\ 37)$$

Коэффициент φ определяется тем же уравнением, что и для тупиковых сетей.

ГЛАВА 8. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

§ 39. ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКИЕ ГРАФИКИ. ТРЕБОВАНИЯ К РЕЖИМУ ДАВЛЕНИЙ

Из-за большой плотности вода оказывает значительное гидростатическое давление на трубы и оборудование, поэтому гидравлический расчет водяных систем теплоснабжения включает две части первую — собственно гидравлический расчет, при котором определяют диаметры теплопроводов, и вторую — проверку соответствия гидравлического режима предъявляемым требованиям.

Проверяют режим при статическом состоянии системы (гидростатический режим), когда циркуляционные насосы не работают, и при динамическом состоянии системы (гидродинамический режим) с учетом геодезических высот проложения трубопровода. В результате определяют линии максимальных давлений в подающем и обратном теплопроводах из условия механической прочности элементов системы и линии минимальных давлений из условия предотвращения вскипания высокотемпературного теплоносителя и образования вакуума в элементах системы. Пьезометрические линии проектируемого объекта не должны выходить за эти крайние границы. При разработке гидродинамического режима тепловой сети выявляют параметры для подбора циркуляционных насо-

сов, а при разработке гидростатического режима — для подбора подпиточного насоса.

При гидравлическом расчете паровых сетей ввиду малой плотности пара разностью высотных отметок отдельных точек паропровода пренебрегают.

Для изучения режима давлений в тепловых сетях и местных системах зданий широко используют пьезометрические графики. На графиках в определенном масштабе наносят рельеф местности по разрезам вдоль тепловых трасс, указывают высоту присоединяемых зданий, показывают напор в подающих и обратных линиях теплопроводов и в оборудовании теплоподготовительной установки. Роль пьезометрического графика при разработке гидравлических режимов систем теплоснабжения очень велика, так как он позволяет наглядно показать допустимые границы давлений и фактические их значения во всех элементах системы.

Рассмотрим график напоров в теплопроводе, проложенном под землей (рис. 8.1). В населенных пунктах тепловые сети заглубляют примерно на 1 м. Ввиду малого заглубления при вычерчивании профиля трассы теплопровода его ось условно совмещают с поверхностью земли.

За горизонтальную плоскость отсчета принята плоскость OO, проходящая через нулевую отметку. Все геодезические отметки профиля трассы соответствуют масштабу, указанному на шкале слева. Таким образом, величина z_i показывает геодезическую высоту оси трубопровода в точке i над плоскостью отсчета.

Так как движение теплоносителя в трубопроводах носит стационарный характер, для определения напоров и давлений в теплопроводе воспользуемся уравнением Бернулли и напишем его в механической форме для сечений *1* и *2* (см. рис. 8.1). Энергию теплоносителя в сечениях *1* и *2*, баланс которой отражает уравнение Бернулли, отнесем к единице силы — ньютону (Н). В таком случае каждый член уравнения будет измеряться в Дж/Н=Н·м/Н=м, что очень удобно для построения пьезометрических графиков, так как геометрические высоты и удельные энергии будут иметь одну и ту же единицу — метр и их можно изображать в масштабе графика.

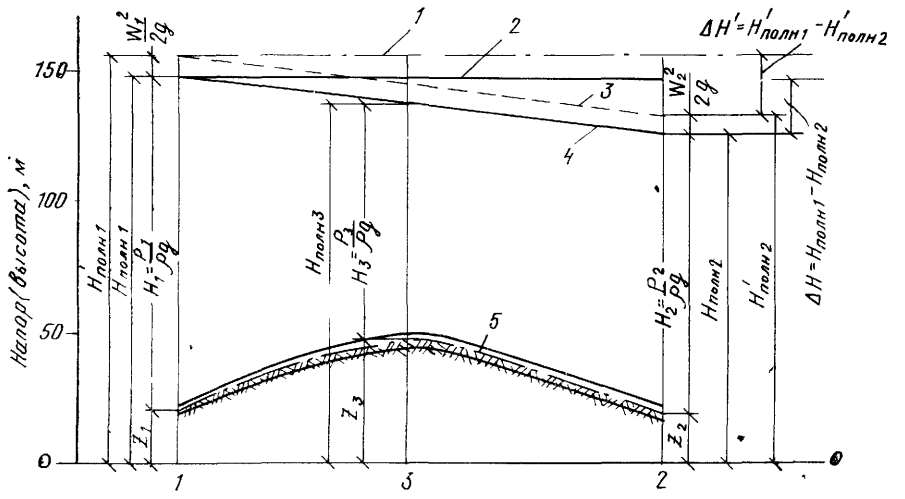


Рис 8.1 График напоров в теплопроводе

1 **— линия полных напоров без учета потерь на трение;** ***2*** **— линия полных напоров без учета потерь на трение и скоростного напора;** ***3*** **— линия полных напоров с учетом потерь на трение;** ***4*** **— линия полных напоров с учетом потерь на трение и без учета скоростного напора;** ***5*** **— ось теплопровода**

Уравнение Бернулли для сечений *1* и *2* имеет вид

$$z_1 + \frac{w_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} = z_2 + \frac{w_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\Delta p}{\rho g}. \qquad (8.1)$$

Каждый член уравнения (8.1) отражает удельную энергию жидкости в данном сечении (отнесенную к единице силы), которую называют напором (высотой):

z — геометрическая высота, м, отражающая удельную потенциальную энергию положения, $\frac{w^2}{2g}$ — скоростной напор (высота), м, отражающий кинетическую энергию потока, $\frac{p}{\rho g} = H$ — пьезометрический напор (высота), м, отражающий потенциальную энергию давления, $\frac{\Delta p}{\rho g} = \Delta H$ — потери напора на трение и в местных гидравлических сопротивлениях, м, соответствующие потерям потенциальной энергии давления Потерянная энергия превращается в теплоту и повышает энтальпию жидкости.

Уравнение (8.1) написано для жидкости с неизменной плотностью при движении.

На графике рис. 8.1 показаны напоры (высоты) для сечений *1*, *2*, *3*. Полный напор теплоносителя для любого сечения трубопровода равен

$$H'_{\text{полн}} = z + \frac{w^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} = z + \frac{w^2}{2g} + H \qquad (8\ 2)$$

Если рассматривать идеальную систему без потерь энергии, тогда полный напор $H'_{\text{полн}}$ для всех сечений трубопровода будет одинаковым. С изменением геометрической высоты z один вид потенциальной энергии будет преобразовываться в другой. Так, с подъемом трубопровода от сечения *1* к сечению *3* потенциальная энергия положения потока (z) будет расти, а потенциальная энергия давления — пьезометрический напор H — уменьшаться. Полный напор будет неизменным. Если сечение трубы будет уменьшатся, тогда скоростной напор будет расти за счет пьезометрического напора.

В тепловых сетях скоростной напор несоизмеримо меньше пьезометрического и мало изменяется по длине трубопровода, поэтому в расчетах его не учитывают. В таком случае полный напор $H_{\text{полн}}$ будет равен сумме геометрической высоты z и пьезометрического напора H

$$H_{\text{полн}} = z + H \qquad (8\ 3)$$

Потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений ΔH определяются как разность полных напоров в начале и конце рассматриваемого участка. Для участка трубопровода, показанного на рис 8 1, потери напора равны:

$$\Delta H' = H'_{\text{полн 1}} - H'_{\text{полн 2}}$$

или, пренебрегая скоростным напором,

$$\Delta H = H_{\text{полн 1}} - H_{\text{полн 2}}. \qquad (8\ 4)$$

Пьезометрический напор H соответствует манометрическому давлению p и отсчитывается от оси трубопровода. Таким образом, пьезометрический напор определяется избыточным давлением в трубе и его возможное максимальное значение зависит от прочности трубопровода.

Пьезометрический напор измеряется в метрах. Давление, соответствующее данному напору H, будет прямо пропорционально удельному весу γ жидкости: $p = H\rho g = H\gamma$. Оно может быть измерено столбом жидкости, текущей по трубопроводу. Так, если в теплопроводе, по которому протекает вода, пьезометрический напор равен 10 м, тогда избыточное давление в нем будет равно 10 м вод ст, или 0,0981 МПа $\approx$ $\approx$ 0,1 МПа (1 кгс/см^2).

Если в уравнении Бернулли энергию отнести к единице объема, его члены будут измеряться в единицах давления:

$$\frac{\text{Дж}}{\text{м}^3} = \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{м}^3} = \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = \text{Па}.$$

Уравнение (8.1) будет иметь следующий вид:

$$z_1 \rho g + \frac{w_1^2}{2} \rho + p_1 = z_2 \rho g + \frac{w_2^2}{2} \rho + p_2 + \Delta p, \qquad (8.5)$$

где $z\rho g = z\gamma$ — удельная энергия положения, Па; $\frac{w^2}{2}\rho$ — скоростное давление, Па; p — пьезометрическое (статическое) давление, Па; Δp — потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений, Па.

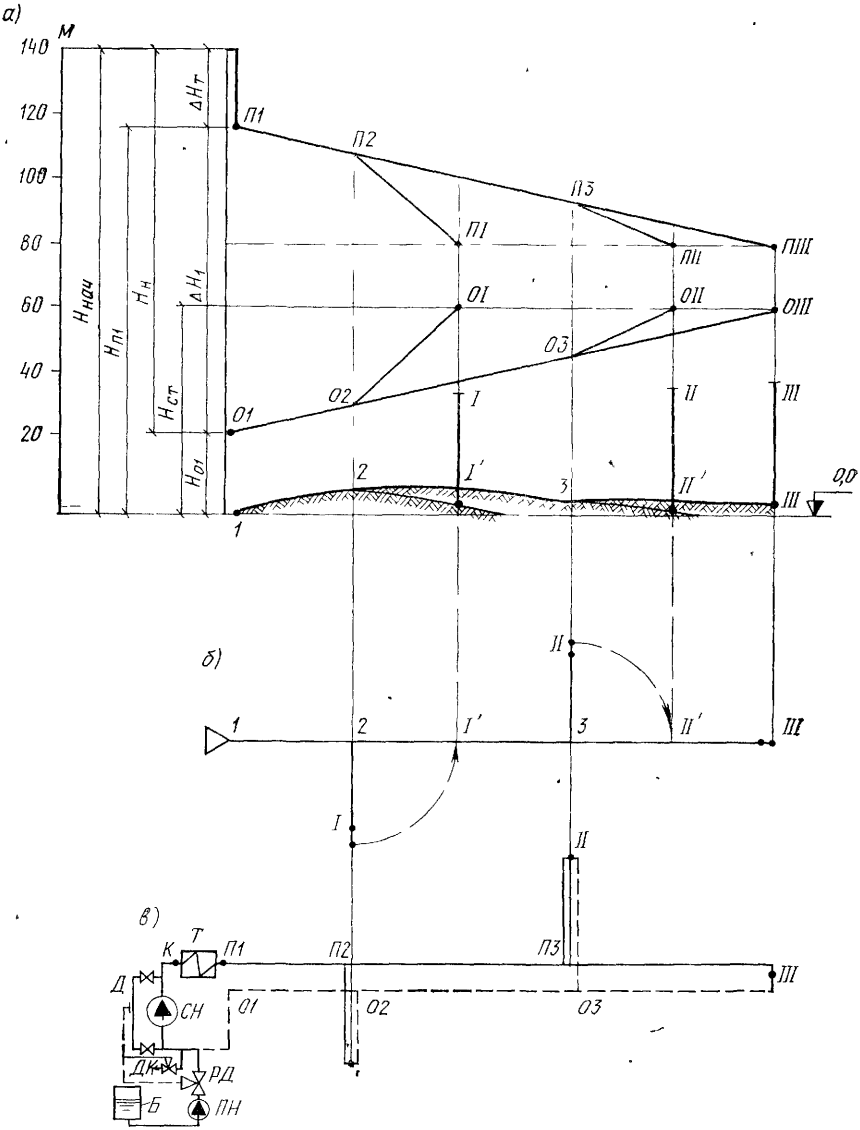


Рис. 8.2. Пьезометрический график (*а*), однолинейная схема трубопроводов (*б*) и схема двухтрубной тепловой сети (*в*)

I—III **— абоненты;** ***1, 2, 3*** **— узлы;** ***П*** **— подающая линия;** ***О*** **— обратная линия;** ***Н*** **— напоры;** ***Т*** **— теплоподготовительная установка;** *СН* **— сетевой насос;** *РД* **— регулятор давления;** *Д* **— точка отбора импульса для** *РД*; *ПН* **— подпиточный насос,** *Б* **— бак подпиточной воды;** *ДК* **— дренажный клапан**

Рассмотрим пьезометрический график для тепловой сети, расположенной на местности со спокойным рельефом (рис. 8.2). Плоскость с нулевой отметкой совмещена с отметкой расположения теплоподготовительной установки. Профиль основной магистрали *1—2—3—III* совмещен с вертикальной плоскостью, в которой вычерчен пьезометрический график. В точке *2* к магистрали присоединено ответвление *2—I*. Это ответвление имеет свой профиль в плоскости, перпендикулярной основной магистрали. Для возможности изображения профиля ответвления *2—I* на пьезометрическом графике повернем его на 90° против часовой стрелки вокруг точки *2* и совместим с плоскостью профиля основной магистрали. После совмещения плоскостей профиль ответвления займет на графике положение, отображаемое линией *2—I'*. Аналогично строим профиль и для ответвления *3—II*.

Рассмотрим работу двухтрубной системы теплоснабжения, принципиальная схема которой показана на рис. 8.2, *в*. Из теплоподготовительной установки *Т* высокотемпературная вода с $t=150°C$ поступает в подающий теплопровод в точке *П1* с полным напором в подающем коллекторе источника теплоснабжения $H_{П1}=H_{нач}-\Delta H_т$ [здесь $H_{нач}$ — начальный полный напор после сетевых насосов (точка *К*); $\Delta H_т$ — потери напора сетевой воды в теплоподготовительной установке]. Так как геодезическая отметка установки сетевых насосов $z_1=0$, полные напоры в начале сети равны пьезометрическим напорам и соответствуют избыточным давлениям в коллекторах источника теплоснабжения. Горячая вода по подающей магистрали *1—2—3—III* и ответвлениям *2—I* и *3—II* поступает в местные системы потребителей тепла *I, II, III*. Полные напоры в подающей магистрали и ответвлениях изображены графиками напоров *П1—ПIII, П2—ПII, П3—ПIII*. Охлажденная вода по обратным трубопроводам направляется к источнику теплоснабжения. Графики полных давлений в обратных теплопроводах изображены линиями *OIII—O1, OII—O3, OI—O1*.

Разность напоров ΔH в подающей и обратной линиях для любой точки сети называется *располагаемым напором*. Так как подающий и обратный трубопроводы в любой точке имеют одну и ту же геодезическую отметку, располагаемый напор равен разности полных или пьезометрических напоров:

$$\Delta H_i=(H_{П_i}+z_i)-(H_{O_i}+z_i)=H_{П_i}-H_{O_i}. \qquad (8.6)$$

У абонентов располагаемые напоры равны: $\Delta H_I=H_{П1}-H_{OI}$; $\Delta H_{II}=H_{ПII}-H_{OII}$; $\Delta H_{III}=H_{ПIII}-H_{OIII}$. Полный напор в конце обратной линии перед сетевым нассом на обратном коллекторе источника теплоснабжения равен H_{O1}. Следовательно, располагаемый напор в коллекторах теплоподготовительной установки $\Delta H_1=H_{П1}-H_{O1}$.

Сетевой насос повышает давление воды, поступающей из обратной линии, и направляет ее в теплоподготовительную установку, где она нагревается до $t=150°C$. Насос развивает напор $H_{нас}$.

Потери напора в подающей и обратной линиях равны разности полных напоров в начале и конце трубопровода. Для подающей магистрали они равны $\Delta H_П=H_{П1}-H_{ПIII}$, а для обратной $\Delta H_O=H_{OIII}-H_{OI}$.

Описанный гидродинамический режим наблюдается при работе сетевого насоса. Положение пьезометрической линии обратного трубопровода в точке *O1* поддерживается постоянным в результате работы подпиточного насоса *ПН* и регулятора давления *РД*. Напор, развиваемый подпиточным насосом при гидродинамическом режиме, дросселируется клапаном *РД* таким образом, чтобы в точке отбора импульса давления *Д* из байпасной линии сетевого насоса поддерживался напор $H_{ст}$, равный полному напору, развиваемому подпиточным насосом.

На рис. 8.3 показаны график напоров в линии подпитки и в байпасной линии, а также принципиальная схема подпиточного устройства.

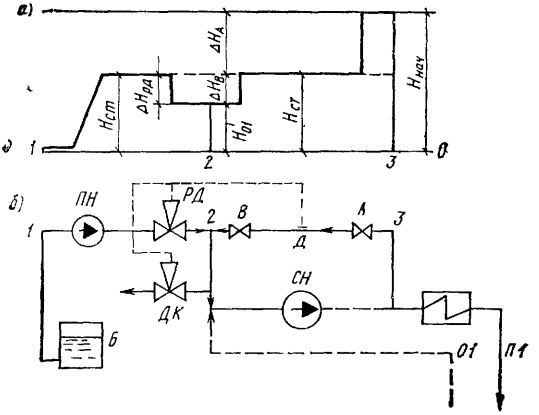


Рис 8.3 График напоров в линии подпитки *1—2* и в байпасной линии сетевого насоса *2—3* (*а*) и схема подпиточного устройства (*б*)

H — пьезометрические напоры; ΔH — потери напора в дроссельных органах регулятора давления *РД* и в задвижках *А* и *В*; *СН*, *ПН* — сетевой и подпиточный насосы; *ДК* — дренажный клапан; *Б* — бак подпиточной воды

Перед подпиточным насосом полный напор условно принимаем равным нулю. Подпиточный насос *ПН* развивает напор $H_{ст}$. Этот напор будет в трубопроводе до регулятора давления *РД*. Потерями напора на трение на участках *1—2* и *2—3* пренебрегаем ввиду их малости. В байпасной линии теплоноситель движется от точки *3* к точке *2*. В задвижках *А* и *В* срабатывается весь напор, развиваемый сетевым насосом. Степень закрытия этих задвижек регулируют таким образом, чтобы в задвижке *А* был сработан напор ΔH_A и полный напор после нее был равен $H_{ст} = H_{нач} - \Delta H_A$. В задвижке *В* срабатывается напор ΔH_B, причем $H_{О1} = H_{ст} - \Delta H_B$ (здесь $H_{О1}$ — напор после *РД*). Регулятор давления поддерживает постоянное давление в точке *Д* между задвижками *А* и *В*. При этом в точке *2* будет поддерживаться напор $H_{О1}$, а на клапане *РД* будет срабатываться напор $\Delta H_{РД} = \Delta H_B$.

При увеличении утечки теплоносителя из сети давление в точке *Д* начинает снижаться, клапан *РД* приоткрывается, увеличивается подпитка тепловой сети и давление восстанавливается. При сокращении утечки давление в точке *Д* начинает повышаться и клапан *РД* прикрывается. Если при закрытом клапане *РД* давление будет продолжать расти, например в результате прироста объема воды при повышении ее температуры, в работу включится дренажный клапан *ДК*, поддерживающий постоянное давление «до себя» в точке *Д*, и сбросит избыток воды в дренаж. Так работает подпиточное устройство при гидродинамическом режиме. При остановке сетевых насосов прекращается циркуляция теплоносителя в сети и во всей системе напор падает вплоть до $H_{ст}$. Регулятор давления *РД* открывается, а подпиточный насос *ПН* поддерживает во всей системе постоянный напор $H_{ст}$.

Таким образом, при втором характерном гидравлическом режиме — статическом — во всех точках системы теплоснабжения устанавливается полный напор, развиваемый подпиточным насосом. В точке *Д* как при гидродинамическом, так и при статическом режимах поддерживается постоянный напор $H_{ст}$. Такая точка называется *нейтральной*.

Ввиду большого гидростатического давления, создаваемого столбом воды, и высокой температуры транспортируемой воды возникают жесткие требования к допустимому диапазону давлений как в подающем, так и в обратном трубопроводах. Эти требования накладывают ограничения на возможное расположение пьезометрических линий как при статическом, так и при гидродинамическом режимах.

Для исключения влияния местных систем на режим давления в сети будем считать, что они присоединены по независимой схеме, при которой гидравлические режимы тепловой сети и местных систем автономны. В таких условиях к режиму давлений в сети предъявляются излагаемые ниже требования.

Давление не должно превышать максимального значения из условия

прочности трубопроводов, арматуры, теплообменников и другого оборудования. Допустимое избыточное давление в стальных трубопроводах и арматуре тепловых сетей зависит от характеристики применяемых труб и оборудования и в большинстве случаев составляет 1,6—2 МПа, что соответствует 160—200 м пьезометрического напора (напора, отсчитанного от геодезической отметки места расположения оборудования).

Во избежание вскипания теплоносителя его давление на выходе из теплоподготовительной установки и во всех точках подающих трубопроводов должно быть выше давления насыщения водяного пара при температуре воды в системе. Это требование относится лишь к гидродинамическому режиму, так как при переходе на статический режим перед остановкой циркуляционных насосов можно снизить температуру теплоносителя до уровня, обеспечивающего его невскипание. Требование невскипания теплоносителя устанавливает нижний предел пьезометрического напора в теплоподготовительной установке и подающих трубопроводах. При температуре подаваемой воды 150°С минимальный пьезометрический напор в подающих линиях равен 40 м.

Поскольку невскипание обеспечивают избыточные давления, для оборудования, имеющего большу́ю высоту, проверку на невскипание следует проводить для верхних точек. Так, верхний коллектор пикового водогрейного котла располагается выше его нижней точки на 10—15 м. Учитывая возможный местный перегрев воды в отдельных трубах котла выше расчетной температуры, минимальный пьезометрический напор определяют по температуре воды, превышающей расчетное значение на 30°С. Если $t_1=150$°С, тогда пьезометрический напор следует определять исходя из температуры $150+30=180$°С. Этой температуре соответствует пьезометрический напор 92 м. Его отсчитывают от верхней точки котла. Минимальный пьезометрический напор, отсчитываемый от низа котла, будет равен $92+15=107$ м.

Так как максимальное и минимальное давления в подающей линии определяются избыточными давлениями, зона допустимых напоров располагается между двумя кривыми, повторяющими профиль теплотрассы. На рис. 8.4 построены предельные кривые, определяющие зону возможного расположения пьезометрической линии подающего теплопровода. В пределах теплоподготовительной установки максимальное давление определяется прочностью пикового котла. Допустимое давление для водогрейных котлов составляет 2,5 МПа. Потери напора в котле 30 м. Следовательно, максимально допустимый пьезометрический напор на выходе из котла составляет 220 м. Максимальное допустимое давление в трубопроводах считают равным 1,6 МПа. Следовательно, максимальные напоры в подающем теплопроводе определяются пьезометрической линией, расположенной выше геодезических отметок земли на 160 м На рис. 8.4 линия максимально допустимых напоров в подающем трубопроводе, повторяющая рельеф местности, обозначена $П_б$.

Линии минимальных избыточных давлений, определяемых условием невскипания воды, в пределах теплоподготовительной установки соответствует пьезометрический напор в 107 м, а в пределах подающего теплопровода напор в 40 м ($t=150$°С). Эта линия на рис. 8 4 обозначена $П_м$. Пьезометрическая линия подающего теплопровода не должна выходить за пределы зоны, ограниченной линиями $П_б$ и $П_м$.

Диаметры ответвлений от тепломагистралей к потребителям тепла рассчитываются из условия полного использования избыточного давления и обеспечения достаточного располагаемого напора для преодоления гидравлического сопротивления водоводяных подогревателей абонентов. Ввиду того, что потери напора в абонентских установках невелики, можно считать, что давление в водоводяных подогревателях равно давлению в обратной линии тепловой сети в месте присоединения або-

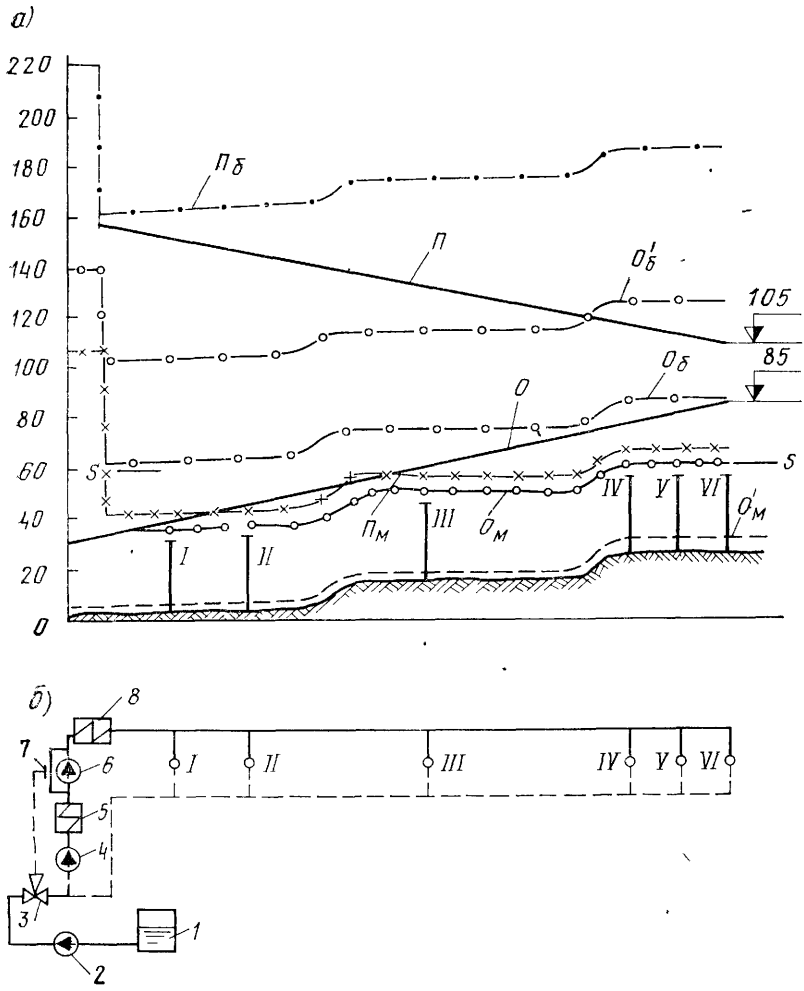


Рис. 8.4. Предельные положения пьезометрических линий подающего и обратного теплопроводов

а — пьезометрический график; *б* — принципиальная схема двухтрубной тепловой сети; ***I—VI*** **— абоненты;** $П_б$, $П_м$ **— предельные линии максимального и минимального напоров в подающем теплопроводе;** $О'_б$, $О_б$ **— предельные линии максимального напора в обратном трубопроводе соответственно при независимом и зависимом присоединении абонентов,** $О'_м$, $О_м$ — предельные линии минимального напора в обратном теплопроводе соответственно из условия исключения в нем разрежения и залива местных систем водой; *П*, *О* — пьезометрические линии подающего и обратного теплопроводов, *1* — бак подпиточной воды, *2* — подпиточный насос; *3* — регулятор подпитки, *4* — предвключенный насос, *5* — теплофикационные пароводяные подогреватели; *6* — сетевой насос, *7* — точка отбора импульса для подпиточного насоса, *8* — пиковый водогрейный котел

нента. Следовательно, максимальное давление в обратной линии определяется давлением, на которое рассчитаны теплообменники, т. е. их механической прочностью. Водоводяные подогреватели рассчитаны на 10 МПа, поэтому максимальный пьезометрический напор в обратной линии должен быть не более 100 м. Теплофикационные пароводяные подогреватели рассчитаны на 1,4 МПа, поэтому допустимый пьезометрический напор перед ними равен 140 м (см. рис. 8.4).

Во всех точках обратной линии должно быть некоторое избыточное давление для предотвращения кавитации в насосах и подсоса воздуха в систему. При невыполнении этого условия нарушается циркуляция воды в системе, а под воздействием проникающего в трубопроводы кислорода начинаются активные коррозионные процессы. В качестве минимально-

го избыточного давления принимают давление в 0,05 МПа, чему соответствует пьезометрический напор в 5 м. Это требование определяет нижний предел расположения пьезометрической линии обратного теплопровода. Она должна находиться выше уровня земли не менее, чем на 5 м.

На рис. 8.4 линия максимального пьезометрического напора в обратном теплопроводе обозначена $O_б$, а линия минимального напора — $O_м$.

Выше были рассмотрены ограничения в расположении пьезометрических линий подающего и обратного теплопроводов при независимом присоединении потребителей. При таком присоединении гидравлический режим абонентов изолирован от режима тепловой сети, поэтому единственным ограничением, связанным с присоединением абонентов, является предел максимального давления в обратной линии, обусловленный прочностью водоводяных подогревателей. При зависимом присоединении потребителей гидравлические режимы сетей и абонентов взаимосвязаны; что выдвигает дополнительные требования к расположению пьезометрических линий. При таком присоединении давление в обратном трубопроводе местной системы на выходе из нее равно давлению в обратной линии тепловой сети в месте присоединения потребителя. Давление на входе в местную систему выше давления в ее обратной линии на величину потерь давления, связанных с циркуляцией воды в системе. Избыточное давление в подающем теплопроводе дросселируется при входе в местную систему в соплах элеваторов или в дроссельных диафрагмах. Так как гидравлические потери в местной системе по сравнению с максимальными напорами в обратных теплопроводах невелики, можно считать как и для водоводяных подогревателей при независимом присоединении, что местные системы, присоединенные к тепловой сети по зависимой схеме, находятся под давлением обратной линии. Следовательно, при зависимом присоединении абонентов максимальное допустимое давление в обратной линии тепловой сети определяется механической прочностью нагревательных приборов потребителей как наименее прочного элемента местных систем. Для чугунных радиаторов максимальный пьезометрический напор составляет 60 м. Пьезометрическая линия, соответствующая 60 м, обозначена на рис. 8.4 $O_б$.

Чтобы во всех точках местных систем имелось избыточное давление (для исключения разрежения в трубопроводах и частичного опорожнения местной системы), пьезометрическая линия обратного трубопровода должна располагаться выше верхней точки самого высокого здания не менее чем на 5 м. Это — дополнительное ограничение, накладываемое на положение пьезометрической линии обратного теплопровода при зависимом присоединении абонентов (линия $O_м$ на рис. 8.4).

На рис. 8.4 показаны пьезометрические линии подающего и обратного теплопроводов, удовлетворяющие предъявляемым требованиям. Напор на выходе из теплоподготовительной установки принят равным 160 м, минимальный напор в обратной линии — 30 м. Потери напора в подающем и обратном теплопроводах составляют 110 м. Располагаемый напор перед последним абонентом (*VI*) составляет 20 м, т. е. достаточен для элеваторного присоединения абонента. Для обеспечения принятого напора в 160 м в выходном коллекторе источника теплоснабжения с учетом потерь напора в пиковом котле в 30 м сетевой насос должен создавать напор 190 м, что превышает допустимый пьезометрический напор в теплофикационных теплообменниках. В связи с этим для обеспечения циркуляции воды в системе последовательно установлены два насоса. Предвключенный насос *4* развивает напор, обеспечивающий невскипание воды после теплообменников *5*, но не более 140 м. Основной насос *6* повышает напор теплоносителя до 190 м.

Здесь следует отметить, что обоснование расположения пьезометрических линий является первостепенной и важнейшей задачей гидравлического расчета. Технико-экономический расчет оптимизирует диаметры

при соблюдении изложенных выше ограничений на расположение пьезометрических линий.

Выше были изложены требования к расположению пьезометрических линий при гидродинамическом режиме, когда работают циркуляционные насосы. При остановке насосов циркуляция воды прекращается и система переходит в статический режим. Выбор напора при статическом режиме производят в предположении, что теплоноситель имеет температуру 100°С. Линия статического давления должна быть расположена таким образом, чтобы у всех абонентов давление не превышало максимального допустимого значения. При зависимом присоединении абонентов и использовании в качестве нагревательных приборов в системах отопления радиаторов, максимальный пьезометрический напор составляет 60 м. Следовательно, линия статических напоров должна располагаться не выше 60 м от уровня земли. Положение статической линии на пьезометрическом графике определяет низшая геодезическая отметка, где расположены здания. На рис. 8.4 линия статических напоров обозначена $S — S$. Чтобы в верхних точках систем отопления зданий не образовывался вакуум и не происходило частичного опорожнения системы, линия статических напоров должна располагаться выше самого высокого здания примерно на 5 м.

Особенностью построения пьезометрических графиков паропроводов по сравнению с водяными трубопроводами является возможность не учитывать геодезических отметок профиля трассы из-за малой плотности пара.

§ 40. ВЫБОР СХЕМ ПРИСОЕДИНЕНИЯ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЙ ПРИ СЛОЖНОМ РЕЛЬЕФЕ МЕСТНОСТИ

Наименьшие требования к расположению пьезометрических линий как при статическом, так и при гидродинамическом режимах предъявляет независимая схема присоединения систем отопления, так как присоединение через теплообменники разобщает гидравлические режимы тепловой сети и местных систем. Единственное требование в этом отношении состоит в том, чтобы давление в обратной линии при гидродинамическом режиме и давление в теплопроводах при статическом режиме не превышали допустимого из условий механической прочности водоводяных подогревателей. Для систем, к которым присоединяется большое число абонентов с различными характеристиками оборудования, с различными требованиями к режимам регулирования теплоснабжения, при сложном рельефе местности независимое присоединение предпочтительнее других способов. При независимом присоединении всех абонентов существенно снижаются требования к гидравлическому режиму системы, тем самым упрощается ее эксплуатация и повышается ее маневренность, что особенно важно при нерасчетных и аварийных гидравлических режимах. Независимое присоединение повышает надежность системы теплоснабжения. В то же время капитальные вложения в абонентские установки получаются больше, чем при зависимом присоединении. Увеличиваются и энергозатраты на циркуляцию теплоносителя в местных системах. Учитывая отмеченные обстоятельства, зависимые способы присоединения применяют более широко.

Зависимое присоединение предъявляет жесткие требования к гидравлическому режиму тепловой сети, особенно жесткие требования предъявляют схемы присоединения с элеваторами. Если пьезометрические графики удовлетворяют их требованиям, можно осуществлять присоединения со смесительными насосами и независимые присоединения.

Ниже будут рассмотрены способы присоединения только систем отопления зданий, так как присоединение систем горячего водоснабже-

ния и к закрытым и к открытым системам теплоснабжения можно осуществить при любых способах присоединения систем отопления.

На рис. 8.5, *а* приведен пьезометрический график тепловой сети при сложном рельефе местности и большой высоте присоединяемых зданий. На графике показан рельеф местности по трассе магистрали и ответвлений, нанесены высоты зданий, показаны пьезометрические линии при гидродинамическом и статическом режимах. На рис. 8.5, *б* дана принципиальная схема системы теплоснабжения.

Располагаемый напор в коллекторах источника тепла $\Delta H = 130 - 30 = 100$ м, располагаемый напор в конце магистрали $\Delta H = 8$ м, потери напора в подающей и обратной линиях $\Delta H = 46 + 46 = 92$ м.

Полный статический напор в системе выбран на уровне 70 м (линия $S - S$ на рис. 8.5). Пьезометрические статические напоры в разных зонах теплоснабжаемого района будут различными. Так, для здания *I*, расположенного на отметке 0,0 м, пьезометрический статический напор равен 70 м. Для зданий *II*, *III*, *IV* пьезометрический статический напор равен 60 м, а для зданий *V*, *VI* — 40 м.

Зависимое присоединение зданий через элеваторы допустимо при гидравлическом режиме тепловой сети, характеризующемся выполнением следующих требований:

1) статическое давление в тепловой сети должно быть меньше допустимого из условия прочности нагревательных приборов местных систем

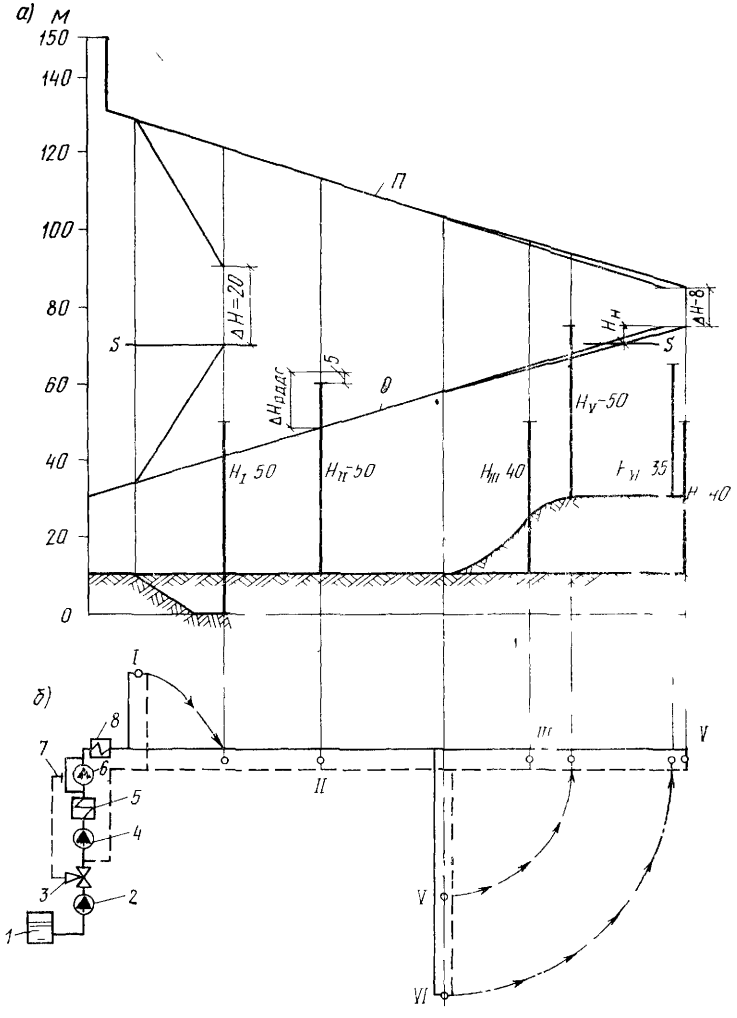


Рис. 8 5 Пьезометрический график (*а*) и принципиальная схема двухтрубной тепловой сети (*б*) при сложном рельефе местности и большой высоте присоединяемых зданий
П, *О* — пьезометрические линии подающего и обратного теплопроводов; *S — S* — линия полного статического напора в тепловой сети H_I, H_{II}, H_{III}, H_{IV}, H_V, H_{VI} — высота зданий абонентов, м; ΔН — располагаемый напор, м; $H_н$ — напор, создаваемый насосом, м; $\Delta H_{РДДС}$ — потери напора в РДДС, *I—VI* — абоненты, остальные обозначения см. на рис 8 4

отопления. Для чугунных радиаторов допустимый напор $H_{доп}=60$ м, для нагревательных бетонных панелей со змеевиками из труб $H_{доп}=80$ м, для конвекторов $H_{доп}=90$ м. Из условия заполнения системы отопления здания водой избыточный пьезометрический напор в верхней точке отопительной системы должен быть не менее 5 м. Следовательно, статический напор должен быть не менее чем на 5 м выше здания. Таким образом, на пьезометрический статический напор $H_{ст}$ накладываются следующие ограничения:

$$H_{зд}+5 \leqslant H_{ст} \leqslant H_{доп}.$$

2) давление в обратной линии при гидродинамическом режиме, определяющее избыточное давление в системах отопления зданий, не должно превышать допустимое из условия прочности отопительных систем и должно создавать избыточное давление в верхних точках системы не менее 0,05 МПа. Эти ограничения аналогичны ограничениям для статического давления. Их отражает такое же неравенство:

$$H_{зд}+5 \leqslant H_{о} \leqslant H_{доп}.$$

где $H_{о}$ — напор в обратной линии при гидродинамическом режиме;

3) для нормальной работы элеватора, обеспечивающего требуемый коэффициент подмешивания, располагаемый напор в тепловой сети перед зданием ΔH должен быть не менее 10—15 м.

При выполнении всех изложенных требований возможно зависимое присоединение системы отопления зданий через элеватор.

Из шести зданий, показанных на рис. 8.5, изложенным требованиям удовлетворяет только здание *III*. Для этого здания $H_{ст}=60$ м и $H_{о}=53$ м, т. е. не больше $H_{доп}=60$ м для чугунных радиаторов, которыми оборудованы системы отопления зданий. Высота здания $H_{III}=40$ м, следовательно, $H_{ст}>H_{зд}+5=45$ м и $H_{о}>45$ м. Располагаемый напор в месте присоединения здания $\Delta H=97-63=34$ м, т. е. достаточен для работы элеватора.

На рис. 8.6, *а* показана схема присоединения системы отопления здания к тепловой сети через элеватор и построен график напоров. К соплу подходит высокотемпературная вода с пьезометрическим напором $H_{п}=87$ м. При истечении воды из сопла элеватора теряется напор $\Delta H_{эл}$, превращаясь в кинетическую энергию струи воды. В обратном трубопроводе на вводе в систему отопления здания напор $H_{о}=53$ м. Потери напора на циркуляцию в системе отопления равны $\Delta H_{сист}$.

Если условия присоединения соответствуют всем перечисленным выше требованиям, за исключением того, что располагаемый напор у здания не обеспечивает работу элеватора ($\Delta H<10$ м), тогда можно осуществить зависимое присоединение с подмешивающим насосом на перемычке. Напор, развиваемый насосом, должен быть равен потерям напора на циркуляцию воды в местной системе $\Delta H_{сист}$.

Здание *VI* (см. рис. 8.5) высотой $H_{VI}=35$ м имеет следующие условия присоединения: $H_{ст}=40$ м, т. е. на 5 м больше высоты здания; $H_{о}=46$ м. Следовательно, как пьезометрический статический напор, так и напор в обратной линии меньше напора, соответствующего прочности чугунных радиаторов ($H_{доп}=60$ м). Располагаемый напор в месте присоединения $\Delta H=8$ м. Ввиду малого располагаемого напора здание присоединяем с установкой смесительного насоса на перемычке. Схема присоединения и график напоров показаны на рис. 8.6, *б*. Подмешивающий насос развивает напор $H_{н}$, соответствующий гидравлическому сопротивлению системы отопления, т. е. $H_{н}=\Delta H_{сист}$. Оставшийся избыточный напор на вводе $\Delta H_{д}$ срабатывается на дроссельной диафрагме или на клапане регулятора.

При статическом режиме тепловой сети возможно непосредственное

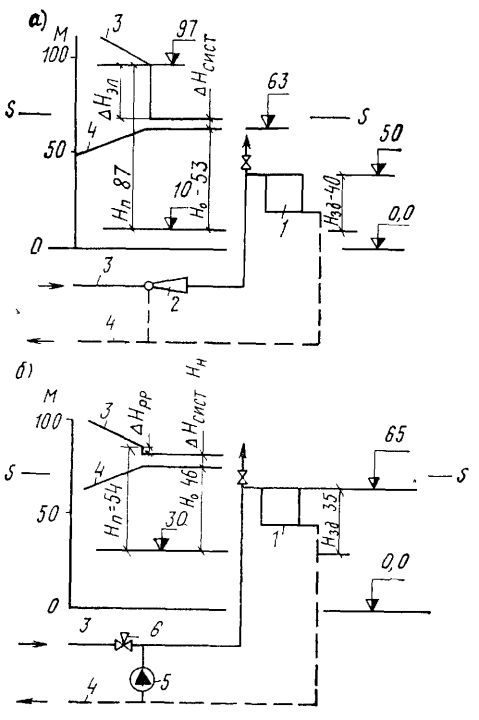


Рис. 8.6 Зависимые схемы присоединения систем отопления зданий к тепловой сети
а — с элеватором (здание *III* на рис. 8.5); *б* — с подмешивающим насосом на перемычке (здание *VI* на рис. 8.5); *1* — система отопления; *2* — элеватор; *3* — подающая линия; *4* — обратная линия; *5* — насос; *6* — регулятор расхода; $H_п$, $H_о$ — напоры в подающей и обратной линиях, м, $H_н$ — напор, создаваемый насосом, м; $H_{зд}$ — высота здания, м; $\Delta H_{эл}$, $\Delta H_{сист}$, $\Delta H_д$ — потери напора в элеваторе, системе отопления здания и в дроссельном клапане РР; *S—S* — линия полного статического напора в тепловой сети (все геодезические отметки и размеры даны в м)

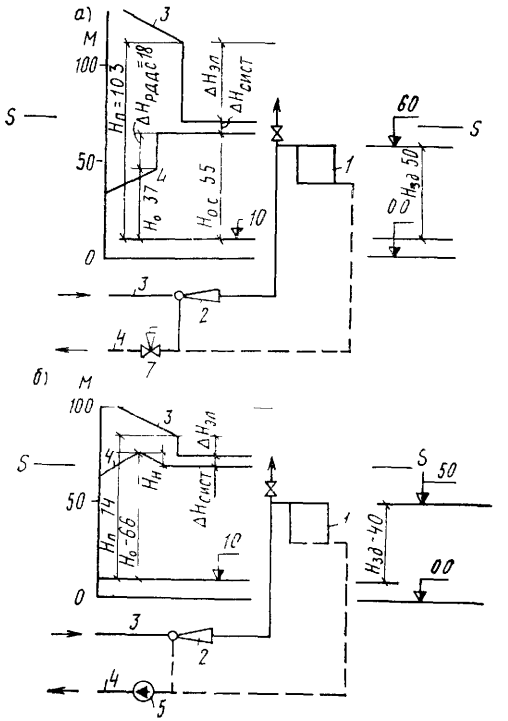


Рис 8.7. Зависимые схемы присоединения систем отопления зданий к тепловой сети
а — с регулятором давления «до себя» РДДС (регулятором подпора) (здание *II* на рис. 8.5); *б* — с насосом на обратной линии и элеватором (здание *IV* на рис. 8.5); *1—6* — обозначения см. на рис 8 б; *7* — регулятор давления РДДС

присоединение здания *II* (см. рис. 8.5), так как $H_{ст}=60$ м, а $H_{II}=50$ м. Располагаемый напор достаточен для работы элеватора: $\Delta H=113-47=66$ м. Только пьезометрический напор в обратной линии сети ниже требуемого из условия заполнения системы водой: $H_о=37$ м $<H_{II}+5=50+5=55$ м. Учитывая большой располагаемый напор в тепловой сети в месте присоединения здания, можно на обратной линии в узле присоединения установить регулятор давления «до себя» РДДС (регулятор подпора). На регуляторе будет срабатываться напор и тем самым повышаться давление в обратной линии системы отопления перед РДДС. Величина срабатываемого напора должна быть не меньше разности высоты здания плюс 5 м и пьезометрического напора в обратной линии, т. е. $\Delta H_{РДДС}\geqslant H_{II}+5-H_о=55-37=18$ м. На рис. 8.7, *а* показана схема присоединения системы отопления здания к тепловой сети и график напоров. Оставшийся располагаемый напор в 66—18=48 м достаточен для работы элеватора.

Для здания *IV* высотой $H_{IV}=40$ м при статическом режиме возможно зависимое присоединение к тепловой сети ($H_{ст}=60$ м). Однако пьезометрический напор в обратной линии составляет $H_о=66$ м, т. е.

больше допустимого в 60 м. В принципе для таких условий возможно зависимое присоединение, если ли снизить напор в обратной линии путем установки насоса в узле присоединения здания. Насос должен создавать напор не менее разности пьезометрического напора в обратной линии и статического напора: $H_н = H_о - H_{ст} = 66 - 60 = 6$ м. В результате работы насоса увеличится располагаемый напор в узле присоединения до $\Delta H = 8 + 6 = 14$ м, что позволит осуществить присоединение через элеватор Схема присоединения и график напоров показаны на рис 8 7,*б* Такое присоединение имеет один весьма существенный недостаток При остановке насоса на вводе здание попадает под пьезометрический гидродинамический напор в обратной линии $H_о = 66$ м, превышающий допустимый $H_{доп} = 60$ м. Это может привести к разрыву чугунных радиаторов в первом этаже. Учитывая изложенное такое присоединение осуществлять нельзя. Здание *IV* следует присоединить по независимой схеме через водоводяной подогреватель с циркуляционным насосом в местной системе отопления. Схема такого присоединения и график напоров показаны на рис. 8.8.

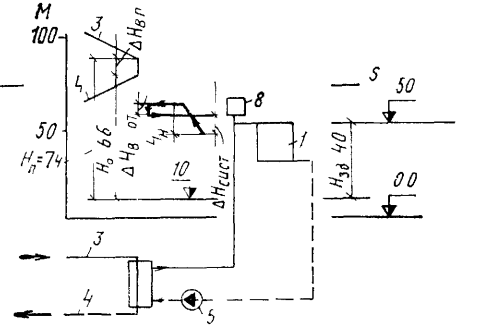


Рис 8 8 Независимая схема присоединения системы отопления зданий к тепловой сети (здание *IV* на рис 8 5) $\Delta H_{в\,п}$, $\Delta H_{в\,п\,от}$ — потери напора в водоводяном подогревателе в системе теплоснабжения и в системе отопления здания· *1* — *6* — обозначения см. на рис 8.6; *8* — расширительный бак

Для здания *I* высотой $H_I = 50$ м (см. рис 8.5) статический напор $H_{ст} = 70$ м, т. е. превышает допустимый. Это здание присоединяем по независимой схеме, аналогичной изображенной на рис. 8.8.

Полный статический напор, создаваемый системой отопления здания *V* высотой $H_V = 50$ м, равен 80 м, т. е. превышает уровень в 70 м, установленный для всего теплоснабжаемого района. В связи с этим его присоединяем также по независимой схеме через водоводяной подогреватель

§ 41. РАЗРАБОТКА ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКОГО ГРАФИКА ПРИ СЛОЖНОМ РЕЛЬЕФЕ МЕСТНОСТИ И ПРОТЯЖЕННЫХ ТЕПЛОВЫХ СЕТЯХ

Пьезометрический график разрабатывают для двух режимов. Во-первых, для статического режима, когда в системе теплоснабжения отсутствует циркуляция воды. Считают, что система заполнена водой с температурой 100°С, тем самым исключается необходимость поддержания избыточного давления в теплопроводах во избежание вскипания теплоносителя. Во-вторых, для гидродинамического режима — при наличии циркуляции теплоносителя в системе.

Разработку графика начинают со статического режима. Первоначально изыскивают возможность такого расположения на графике линии полного статического давления, чтобы всех абонентов можно было присоединить к тепловой сети по зависимой схеме. Для этого статическое давление не должно превышать допустимого из условия прочности абонентских установок и должно обеспечивать заполнение водой местных систем. Наличие общей статической зоны для всей системы теплоснабжения упрощает ее эксплуатацию и повышает ее надежность. Установить единый уровень статического давления удается лишь при спокойном рельефе местности теплоснабжаемого района. При наличии значительной разности геодезических отметок земли установление общей

статической зоны оказывается невозможным по следующим причинам. Наинизшее положение уровня статического давления определяется из условий заполнения водой местных систем и обеспечения в верхних точках систем наиболее высоких зданий, расположенных в зоне наибольших геодезических отметок, избыточного давления не менее 0,05 МПа. Такое давление оказывается недопустимо высоким для зданий, расположенных в той части района, который имеет наиболее низкие геодезические отметки. При таких условиях возникает необходимость разделения системы теплоснабжения на две статические зоны. Одна зона для части теплоснабжаемого района с низкими геодезическими отметками, другая — с высокими.

На рис. 89 показаны пьезометрический график и принципиальная схема системы теплоснабжения района, имеющего значительную разность геодезических отметок уровня земли (40 м). Часть района, прилегающая к источнику теплоснабжения, имеет нулевые геодезические отметки, в периферийной части района отметки составляют 40 м. Высота зданий 30 и 45 м. Для возможности заполнения водой систем отопления зданий *III* и *IV*, расположенных на отметке 40 м и создания в верхних точках систем избыточного напора в 5 м уровень полного статического напора должен быть расположен на отметке 75 м (линия $S_2 - S_2$). В этом случае статический напор будет равен 35 м. Однако напор в 75 м недопустим для зданий *I* и *II*, расположенных на нулевой отметке Для них допустимое наивысшее положение уровня полного статического

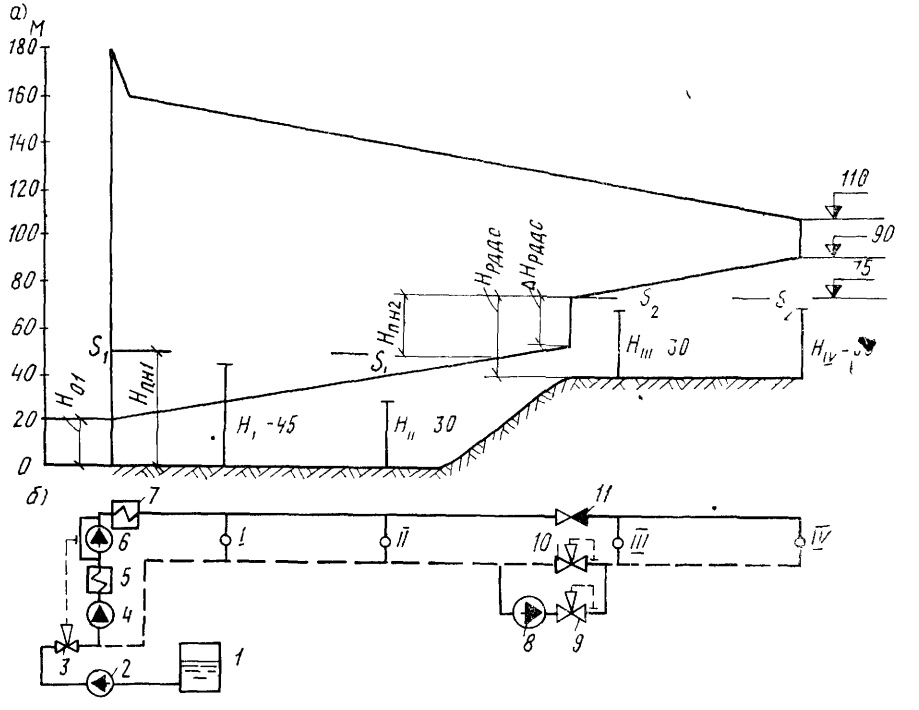


Рис 89 Система теплоснабжения, разделенная на две статические зоны

а — пьезометрический график, *б* — принципиальная схема системы теплоснабжения, $S_1 - S_1$ — линия полного статического напора нижней зоны, $S_2 - S_2$ — линия полного статического напора верхней зоны, $H_{пн1}$ — напор, развиваемый подпиточным насосом нижней зоны, $H_{пн2}$ — напор, развиваемый подпиточным насосом верхней зоны, $H_{РДДС}$ — напор, на который настроены регуляторы РДДС *(10)* и РД2 *(9)*, $\Delta H_{РДДС}$ — напор, срабатываемый на клапане регулятора РДДС при гидродинамическом режиме, *I—IV* — абоненты, *1* — бак подпиточной воды, *2, 3* — подпиточный насос и регулятор подпитки нижней зоны, *4* — предвключенный насос, *5* — теплофикационные пароводяные подогреватели, *6* — сетевой насос, *7* — пиковый водогрейный котел, *8, 9* — подпиточный насос и регулятор подпитки верхней зоны, *10* — регулятор давления «до себя» РДДС *11* — обратный клапан

давления соответствует отметке 60 м. Таким образом, в рассматриваемых условиях установить общую статическую зону для всей системы теплоснабжения нельзя.

Возможным решением является разделение системы теплоснабжения на две зоны с различными уровнями полных статических напоров — на нижнюю с уровнем в 50 м (линия $S_1 - S_1$) и верхнюю с уровнем в 75 м (линия $S_2 - S_2$). При таком решении всех потребителей можно присоединить к системе теплоснабжения по зависимой схеме, так как статические напоры в нижней и верхней зонах находятся в допустимых границах.

Чтобы при прекращении циркуляции воды в системе уровни статических давлений установились в соответствии с принятыми двумя зонами, в месте их соединения располагают разделительное устройство (см. рис. 8.9, *б*). Это устройство защищает тепловую сеть от повышенного давления при остановке циркуляционных насосов, автоматически рассекая ее на две гидравлически независимые зоны: верхнюю и нижнюю.

При остановке циркуляционных насосов падение давления в обратном трубопроводе верхней зоны предотвращает регулятор давления «до себя» РДДС 10, поддерживающий постоянным заданный напор $H_{\text{РДДС}}$ в точке отбора импульса. При падении давления он закрывается. Падение давления в подающей линии предотвращает установленный на ней обратный клапан *11*, который также закрывается. Таким образом, РДДС и обратный клапан рассекают теплосеть на две зоны. Для подпитки верхней зоны установлены подпиточный насос *8*, который забирает воду из нижней зоны и подает в верхнюю, и регулятор подпитки *9*. Напор, развиваемый насосом, равен разности гидростатических напоров верхней и нижней зон. Подпитку нижней зоны осуществляет подпиточный насос *2* и регулятор подпитки *3*.

Регулятор РДДС настроен на напор $H_{\text{РДДС}}$ (см. рис. 8.9, *а*). На этот же напор настроен регулятор подпитки РД2.

При гидродинамическом режиме регулятор РДДС поддерживает напор на том же уровне. В начале сети подпиточный насос с регулятором поддерживают напор H_{01}. Разность этих напоров тратится на преодоление гидравлических сопротивлений в обратном трубопроводе между разделительным устройством и циркуляционным насосом источника тепла, остальная часть напора срабатывается в дроссельной подстанции на клапане РДДС. На рис. 8.9, *а* эта часть напора показана величиной $\Delta H_{\text{РДДС}}$. Дроссельная подстанция при гидродинамическом режиме позволяет поддерживать давление в обратной линии верхней зоны не ниже принятого уровня статического давления $S_2 - S_2$.

Пьезометрические линии, соответствующие гидродинамическому режиму, показаны на рис. 8.9, *а*. Наибольшее давление в обратном трубопроводе у потребителя *IV* составляет 90—40=50 м, что допустимо. Напор в обратной линии нижней зоны также находится в допустимых границах.

В подающем трубопроводе максимальный напор после источника тепла равен 160 м, что не превышает допустимого из условия прочности труб. Минимальный пьезометрический напор в подающем трубопроводе 110 м, что обеспечивает невскипание высокотемпературного теплоносителя, так как при расчетной температуре 150°С минимальное допустимое давление равно 40 м.

Таким образом, разработанный для статического и гидродинамического режимов пьезометрический график обеспечивает возможность присоединения всех абонентов по зависимой схеме.

Другим возможным решением гидростатического режима системы теплоснабжения, показанной на рис. 8.9, является присоединение части абонентов по независимой схеме. Здесь могут быть два варианта. Первый вариант — установить общий уровень статического давления на от-

метке 50 м (линия $S_1 — S_1$), а здания, расположенные на верхних геодезических отметках, присоединить по независимой схеме. В этом случае статический напор в водоводяных отопительных подогревателях зданий верхней зоны со стороны греющего теплоносителя составит 50—40= =10 м, а со стороны нагреваемого теплоносителя определится высотой зданий. Второй вариант — установить общий уровень статического давления на отметке 75 м (линия $S_2 — S_2$) с присоединением зданий верхней зоны по зависимой схеме, а зданий нижней зоны — по независимой. В этом случае статический напор в водоводяных подогревателях со стороны греющего теплоносителя будет равен 75 м, т. е. меньше допустимой величины (100 м).

При спокойном рельефе местности, но большой протяженности тепловых сетей возникает необходимость в установке насосных подкачивающих подстанций на подающей и обратной линиях. Это связано с тем, что допустимые потери давления в подающем и обратном трубопроводах оказываются недостаточными для обеспечения оптимальных гидравлических уклонов, а их увеличение путем установки циркуляционных насосов, развивающих большие напоры, невозможно из условия прочности трубопроводов и оборудования. При установке подкачивающих подстанций по трассе тепловой сети увеличивается общий напор насосов, обеспечивающий циркуляцию воды в системе, увеличиваются гидравлические уклоны при неизменном положении верхней и нижней границ напоров в подающем и обратном трубопроводах. Установка подкачивающих подстанций позволяет также увеличить пропускную способность действующей системы теплоснабжения.

На рис. 8.10 вверху приведен пьезометрический график тепловой сети большой протяженности, а внизу показано расположение источника тепла, трубопроводов и подкачивающих станций. Если при сохранении нагрузки тепловой сети и уклонов пьезометрических линий ограничиться только установкой циркуляционных насосов на станции, тогда они должны развивать напор 140+40+40=220 м. Максимальный пьезометрический напор в начале сети составит 210 м, что недопустимо из условия прочности трубопроводов. Такой пьезометрический график показан на рис. 8.10 пунктиром. Напор в обратной линии в конце магистрали составляет 100 м, что не позволяет присоединять потребителей по зависимой схеме. Этот напор является предельным при независимом при-

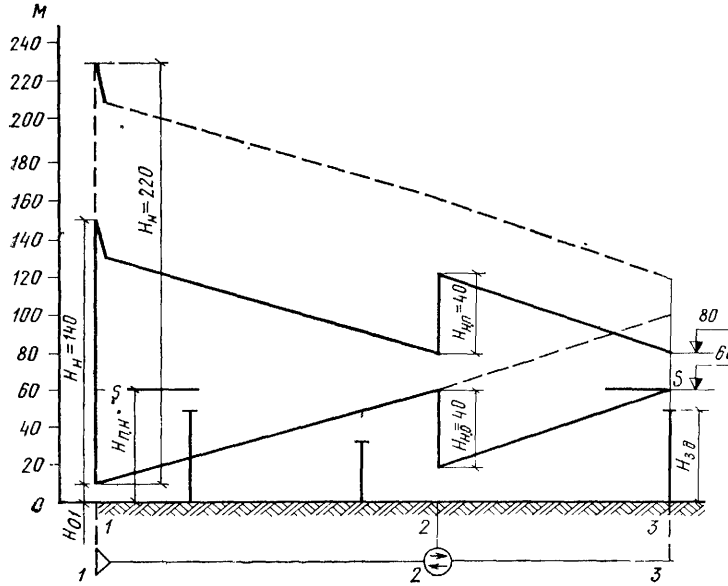


Рис. 8.10. Пьезометрический график тепловой сети большой протяженности

1 — источник тепла; *2* — место расположения подкачивающих насосов на подающем и обратном теплопроводах; *3* — концевой абонент; $S — S$ — линия полного статического напора; $H_н$, $H_{п.и}$ $H_{н.п}$, $H_{н.о}$ — напоры, развиваемые насосами: сетевым, подпиточным, подкачивающим на подающей линии, подкачивающим на обратной линии; $H_{зд}$ — высота зданий

соединении. При установке насосных подстанций напор циркуляционного насоса источника тепла снижается до 140 м, а максимальный напор в начале сети до 130 м, т. е. до допустимого. При этом снижение напора в подающем трубопроводе между источником тепла и насосной подстанцией не вызывает недопустимого снижения напора в концевой части сети. Подкачивающие насосы повышают в этой зоне напор с 80 до 120 м. В результате такого решения напор в подающем трубопроводе изменяется в пределах от 80 до 130 м.

Подстанция на обратной линии снижает давление в концевой части сети между подстанцией и абонентом *3*. В этой зоне напор в обратной линии не превышает допустимой величины в 60 м.

Таким образом, в результате установки подкачивающих насосных подстанций на тепловой сети большой протяженности удается выдержать расположение пьезометрических линий как в подающем, так и в обратном трубопроводах в допустимых границах при сохранении экономически обоснованного удельного падения давления.

В случае понижения рельефа местности от источника тепла существенно возрастает давление в обратной линии периферийной зоны района и оно может выйти за допустимые границы. Для снижения давления в этой части обратной линии на ней устанавливают подкачивающую насосную подстанцию. Такой случай показан на рис. 8.11. Если не устанавливать насосной подстанции на обратной линии, тогда напор у концевого абонента *3* будет равен 60+30=90 м, что не позволит осуществить зависимое присоединение. Пьезометрические линии подающего и обратного теплопроводов для системы без подкачивающей подстанции при развиваемом циркуляционным насосом напоре 130+30=160 м показаны на рис. 8.11 пунктиром. Максимальный напор в подающей линии оказывается равным 140+30=170 м, т. е. превышает допустимый (160 м). В результате установки на обратном теплопроводе подкачивающих насосов пьезометрическая линия подающего теплопровода эквидистантно опускается на 30 м, а давление в обратном теплопроводе между насосной подстанцией и концевым абонентом оказывается в зоне допустимых значений.

Если понижение рельефа местности от источника тепла значительно, тогда может возникнуть такая ситуация, когда будет необходимо разде-

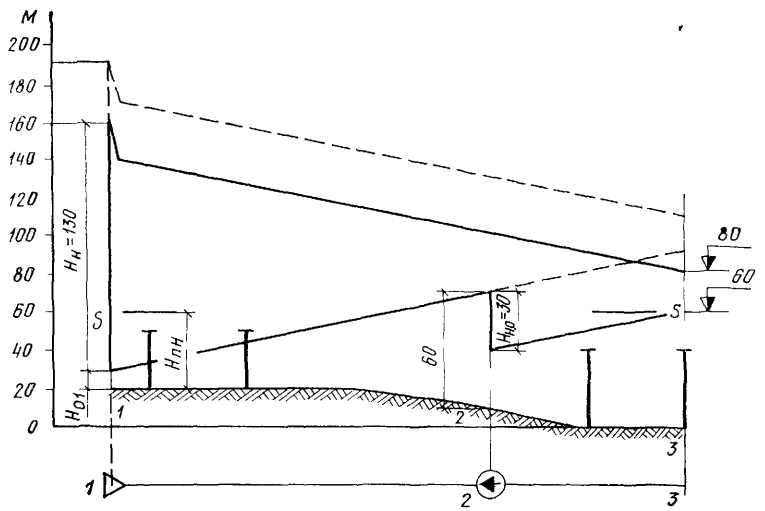


Рис. 8.11. Пьезометрический график тепловой сети при понижающемся от источника тепла рельефе местности

1 — источник тепла, *2* — место расположения подкачивающего насоса на обратном теплопроводе; *3* — концевой абонент, *S* — *S* — линия полного статического напора, $H_н$, $H_{пн}$, $H_{нн.о}$ — напоры, развиваемые сетевым, подпиточным и подкачивающим насосом на обратной линии

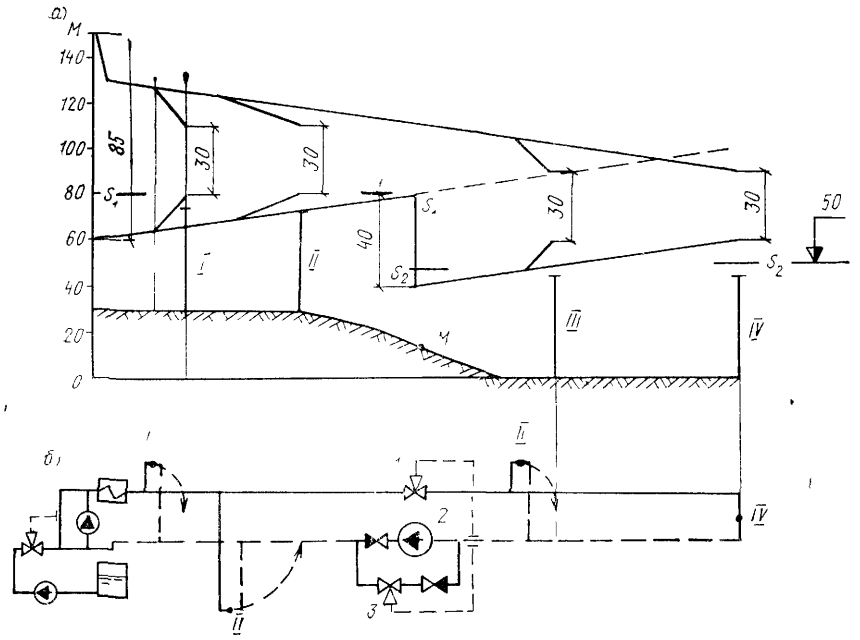


Рис. 8 12. Пьезометрический график тепловой сети при значительно снижающемся рельефе местности от источника тепла и разделении системы на две статические зоны

а — пьезометрический график, *б* — принципиальная схема системы теплоснабжения; *I—IV* — абоненты; $S_1 - S_1$ — линия полного статического напора в верхней зоне; $S_2 - S_2$ — линия полного статического напора в нижней зоне; *1* — автомат рассечки; *2* — подкачивающий насос; *3* — регулятор подпитки нижней зоны

лить систему на две статические зоны: верхнюю вблизи источника и нижнюю на периферии. Такой случай показан на рис. 8.12. Чтобы снизить давление в обратной линии в концевой части магистрали в точке *M* установлена насосная подкачивающая подстанция. Насосы развивают напор в 40 м. Это позволяет снизить напор, развиваемый сетевыми насосами, до 85 м и соответственно снизить давление в подающей линии.

Тепловая сеть разделена на две статические зоны: верхнюю вблизи источника тепла с пьезометрическим напором в 50 м и нижнюю в периферийной части сети с пьезометрическим напором в 50 м. Для разделения сети при остановке насосов на две статические зоны на подающей линии установлен автомат рассечки *1*, а на обратной линии — обратный клапан. При остановке насосов давление в трубопроводах начинает выравниваться и растет давление в обратном трубопроводе на участке от насосной подстанции до концевой точки *IV*. Рост давления передается по импульсной трубке к регулятору, управляющему клапаном рассечки, клапан закрывается и гидравлически разобщает подающую линию на две зоны. Переток воды из верхней зоны в нижнюю предотвращает обратный клапан, установленный на обратной линии. В результате при статическом режиме сеть будет разделена на две зоны с уровнями $S_1 - S_1$ и $S_2 - S_2$.

Поддержание статического уровня верхней зоны обеспечивает подпиточное устройство источника тепла. Поддержание статического уровня нижней зоны обеспечивает двухимпульсный дроссельный клапан *3*. Основным импульсом является давление в обратной линии, разрешающим — давление в подающей линии нижней зоны.

§ 42. ПЕРЕМЕННЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ ЗАКРЫТЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ

Диаметры теплопроводов и оборудования тепловой сети должны быть подобраны так, чтобы при переменных гидравлических режимах во все тепловые пункты и абонентские системы подавались расходы воды в соответствии с их тепловыми нагрузками. Методы обеспечения требуемых гидравлических режимов зависят от того, автоматизирована система теплоснабжения или нет.

Если система теплоснабжения автоматизирована, тогда при переменных гидравлических режимах автоматические регуляторы давления, расхода и температуры обеспечивают подачу потребителям необходимого количества теплоносителя. При разработке гидравлического режима необходимо обеспечить лишь одно главное условие: располагаемые напоры перед абонентами и тепловыми пунктами в любом случае должны быть не менее необходимых из условия нормальной работы теплопотребляющих установок. Если располагаемые напоры оказываются больше минимально необходимых, тогда избыточный напор будет дросселироваться на клапанах регуляторов и потребители получат необходимое количество воды. Если же располагаемые напоры будут недостаточны, тогда клапаны регуляторов полностью откроются и регуляторы превратятся в постоянные гидравлические сопротивления. Регулирование подачей теплоносителя прекратится и абоненты будут получать расходы воды в зависимости от соотношения гидравлических сопротивлений элементов тепловой сети, а не в зависимости от их тепловой нагрузки.

Если система теплоснабжения не автоматизирована, тогда потокораспределение в сети зависит только от ее конфигурации, гидравлических сопротивлений элементов и условий питания. Закрытая тепловая сеть представляет собой замкнутую кольцевую систему, расходы воды в элементах которой определяются обычными методами расчета кольцевых сетей. При включении в систему или выключении из нее отдельных потребителей, а также при изменении гидравлических сопротивлений потребителей в тепловой сети возникает разрегулировка, захватывающая всех потребителей системы. Это является следствием одного из основных свойств кольцевых сетей: изменение гидравлического сопротивления одного из элементов сети влечет за собой перераспределение потоков во всей системе.

С позиций изучения гидравлического режима систему теплоснабжения следует разделить на две части: тепловые сети, по которым движется и распределяется теплоноситель, и абоненты. Каждая из этих частей характеризуется своим гидравлическим сопротивлением. Напор, развиваемый сетевым насосом, $H_н$ расходуется на преодоление этих гидравлических сопротивлений ($\Delta H_{сети}$ и $\Delta H_{аб}$). В зависимости от числа включенных в сеть абонентов расход воды в сети может изменяться от максимального до минимального. Соответственно и потери напора в сети будут изменяться от расчетных до минимальных. В предельном случае, когда все абоненты, за исключением одного, отключены от сети, расход воды по сети практически будет равен нулю. Таким образом, в пределе, если считать приближенно, что насос развивает постоянный напор ($H_н = \text{const}$), располагаемый напор перед абонентами будет изменяться от $\Delta H_1 = \Delta H_{сети} + \Delta H_{аб}$ до $\Delta H_2 = \Delta H_{аб}$. Это приведет к соответствующему изменению расхода воды у абонентов, т. е. разрегулированию системы. Очевидно, что чем меньше $\Delta H_{сети}$ по сравнению с $\Delta H_{аб}$, тем меньше разрегулирование системы, т. е. тем она более гидравлически устойчива. Если потери напора в сети ничтожно малы, что возможно при очень больших диаметрах теплопроводов, тогда система будет обладать очень высокой гидравлической устойчивостью. Однако такая система будет характеризоваться значительными капитальными вложениями, так как

наиболее дорогая часть системы — тепловая сеть — выполняется с большими диаметрами. Повысить гидравлическую устойчивость системы можно путем увеличения напора сетевого насоса без изменения диаметров сети. Но в этом случае увеличится расход энергии на перекачку теплоносителя.

Следовательно, повышение гидравлической устойчивости системы теплоснабжения требует дополнительных затрат. Вместе с тем для неавтоматизированных систем повышение их гидравлической устойчивости является единственным эффективным средством, обеспечивающим требуемые гидравлические режимы при переменных условиях работы, а следовательно, и подачу потребителям расходов воды в соответствии с их тепловыми нагрузками.

Количественно гидравлическую устойчивость системы оценивают коэффициентом гидравлической устойчивости:

$$K = \frac{\Delta H_{аб}}{\Delta H_{сети} + \Delta H_{аб}} = \frac{\Delta H_{аб}}{H_н}, \qquad (8.7)$$

где $\Delta H_{аб}$ — потери напора в абонентской системе, включая потери в соплах элеваторов и дроссельных диафрагмах; $\Delta H_{сети}$ — потери напора в тепловой сети; $H_н$ — напор, развиваемый сетевым насосом.

Максимальное разрегулирование системы характеризуется максимальным изменением расхода воды у потребителей, т. е. отношением

$$x = G_x/G_р, \qquad (8.8)$$

где G_x — расход воды у потребителя при разрегулировании системы; $G_р$ — расчетный расход воды у потребителя.

Максимальное разрегулирование будет соответствовать предельному режиму, когда в системе включен один потребитель. В этом случае $\Delta H_{сети} \approx 0$ и располагаемый напор у потребителя будет равен напору сетевого насоса $\Delta H_{аб} \approx H_н$. Расход у абонента пропорционален корню квадратному из располагаемого напора, следовательно:

$$x^{max} = \frac{G_x^{max}}{G_р} = \sqrt{\frac{H_н}{\Delta H_{аб}}} = \frac{1}{\sqrt{K}}. \qquad (8.9)$$

Если при любых режимах гидравлическое разрегулирование отсутствует, тогда при всех режимах $x=1$, а это возможно лишь при $K=1$. Следовательно, для идеализированной абсолютно гидравлически устойчивой системы, когда $\Delta H_{сети}$ равно 0, коэффициент гидравлической устойчивости равен единице.

§ 43. ПЕРЕМЕННЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ ОТКРЫТЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Главная особенность переменного гидравлического режима открытых систем теплоснабжения состоит в том, что при водоразборе по элементам контура тепловой сети движется неодинаковое количество воды. Представим укрупненно, что основной циркуляционный контур системы теплоснабжения состоит из насоса, подающей линии, абонентского узла и обратной линии, которые имеют соответствующие гидравлические сопротивления. В зависимости от сезона в этих элементах будут неодинаковые расходы. Действительно, в период низких наружных температур (близких к расчетной) температура обратной воды после системы отопления будет больше 65°С. В этот период вода для горячего водоснабжения будет отбираться только из обратной линии после системы отопления. При этом по подающей линии достаточно подавать лишь отопительный расход, по обратной линии будет идти отопительный расход минус расход на горячее водоснабжение.

В относительно теплый период, когда наружная температура превы-

шает 3—4°С, температура воды в подающей линии поддерживается равной 65°С и отбор воды на горячее водоснабжение осуществляется только из подающей линии до системы отопления. При таком режиме по подающей линии подается расход как на отопление, так и на горячее водоснабжение, а по обратной возвращается только расход, прошедший систему отопления.

В период между этими крайними режимами вода отбирается как из подающей, так и из обратной линий. Соотношение количеств воды, отбираемых из подающей и обратной линий, устанавливается регулирующим клапаном смешения (РКС), работой которого управляет гидравлический регулятор температуры, поддерживающий заданную температуру смешанной воды.

Таким образом, соотношение расходов воды, движущейся по последовательно соединенным элементам циркуляционного контура открытой системы теплоснабжения, непрерывно изменяется в зависимости от температуры наружного воздуха, что, как уже отмечалось, и составляет главную особенность ее переменных гидравлических режимов.

Рассмотрим подробнее переменный гидравлический режим открытой системы теплоснабжения без регуляторов расхода.

Для возможности осуществления в открытых системах теплоснабжения без регуляторов расхода центрального регулирования необходимо, чтобы степень изменения расхода воды, протекающей через системы отопления, для всех абонентов была одинаковой. С известными допущениями можно считать, что такого положения добиваются, устанавливая для всех абонентов полные напоры в подающей и обратной линиях перед узлами присоединения одинаковыми*. В таком случае будут одинаковыми и располагаемые напоры перед всеми абонентами. Этого достигают установкой специально рассчитанных диафрагм на абонентских вводах. Такое регулирование осуществляют при чисто отопительной нагрузке

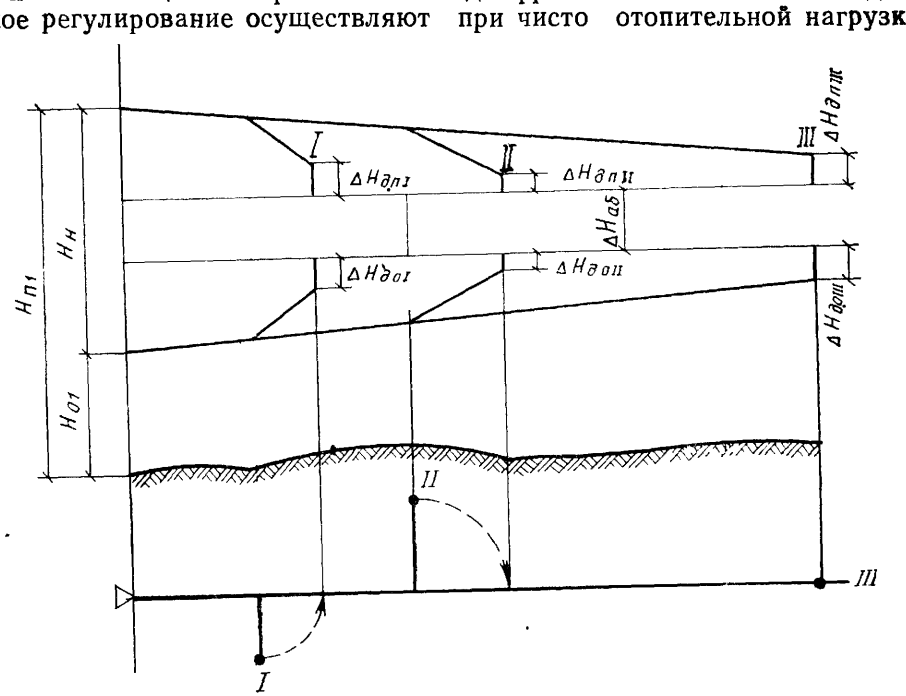


Рис. 8.13. Пьезометрический график открытой системы теплоснабжения с постоянными располагаемыми напорами перед абонентами $\Delta H_{аб}$=const
$\Delta H_{дI}$, $\Delta H_{дII}$, $\Delta H_{дIII}$ — напоры, срабатываемые в диафрагмах перед абонентами *I*, *II*, *III*

* Чистович С. А. Гидравлический режим открытых тепловых сетей с переменным расходом воды. М., Минкомхоз РСФСР, 1955, 96 с.

(рис. 8.13). Принятый расчетный гидравлический режим обеспечивает одинаковую гидравлическую устойчивость для всех абонентов. В связи с этим и при переменных гидравлических режимах их разрегулирование будет также примерно одинаковым. Если гидравлическая устойчивость абонентов различная (перед ними различные располагаемые напоры), тогда при изменении расхода воды в тепловой сети гидравлическое разрегулирование у отдельных абонентов будет также различным. Относительное изменение расхода теплоносителя у абонентов с большой гидравлической устойчивостью будет меньше, чем у абонентов с малой гидравлической устойчивостью.

С началом водоразбора при постоянном напоре сетевого насоса расход воды в магистралях изменяется, изменяются располагаемые напоры перед абонентами и расходы воды на отопление. Если предположить, что режим водоразбора у всех потребителей в течение суток изменяется одинаково, тогда и изменение подачи воды во все системы отопления будет также одинаковым. В реальных условиях режим потребления горячей воды у абонентов не совпадает, что приводит к различному изменению подачи воды для отопления зданий. В результате возникает некоторый разброс в разрегулировании отопительных систем. Вместе с тем с известным приближением можно вести расчет по осредненному значению изменения расхода воды на отопление, которое рассматривается как представительная величина для всех абонентов.

На рис. 8.14 показан пьезометрический график и схема открытой системы теплоснабжения без регуляторов расхода. На абонентском вводе установлены диафрагмы $Д$ (на подающей и обратной линиях), на которых срабатываются напоры $\Delta H_{дп}$, $\Delta H_{до}$. Диафрагмы рассчитаны так, чтобы полные напоры как в подающей линии $H_п$, так и в обратной $H_о$ были одинаковыми для всех абонентов, тогда будут одинаковыми и все располагаемые напоры $\Delta H_{аб}$. Режимы всех остальных абонентов (на рисунке они не показаны) отрегулированы аналогично. Расчетному ре-

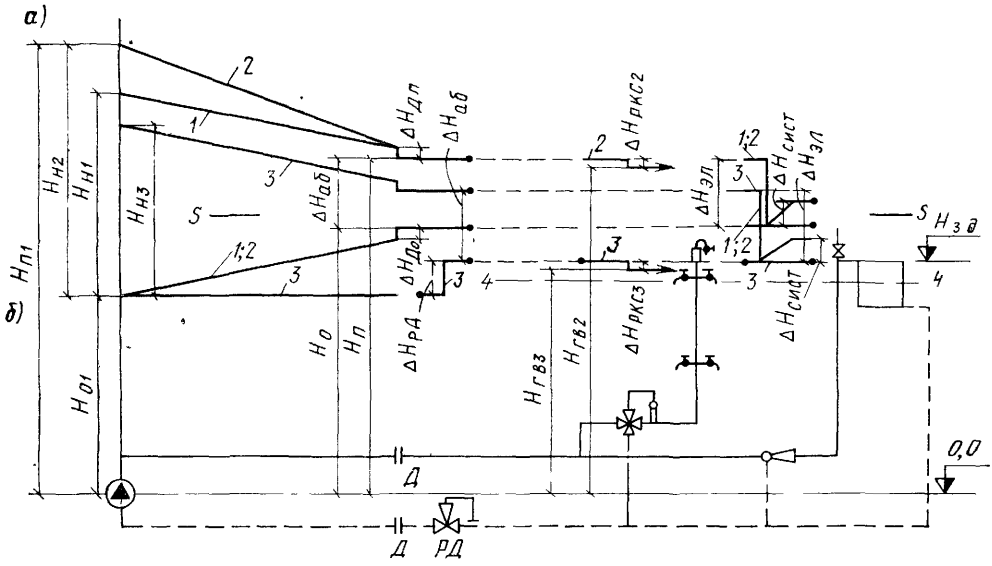


Рис. 8.14. Пьезометрический график (*а*) и схема (*б*) открытой системы теплоснабжения без регуляторов расхода (напор сетевого насоса переменный)

1 — пьезометрические линии, соответствующие первоначальной регулировке системы при чисто отопительной нагрузке; *2* — пьезометрические линии при водоразборе только из подающего теплопровода ($a=1$); *3* — то же, только из обратного теплопровода при $V_{г.в}=V_{от}$; *4* — уровень напора при опорожнении местных систем; $\Delta H_{аб}$, $\Delta H_{эл}$ — располагаемые напоры перед абонентами и элеваторами, $\Delta H_{сист}$, $\Delta H_{РД}$, $\Delta H_{РКС}$, $\Delta H_{д}$ — потери напора в системе отопления, на клапанах *РД* и *РКС* и на дроссельной диафрагме *Д* (подпиточное устройство на рисунке условно не показано)

жиму соответствует пьезометрическая линия *1*, когда отсутствует водоразбор и по магистралям подается только отопительный расход. Располагаемый напор перед элеватором $\Delta H_{эл}$ (практически равный $\Delta H_{аб}$) срабатывается при истечении теплоносителя из его сопла. Элеватор создает избыточный напор, равный потерям напора в системе отопления $\Delta H_{сист.}$

Рассмотрим пьезометрические линии, соответствующие крайним режимам: водоразбору только из подающей линии и водоразбору только из обратной линии. Будем предполагать, что напор циркуляционного насоса изменяется так, чтобы располагаемый напор перед абонентами сохранялся неизменным, равным $\Delta H_{аб}$.

При первом крайнем режиме водоразбор осуществляется только из подающего теплопровода $[a = V_{г.в\,п}/(V_{г.в.п} + V_{г.в.о}) = 1]$, поэтому по нему идет расход, равный $V_{г.в} + V_{от}$. Соответственно возрастают гидравлические потери и на величину этих потерь следует повысить напор насоса. Этому режиму соответствуют линии *2*. Напор насоса изменяется с $H_{н1}$ до $H_{н2}$. Горячая вода отбирается через регулятор *РКС*, на открытом клапане которого срабатывается напор $\Delta H_{РКС2}$. Напор в системе горячего водоснабжения равен $H_{г.в2}$. По обратному теплопроводу движется отопительный расход.

При водоразборе только из обратной линии ($a = 0$) по подающей линии идет лишь отогительный расход. Расход воды в обратном теплопроводе уменьшается и пьезометрическая линия делается положе. Для предотвращения недопустимого снижения напора в обратной линии и опорожнения местных систем установлен клапан подпора *РД*. В предельном режиме, когда $V_{г.в} = V_{от}$, клапан *РД* закрыт, давление в местных системах обеспечивает их заполнение, движение воды в обратном теплопроводе прекращается, пьезометрическая линия занимает горизонтальное положение, напор в системе горячего водоснабжения равен $H_{г3}$. Этот режим показан линиями *3*. Для сохранения в этом режиме постоянного располагаемого напора перед абонентами $\Delta H_{аб}$ напор насоса должен быть уменьшен до $H_{н3}$. При дальнейшем увеличении водоразбора, когда $V_{г.в} > V_{от}$, начнет падать уровень воды в системе и произойдет нарушение работы.

При водоразборе как из подающего, так и из обратного теплопроводов пьезометрические линии будут занимать промежуточные положения, а требуемый напор насоса $H_{нх}$ будет изменяться от $H_{н2}$ до $H_{н3}$. И в промежуточных режимах при $(1 - a)\ V_{г.в} > V_{от}$ произойдет опорожнение и нарушение работы местных систем.

На рис. 8.15 показана условная схема открытой системы теплоснабжения, изображенная таким образом, чтобы наиболее ярко подчеркнуть ее гидравлические характеристики и изменение движения воды по ее элементам. Источник тепла представлен насосом *Н*, подающий и обрат-

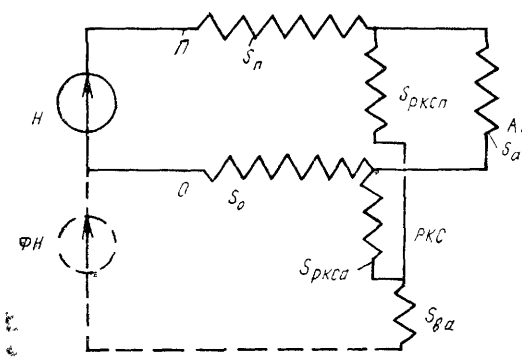


Рис 8.15 Условная схема открытой системы теплоснабжения
П, О, Аб — подающий теплопровод, обратный теплопровод, абонентский ввод; $S_п$, $S_о$, $S_{аб}$, $S_{РКСп}$, $S_{РКСо}$, $S_{в\,а}$ — гидравлические сопротивления подающего и обратного теплопроводов, абонента (системы отопления), клапана РКС по подающей и обратной линии и водоразборной арматуры; *Н* — циркуляционный насос, *ФН* — фиктивный насос

ный теплопроводы, а также система отопления изображены гидравлическими сопротивлениями $S_п$, $S_о$, $S_{аб}$. Система открытого водоразбора отражена переменными сопротивлениями клапана *РКС* и сопротивлением водоразборной арматуры. Так как вода при водоразборе свободно изливается в атмосферу, для получения гидравлически замкнутой системы вводим фиктивный насос *ФН*. Такая схема позволяет рассчитать любой гидравлический режим, а также по известному водоразбору определить гидравлическое сопротивление циркуляционного контура, проходящего через клапан *РКС*, или по его сопротивлению определить водоразбор.

Рассмотрим гидравлический режим в открытой системе теплоснабжения без регуляторов расхода и при поддержании напора сетевого насоса постоянным. Как и в предыдущем случае система отлаживается на чисто отопительный расход, причем перед всеми абонентами устанавливается постоянный располагаемый напор $\Delta H_{аб}$. При отсутствии водоразбора вся вода циркулирует через систему отопления, через гидравлические сопротивления $S_п$, $S_{аб}$, $S_о$.

При водоразборе только из подающего трубопровода ($a=1$) в схему включается параллельный системе отопления циркуляционный контур, проходящий через клапан *РКС*, общее гидравлическое сопротивление системы уменьшается, по подающему теплопроводу идет повышенный расход теплоносителя (больше отопительного) и пьезометрические линии располагаются круче. Но, так как напор, развиваемый сетевым насосом, постоянен (считаем, что характеристика насоса пологая), с увеличением потерь в подающем теплопроводе возможные потери напора у абонента и в обратном теплопроводе уменьшаются, что приводит к уменьшению расхода воды через систему отопления.

При увеличении водоразбора будет уменьшаться гидравлическое сопротивление контура *РКС*, увеличиваться расход воды из подающей линии, будут увеличиваться потери напора в ней, уменьшаться располагаемый напор у абонента, потери напора в обратном трубопроводе и напор в обратной линии. При достижении предельного уровня $H_{зд}$ из условия залива местных систем водой, падение напора прекратится в результате прикрытия клапана регулятора подпора, на котором будет сработан на-

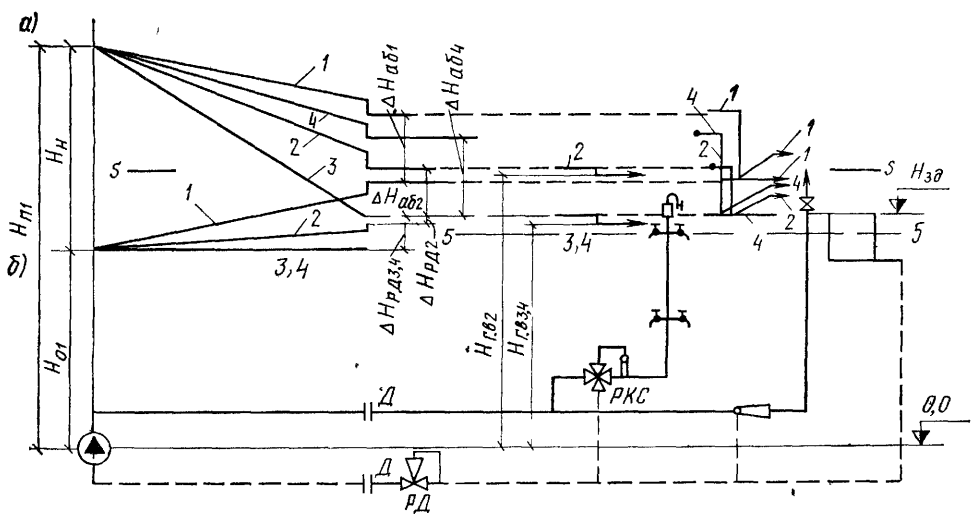


Рис. 8 16. Пьезометрический график (*а*) и схема (*б*) открытой системы теплоснабжения без регуляторов расхода (напор сетевого насоса постоянный)

1 — пьезометрические линии, соответствующие первоначальной регулировке системы при чисто отопительной нагрузке, *2* — пьезометрические линии при водоразборе только из подающего трубопровода ($a=1$), *3* — предельный режим водоразбора из подающего трубопровода, когда расход на отопление равен нулю ($V_{от}=0$); *4* — предельный режим водоразбора только из обратного трубопровода ($a=0$), *5* — уровень напора при опорожнении местных систем; остальные обозначения те же, что и на рис 8 14

пор $\Delta H_{РД2}$. Промежуточный режим показан на рис. 8.16 линиями *2*. Располагаемый напор перед абонентами уменьшился до $\Delta H_{аб2}$, потери напора в системе отопления также уменьшились. Напор в системе горячего водоснабжения равен $H_{г.в2}$. Он меньше напора в подающей линии *2* на величину потерь в открытом клапане $\Delta H_{РКС2}$. При дальнейшем увеличении водоразбора расход воды через систему отопления будет уменьшаться вплоть до нулевого расхода, когда наступит предельный режим (линия *3*). В подающем и обратном теплопроводах на вводе установится одинаковый напор, равный $H_{зд}$ (высоте здания). Клапан *РД* будет закрыт. Движения воды в обратной магистрали не будет. При этом весь напор $H_{п1} - H_{зд}$ будет истрачен в подающем теплопроводе.

Дальнейшее увеличение водоразбора приводит к опорожнению местных систем.

При водоразборе только из обратного трубопровода ($a=0$) в схему включается параллельный обратному теплопроводу циркуляционный контур, проходящий через клапан *РКС*, общее гидравлическое сопротивление системы уменьшается, по подающему теплопроводу и через систему отопления идет повышенный расход теплоносителя. Расход воды по обратному теплопроводу меньше, чем по подающему на величину водоразбора. Уменьшение расхода воды по обратному теплопроводу приводит к высвобождению дополнительного напора в основном циркуляционном контуре и увеличению в нем циркуляционной воды.

Предельному режиму будет соответствовать водоразбор, равный расходу воды через систему отопления. При этом режиме в обратном теплопроводе абонентского ввода установится напор, соответствующий предельному уровню $H_{зд}$, клапан *РД* закроется и движение воды по обратной магистрали прекратится. Весь напор $H_{п1}-H_{зд}$ будет сработан в подающем теплопроводе и системе отопления.

При этом $V_{от4}$ будет максимальным расходом воды через систему отопления. В системе горячего водоснабжения напор равен $H_{г.в4}$. Этот режим показан линиями *4*. Дальнейшее увеличение водоразбора приведет к нарушению работы местных систем.

Пьезометрические линии промежуточных режимов ($0<a<1$) будут заключаться внутри рассмотренных крайних линий. При этом также может возникнуть предельный режим на границе нарушения работы местных систем. При предельном режиме весь теплоноситель, движущийся от источника тепла, расходуется на горячее водоснабжение. Движение в обратной магистрали прекращается и дальнейшее увеличение водоразбора приводит к нарушению работы местных систем.

Для расчета любого гидравлического режима открытой системы теплоснабжения без регуляторов расхода составим баланс потерь напоров в системе. Расход воды в системе отопления при любом режиме обозначим в долях расчетного расхода, используя относительную величину водяного эквивалента $\overline{W}$:

$$\overline{W} = \frac{W}{W_р} = \frac{V_{от}}{V_{от.р}}, \qquad (8.10)$$

а сопротивления элементов обозначим в долях суммарного гидравлического сопротивления системы $S_{H\Sigma}$:

$$S_{H\Sigma} = S_{H\,п} + S_{H\,о} + S_{H\,аб};$$

$$\overline{S}_{H\,п} = S_{H\,п}/S_{H\Sigma};\quad \overline{S}_{H\,о} = S_{H\,о}/S_{H\Sigma};\quad \overline{S}_{H\,аб} = S_{H\,аб}/S_{H\Sigma}.$$

Уравнение баланса будет иметь следующий вид:

$$H_н = S_{H\,п}\,(\overline{W}V_{от.р} + aV_{г.в})^2 + S_{H\,аб}\,\overline{W}^2 V_{от.р}^2 + S_{H\,о}\,[\overline{W}V_{от.р} - (1-a)\,V_{г.в}]^2 =$$
$$= H_{н.р}\left\{\overline{S}_{H\,п}\,(\overline{W} + a\,\mu)^2 + \overline{S}_{H\,аб}\,\overline{W}^2 + \overline{S}_{H\,о}\,[\overline{W} - (1-a)\,\mu]^2\right\}. \qquad (8.11)$$

Здесь $H_{н.р}=S_{H\Sigma}\,V_{от.р}^2$, $\mu = V_{г.в}/V_{от.р}$.

По уравнению (8.11) можно решить любые задачи по гидравлическому режиму открытых систем теплоснабжения без регуляторов расхода у абонентов. При изучении гидравлических режимов по этому уравнению известными являются следующие величины: $S_{Нп}$, $S_{Наб}$, $S_{Но}$, μ и $V_{от\,р}$. Переменными будут $H_н/H_{н\,р}$, a и $\overline{W}$.

Пример 8 1. Определить разрегулирование отопительной системы при $a=1$, $a=0{,}5$ и $a=0$, если поддерживается постоянный напор насоса, рассчитанный на чисто отопительную нагрузку ($H_н/H_{н\,р}=1$). Система теплоснабжения характеризуется следующими параметрами: $\mu=0{,}5$; $\overline{S}_{Нц}=0{,}5$ (с учетом потерь в теплоприготовительной установке); $\overline{S}_{Но}=0{,}3$; $\overline{S}_{Наб}=0{,}2$

Решение Расчетное уравнение при заданных условиях примет следующий вид:

$$1=0{,}5\ (\overline{W}+a\ 0{,}5)^2+0{,}2\,\overline{W}^2+0{,}3\ [\overline{W}-(1-a)\ 0{,}5]^2.$$

Решаем уравнение относительно $\overline{W}$:

$$\overline{W}=-\frac{0{,}8\,a-0{,}3}{2}+\sqrt{\left(\frac{0{,}8\,a-0{,}3}{2}\right)^2+1-0{,}125\,a^2-0{,}075\ (1-a)^2}$$

При $a=1$ значение $\overline{W}=0{,}718$, при $a=0{,}5$ значение $\overline{W}=0{,}926$, при $a=0$ значение $\overline{W}=1{,}123$

Следовательно, при $a=1$ и $a=0{,}5$ системы отопления недополучают теплоносителя, а при $a=0$ расход теплоносителя больше расчетного.

Рассмотрим гидравлические режимы в открытой системе теплоснабжения при установке на абонентских вводах регуляторов расхода PP. В случае присоединения отопительных установок и установок горячего водоснабжения к тепловым сетям по принципу несвязанного регулирования расходы воды на отопление при всех режимах сохраняются постоянными, что обеспечивается PP, установленными перед системами отопления зданий. Расходы воды в подающем и обратном теплопроводах существенно изменяются. При уменьшении расхода воды в обрат-

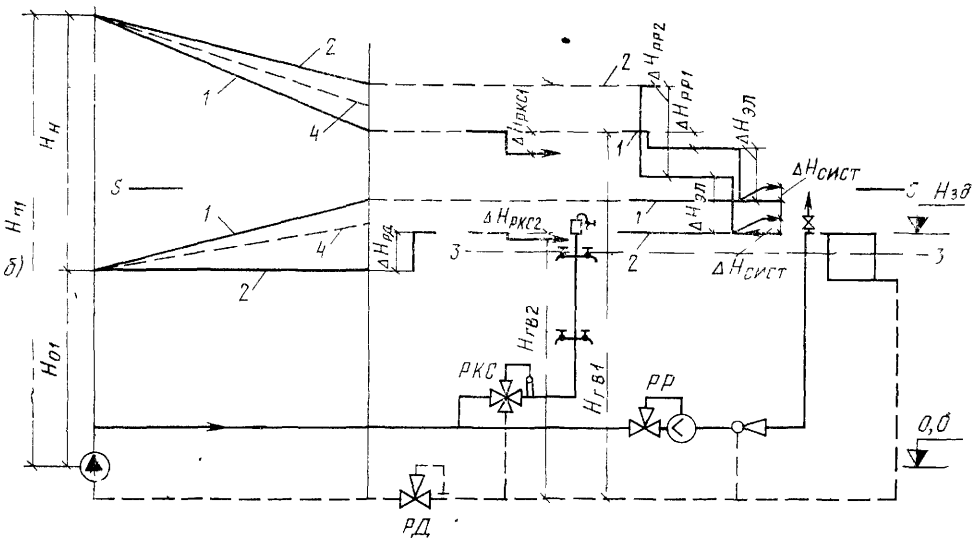


Рис 8 17 Пьезометрический график (*а*) и схема (*б*) открытой системы теплоснабжения при установке регуляторов расхода PP перед элеваторами

1 — пьезометрические линии, соответствующие режиму отбора воды для горячего водоснабжения только из подающего теплопровода ($a=1$); *2* — пьезометрические линии при водоразборе только из обратного теплопровода ($a=0$) и при равенстве расхода воды на горячее водоснабжение и отопление $V_{г\,в}=V_{от,р}$; *3* — то же, но при $V_{г\,в}>V_{от\,р}$, пьезометрический напор меньше высоты здания, наблюдается опорожнение систем, *4* — пьезометрические линии промежуточных режимов, $\Delta H_{эл}$ — располагаемый напор перед элеватором; $\Delta H_{РР}$, $\Delta H_{РКС}$, $\Delta H_{РД}$ — перепады напора на клапанах регулятора расхода (PP), регулирующего клапана смещения (PKC) и регулятора давления «до себя» (подпора $РД$), $H_{г\,в1}$, $H_{г\,в2}$ — полные напоры воды в системе горячего водоснабжения соответственно при режимах *1* и *2*, $H_{зд}$ — высота здания $S-S$ — линия полного статического напора

ном теплопроводе пьезометрическая линия делается положе и напор в обратной линии снижается, что может привести к опорожнению местных систем. При уменьшении расхода в подающей линии напор в ней увеличивается, увеличивается и располагаемый напор перед потребителями, который дросселируется клапанами *РР*.

На рис 8 17 показан пьезометрический график открытой системы теплоснабжения при различных режимах водоразбора. В схеме системы предусмотрена установка регулятора расхода *РР* перед системами отопления, что обеспечивает несвязанное регулирование систем отопления и горячего водоснабжения. Вода для горячего водоснабжения отбирается из подающего и обратного трубопроводов, смешивается в регулирующем клапане *РКС*, который совместно с регулятором температуры обеспечивает поддержание заданной температуры смеси.

На рис. 8 17 нанесены пьезометрические линии, соответствующие двум предельным режимам. Линии *1* отвечают такому предельному режиму, когда вода отбирается только из подающей линии ($a=1$) и осуществляется максимальный водоразбор ($V_{г\,в}^{max}$). Пьезометрическая линия подающего теплопровода имеет наиболее крутое положение, так как через него идет максимальный расход воды:

$$V_{п}^{max} = V_{от\ р} + V_{г\,в}^{max}.$$

По обратному теплопроводу идет отопительный расход, он является максимальным, так как из обратного трубопровода нет водоразбора:

$$V_{о}^{max} = V_{от\ р}$$

Пьезометрическая линия обратного теплопровода также занимает наиболее крутое положение (*1* на рис. 8.17).

Вода, отбираемая из подающей линии, поступает в клапан *РКС*, где дросселируется с падением напора на открытом клапане на величину $\Delta H_{РКС1}$ и поступает в систему горячего водоснабжения под напором $H_{г\,в1}$.

К системе отопления горячая вода из подающей линии идет через клапан *РР*, где дросселируется настолько ($\Delta H_{РР1}$), чтобы перед элеватором поддерживался постоянный располагаемый напор $\Delta H_{эл}$. Потери напора в системе отопления показаны величиной $\Delta H_{сист}$. Полный напор при статическом режиме показан линией *S—S*.

При уменьшении водоразбора расход воды в подающем теплопроводе будет сокращаться и пьезометрическая линия будет положе. Напор в системе горячего водоснабжения будет увеличиваться (клапан *РКС* открыт). Располагаемый напор перед системой отопления также будет расти. Избыток напора будет дросселироваться клапаном РР. Положение пьезометрической линии обратного теплопровода будет неизменным. При отсутствии водоразбора по подающему теплопроводу пойдет отопительный расход $V_{от}$ и пьезометрическая линия займет положение *2*.

Второй предельный режим будет наблюдаться при водоразборе только из обратной линии ($a=0$). В этом случае по подающей линии будет идти только отопительный расход $V_{от}$, который поддерживается регулятором расхода постоянным. Пьезометрическая линия будет занимать неизменное положение *2*. При отсутствии водоразбора по обратной линии также будет идти отопительный расход и пьезометрическая линия займет положение *1*. С увеличением водоразбора расход воды по обратной линии будет сокращаться, пьезометрическая линия будет занимать более пологое положение и напор будет уменьшаться. Когда напор станет предельным из условия заполнения водой местных систем, вступит в работу клапан *РД* «до себя», который до этого времени был открыт. Клапан *РД* будет прикрываться настолько,

чтобы обеспечивать постоянное давление в местных системах, т. е. будет обеспечивать подпор. Когда водоразбор станет равен отопительному расходу $V_{г.в}=V_{от}$, тогда наступит второй предельный режим, вся вода из обратной трубы будет расходоваться на горячее водоснабжение, клапан *РД* закроется и движение воды в обратном трубопроводе за местными системами прекратится. Пьезометрическая линия займет горизонтальное положение. Вода из обратного трубопровода дросселируется на клапане *РКС* ($\Delta H_{РКС2}$) и поступает в систему горячего водоснабжения под напором $H_{г.в2}$. Перед системой отопления имеется максимальный располагаемый напор, который дросселируется регулятором ($\Delta H_{РР2}$). Перед элеватором сохраняется располагаемый напор $\Delta H_{эл}$. Напор в системе находится на минимальном уровне.

Если расход на горячее водоснабжение превысит отопительный расход $V_{г.в}>V_{от}$, тогда начнет падать напор в местных системах, и работа их нарушится. Напор, соответствующий такому случаю, показан на рис. 8.17 линией *3*. При отборе воды как из подающего, так и из обратного теплопроводов, т. е. при $0<a<1$, пьезометрические линии будут занимать промежуточное положение между предельными положениями для пьезометрических линий подающего и обратного теплопроводов, которое показано на рис. 8.17 пунктиром *4*. Но и при отборе из обеих труб возможно наступление такого режима, когда водоразбор из обратного трубопровода превысит отопительный расход.

Рассмотрим гидравлический режим в открытой системе теплоснабжения при связанном регулировании. В этом случае регулятор расхода *РР* устанавливают на общей подающей линии абонентского ввода. Он обеспечивает постоянный суммарный расход воды, используемой как в системе горячего водоснабжения, так и в системе отопления.

При водоразборе из подающей линии количество тепла, поступающее в систему отопления, сокращается. Если регулятор расхода настроен на пропуск сбалансированного расхода воды на горячее водоснабжение $V_{г.в\,б}$ и расчетного расхода на отопление $V_{от.р}$, т. е. $V_{РР}=V_{г.в\,б}+V_{от.р}$, тогда суточная подача тепла на отопление будет соответствовать суточному расчетному расходу. При пиках водоразбора подача воды на отопление будет меньше расчетного значения, а при провалах водоразбора больше. При таком режиме теплоаккумулирующая способность зданий используется для выравнивания суточного графика потребления воды на горячее водоснабжение.

При водоразборе из обратной линии и настройке регулятора *РР* на пропуск $V_{РР}=V_{г.в.б}+V_{от.р}$ количество тепла, поступающего для отопления зданий, будет превышать необходимое. Для подачи расчетного расхода тепла РР должен быть отрегулирован на пропуск только отопительного расхода $V_{от\,р}$.

Если РР в течение отопительного сезона будет обеспечивать какой-то средний расход $V_{от.р}<V_{РР}<V_{г.в.б}+V_{от.р}$, тогда в теплый период отопительного сезона ($a\approx 1$) будет наблюдаться недоподача тепла на отопление зданий и температура воздуха внутри помещений будет ниже необходимой. В холодный период отопительного сезона на отопление будет подаваться тепла больше требуемого количества, что приведет к повышению температуры в помещениях выше расчетного значения.

Ввиду переменного расхода воды, поступающей на отопление, во избежание гидравлической разрегулировки отопительной системы на перемычке элеватора устанавливают центробежный насос, который обеспечивает постоянное количество воды, циркулирующей в системе отопления.

При повышенном графике качественного регулирования расчетный

расход в подающей линии равен расчетному расходу воды на отопление. Расход на отопление является расчетным и для обратного теплопровода, так как он будет при отсутствии водоразбора из системы. Но и в этом случае возможны сезонные недогревы и перегревы отапливаемых помещений.

На рис. 8.18 показаны пьезометрический график и схема системы при установке *РР* на абонентском вводе и повышенном температурном графике регулирования подачи тепла.

Так как регулятор расхода обеспечивает постоянный расход теплоносителя через абонентский ввод, пьезометрическая линия подающего теплопровода имеет одинаковое положение для всех режимов (*1*, *2* на рис. 8.18). При первом предельном режиме, когда происходит водоразбор только из подающей линии ($a=1$), в систему отопления поступает переменное количество воды. С увеличением водоразбора подача воды в систему уменьшается, уменьшается и расход воды по обратной линии. Вследствие этого пьезометрическая линия обратного трубопровода делается положе.

Как отмечалось выше, количество воды, циркулирующей через систему отопления, при этом не изменяется, что обеспечивается насосом на перемычке. Недопустимое падение давления в обратной линии предотвращает регулятор подпора, на котором срабатывается перепад $\Delta H_{РД}$. Давление в местных системах поддерживается на уровне, обеспечивающем их залив водой. Когда водоразбор становится равен расходу воды на отопление $V_{г.в}=V_{от}$ (линии *1* на рис. 8.18), клапан *РД* закрывается и движение теплоносителя в обратном трубопроводе за абонентским вводом прекращается. Пьезометрическая линия занимает горизонтальное положение. На клапане *РР* срабатывается напор $\Delta H_{РР1}$. Напор горячей воды после РКС снижается на $\Delta H_{РКС1}$ (потери в открытом клапане) и с напором $H_{г в1}$ вода поступает в систему горячего водоснабжения. Напор в подающей линии превышает напор в обратной на величину $\Delta H_{сист}$ (потери напора в системе отопления). Эту разность напоров поддерживает насос на перемычке элеватора. Если водоразбор превысит расход воды в систему отопления $V_{г.в}>V_{от}$, тогда давление в подающем теплопроводе начнет падать, нач-

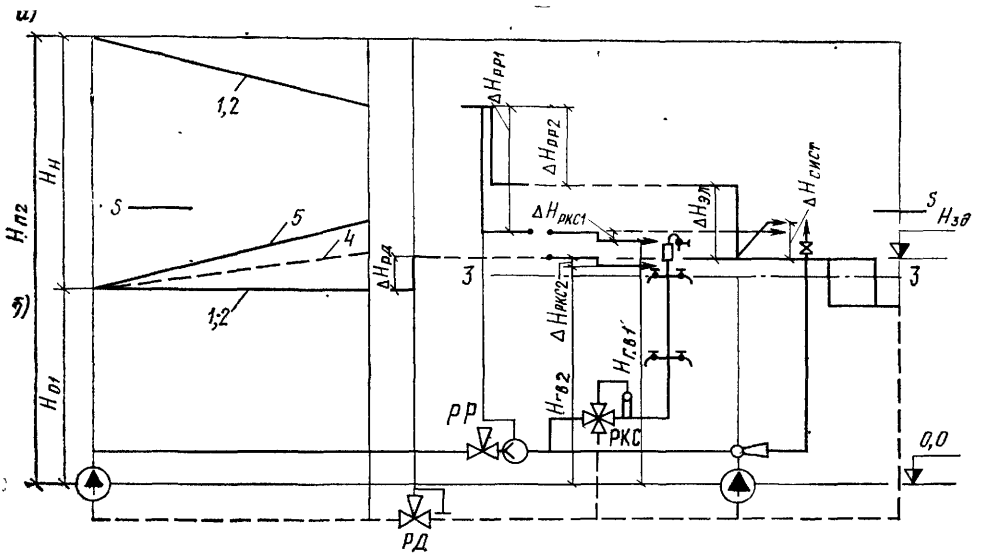


Рис. 8.18. Пьезометрический график (*а*) и схема (*б*) открытой системы теплоснабжения при установке регуляторов расхода РР на абонентском вводе (обозначения те же, что и на рис. 8.17)

нет падать давление и в обратном теплопроводе (так как насос на перемычке работает), что приведет к опорожнению местных систем и нарушению их работы. Этот режим на графике отражает линия *3*.

Второй предельный режим возникает при водоразборе только из обратной линии. При $V_{г\,в}=V_{от}$ пьезометрическая линия обратного теплопровода будет такой же, как и в первом случае, лишь напор в системе горячего водоснабжения будет меньше ($H_{г.в2}$). На открытом клапане *РКС* срабатывается напор $\Delta H_{РКС2}$. Регулятор расхода будет дросселировать поток теплоносителя в подающей линии настолько, чтобы перед элеватором был расчетный располагаемый напор $\Delta H_{зл}$, при котором через систему отопления идет расчетный расход $V_{от\,р}$. Перепад напора, необходимый для циркуляции теплоносителя в системе отопления, создает элеватор. При $V_{г\,в}>V_{от}$ так же, как и в предыдущих случаях работа местных систем нарушится.

ГЛАВА 9. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СЕТИ

§ 44. РАСЧЕТ ТЕПЛОПОТЕРЬ ТЕПЛОПРОВОДАМИ ПРИ НАДЗЕМНОЙ ПРОКЛАДКЕ

Задачами теплового расчета являются: определение потерь тепла через трубопровод и изоляцию в окружающую среду, расчет падения температуры теплоносителя при движении его по теплопроводу и определение экономически наивыгоднейшей толщины изоляции. Методика расчета теплопотерь зависит от условий прокладки теплопроводов.

При надземной прокладке теплопотери изолированным трубопроводом в окружающую среду, отнесенные к 1 м длины трубопровода Q, Вт/м, рассчитываются как теплопередача через многослойную цилиндрическую стенку, окруженную воздушной средой:

$$Q=\frac{\tau_{в}-t_{н}}{\dfrac{1}{\alpha_{в}\,\pi\,d_{в}}+\Sigma\dfrac{1}{2\,\pi\,\lambda_{i}}\ln\dfrac{d_{i\,н}}{d_{i\,в}}+\dfrac{1}{\alpha_{н}\,\pi\,d_{н}}}, \tag{9.1}$$

где $\tau_{в}$, $t_{н}$ — средняя температура теплоносителя и температура окружающей среды, °С; $\alpha_{в}$, $\alpha_{н}$ — коэффициенты теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубопровода (внутренний коэффициент) и от наружной поверхности изоляции в окружающую среду (наружный коэффициент), Вт/(м²·°С); $d_{в}$, $d_{н}$ — внутренний диаметр трубопровода и наружный диаметр изоляционного покрытия, м; λ_{i} — теплопроводность i-го слоя изоляции, Вт/(м·°С); $d_{iн}$, $d_{iв}$ — наружный и внутренний диаметры i-го слоя изоляции, м

Каждый член знаменателя формулы (9.1) соответствует определенному термическому сопротивлению. Так, первое и третье слагаемые этого знаменателя, представляющие собой термические сопротивления теплоотдачи соответственно от теплоносителя к стенке трубопровода $R_{в}$ и от наружной поверхности к окружающему воздуху $R_{н}$, будут равны:

$$R_{в}=\frac{1}{\alpha_{в}\,\pi\,d_{в}};\quad R_{н}=\frac{1}{\alpha_{н}\,\pi\,d_{н}}. \tag{9.2}$$

Термическому сопротивлению i-го слоя изоляции соответствует второй член знаменателя формулы (9.1):

$$R_{i}=\frac{1}{2\,\pi\,\lambda_{i}}\ln\frac{d_{i\,н}}{d_{i\,в}}. \tag{9.3}$$

Единица термического сопротивления — °С/(Вт/м). Из анализа наименования единицы можно дать следующую интерпретацию его физического смысла: термическое сопротивление численно равно перепаду температур, °С, на этом сопротивлении при прохождении через

него единичного теплового потока, отнесенного к 1 м длины трубопровода, Вт/м. Следовательно, чтобы найти действительный перепад температур, достаточно термическое сопротивление умножить на величину теплового потока. Такой способ позволяет достаточно просто находить температуру в любом слое изолированного трубопровода.

Термическое сопротивление теплоотдачи от теплоносителя к трубопроводу и термическое сопротивление стенки трубопровода весьма малы по сравнению с термическим сопротивлением изоляции, поэтому в практических расчетах ими можно пренебречь. Вместе с тем необходимо учитывать дополнительные потери через неизолированные части теплопровода (арматуру, опоры, компенсаторы). Их учитывают в долях β теплопотерь теплопроводом.

Термическое сопротивление от наружной поверхности тепловой изоляции к воздуху также невелико по сравнению с термическим сопротивлением изоляции, поэтому для его расчета допустимо пользоваться следующей упрощенной зависимостью:

$$\alpha_н = 11{,}6 + 7\sqrt{w}, \qquad (9.4)$$

где w — скорость движения воздуха, м/с.

Пример 9 1 Определить потери тепла изолированным теплопроводом диаметром 720 мм, проложенным на опорах над землей, при следующих данных: $\tau_в = 90°C$; $t_к = -3{,}2°C$, изоляционный слой имеет толщину 160 мм и $\lambda = 0{,}09$ Вт/(м·°С); скорость ветра $w = 2$ м/с

Решение

1 Определяем коэффициент теплоотдачи $\alpha_н$ по формуле (9 4):

$$\alpha_н = 11{,}6 + 7\sqrt{2} = 21{,}5 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

2 Рассчитываем теплопотери, принимая $\beta = 0{,}2$:

$$Q = \frac{90 + 3{,}2}{\frac{1}{2\cdot 3{,}14\cdot 0{,}09}\ln\frac{1{,}04}{0{,}72} + \frac{1}{21{,}5\cdot 3{,}14\cdot 1{,}04}}\,1{,}2 = 169 \text{ Вт/м}.$$

Из сравнения термических сопротивлений изоляции и теплоотдачи в окружающую среду следует, что $R_н$ составляет всего 2,2% $R_{из}$. Следовательно, высказанные ранее соображения о возможности определения $\alpha_н$ по приближенной формуле, справедливы

§ 45. РАСЧЕТ ТЕПЛОПОТЕРЬ ТЕПЛОПРОВОДАМИ ПРИ БЕСКАНАЛЬНОЙ ПРОКЛАДКЕ

При прокладке теплопровода в грунте последний представляет собой определенное термическое сопротивление. Тепловой поток направлен от теплоносителя (через стенку трубопровода, тепловую изоляцию и грунт) к поверхности земли и далее в окружающую среду. На рис. 9.1 показан изолированный трубопровод, проложенный в грунте. На рисунке нанесены изотермы, представляющие собой окружности, центры которых с уменьшением температуры смещаются вниз от поверхности земли. Линии теплового потока симметричны относительно вертикальной плоскости, проходящей через ось трубопровода, берут начало у его поверхности и выходят из грунта по нормали к последнему. Задачу определения термического сопротивления

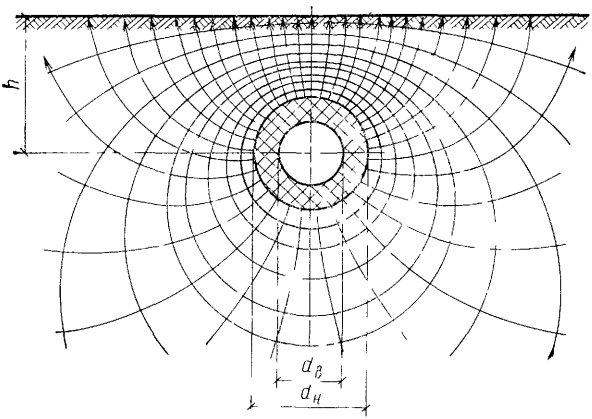


Рис 9 1 Схема теплопровода при бесканальной прокладке

грунта в теории теплопередачи решают методом «источника и стока». Результирующая формула Форхгеймера имеет следующий вид:

$$R_{гр} = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln\left[\frac{2h_{эк}}{d_н} + \sqrt{\left(\frac{2h_{эк}}{d_н}\right)^2 - 1}\right], \qquad (9.5)$$

где $R_{гр}$ — термическое сопротивление грунта, включая внешнее термическое сопротивление от грунта к воздуху, °С/(Вт/м), $\lambda_{гр}$ — теплопроводность грунта, Вт/(м·°С); $d_н$ — наружный диаметр изоляции, м.

Эквивалентная глубина заложения $h_{эк}$ определяется по формуле

$$h_{эк} = h + \lambda_{гр}/\alpha, \qquad (9.6)$$

где h — глубина заложения трубопровода от поверхности земли до его оси, м; α — коэффициент теплоотдачи от поверхности земли к воздуху, Вт/(м·°С); $\lambda_{гр}/\alpha$ — эквивалентная толщина слоя грунта, заменяющего внешнее термическое сопротивление массива, м.

При достаточно большой глубине заложения трубопровода (при $2h/d = 2$ ошибка составляет 5%) без существенной погрешности формула (9.5) может быть упрощена и приведена к следующему виду:

$$R_{гр} = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln\frac{4h_{эк}}{d_н}. \qquad (9.7)$$

Теплопотери через изолированный теплопровод при бесканальной прокладке в грунте находят по формуле, аналогичной формуле (9.1):

$$Q = \frac{\tau_в - t_н}{\Sigma \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln\frac{d_{i\,н}}{d_{i\,в}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln\frac{4h_{эк}}{d_н}}, \qquad (9.8)$$

где $t_н$ — температура наружного воздуха, °С.

При расчетах внешнее термическое сопротивление часто не учитывают, в таком случае за расчетную температуру принимают температуру грунта на глубине заложения теплопровода.

Пример 9.2. Рассчитать теплопотери изолированным теплопроводом, проложенным в грунте. Диаметр трубы 325×8 мм, толщина изоляции 100 мм, $\lambda_{из} = 0{,}09$. Глубина заложения трубопровода составляет 0,7 м до верха изоляции. Коэффициент теплоотдачи $\alpha = 10$ Вт/м². Коэффициент теплопроводности грунта $\lambda_{гр} = 1{,}7$ Вт/м. Средние температуры теплоносителя и окружающей среды соответственно равны: $\tau_в = 90$°С; $t_н = -3{,}2$°С; $\beta = 0{,}2$.

Решение.

1. Определяем характеристики прокладки:

$$h = 0{,}7 + 0{,}2625 = 0{,}963 \text{ м}; \quad d_н = 0{,}525 \text{ м};$$

$$h_{эк} = 0{,}963 + \frac{1{,}7}{10} = 1{,}133 \text{ [по формуле (9.6)]}.$$

2. Рассчитываем теплопотери по формуле (9.8), так как $2h_{эк}/d_н = 4{,}32$:

$$Q = \frac{90 + 3{,}2}{\frac{1}{2\cdot 3{,}14\cdot 0{,}09} \ln\frac{0{,}525}{0{,}325} + \frac{1}{2\cdot 3{,}14\cdot 1{,}7} \ln\frac{4\cdot 1{,}133}{0{,}525}} 1{,}2 = 106 \text{ Вт/м}.$$

При бесканальной прокладке двух параллельных или нескольких теплопроводов температурные поля отдельных теплопроводов складываются и тепловые потоки взаимодействуют. Если один теплопровод имеет более высокую температуру, чем второй, то теплопотери второго теплопровода будут уменьшены, а при большой разнице температур второй теплопровод вообще может не иметь теплопотерь. Для расчета теплопотерь параллельных теплопроводов при бесканальной прокладке в грунте, используют принцип наложения температурных полей, создаваемых каждым теплопроводом отдельно.

Метод расчета теплопотерь многотрубных теплопроводов при бесканальной прокладке был разработан Е. П. Шубиным*. Для учета

* **Шубин Е. П.** Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов. М., Энергия. 1979.

взаимного влияния параллельно проложенных теплопроводов вводится условное дополнительное термическое сопротивление R_0. При бесканальной прокладке двухтрубных теплопроводов это сопротивление определяется по формуле

$$R_0 = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{1+\left(\frac{2h}{b}\right)^2}, \qquad (9.9)$$

где b — горизонтальное расстояние между осями труб, м.

Теплопотери двухтрубного теплопровода при бесканальной прокладке рассчитываются по следующим формулам для первого и второго трубопроводов соответственно:

$$\left.\begin{aligned} Q_1 &= \frac{(\tau_1 - t_н)\ R_2 - (\tau_2 - t_н)\ R_0}{R_1 R_2 - R_0^2}; \\ Q_2 &= \frac{(\tau_2 - t_н)\ R_1 - (\tau_1 - t_н)\ R_0}{R_1 R_2 - R_0^2}, \end{aligned}\right\} \qquad (9.10)$$

где τ_1 и τ_2 — температура теплоносителя в первом и втором трубопроводах, °С; $t_н$ — наружная температура, принимаемая равной естественной температуре грунта на глубине оси теплопровода; R_1, R_2 — термические сопротивления первого и второго трубопроводов, включающие термическое сопротивление изоляции и грунта, т. е.

$$R_j = R_{j\,из} + R_{j\,гр} = \sum_j \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln \frac{d_{i\,н}}{d_{i\,в}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d_н}. \qquad (9.11)$$

Общие теплопотери равны сумме теплопотерь первым и вторым трубопроводами

$$Q = Q_1 + Q_2. \qquad (9.12)$$

В ряде случаев возникает необходимость в расчете температурного поля в грунт вблизи проложенных теплопроводов. Это можно сделать по приводимым ниже формулам в зависимости от координат точки (рис. 9.2).

Температурное поле вокруг однотрубного теплопровода при бесканальной прокладке рассчитывается по формуле:

$$t_{x,y} = t_н + (\tau - t_н)\ \frac{\frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{\frac{x^2+(y+h)^2}{x^2+(y-h)^2}}}{R}, \qquad (9.13)$$

где $t_{x,y}$ — температура грунта, °С, в точке с координатами x, y (см. рис. 9.2); τ — температура теплоносителя, °С; R — суммарное термическое сопротивление изолированного трубопровода и грунта, °С/(Вт/м).

Температурное поле вокруг двухтрубного теплопровода при бесканальной прокладке в грунте рассчитывается по следующей формуле:

$$t_{x,y} = t_н + \frac{Q_1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{\frac{x^2+(y+h)^2}{x^2+(y-h)^2}} + \frac{Q_2}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{\frac{(x-b)^2+(y+h)^2}{(x-b)^2+(y-h)^2}}, \qquad (9.14)$$

где $t_{x,y}$ — температура грунта, °С, в точке с координатами x, y (x отсчитывается от плоскости, проходящей через ось подающего теплопровода); b — расстояние между осями теплопроводов, м; Q_1 и Q_2 — теплопотери, определяемые по формуле (9.10).

Пример 9.3. Определить теплопотери двух изолированных теплопроводов, проложенных в грунте. Диаметры трубопроводов 325×8 мм. Толщина изоляции первого трубопровода 100 мм, второго — 60 мм; $\lambda_{из}$=0,09 Вт/(м·°С); глубина заложения до осей трубо-

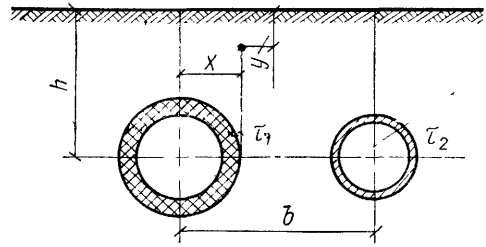


Рис. 9.2. Схема двухтрубного теплопровода при бесканальной прокладке

проводов 0,96 м. Расстояние между осями трубопроводов 0,65 м Температура теплоносителя в первом трубопроводе $\tau_1=90°C$, во втором — $\tau_2=50°C$ Температура грунта на оси заложения трубопроводов $t_н=5°C$, $\lambda_{гр}=1,7$ Вт/(м·°С).

Решение:

1. Рассчитываем термические сопротивления трубопроводов по формуле (9 11)·

$$R_1=\frac{1}{2\cdot3,14\cdot0,09}\ln\frac{0,525}{0,325}+\frac{1}{2\cdot3,14\cdot1,7}\ln\frac{4\cdot0,96}{0,525}=1,035\ \frac{°C}{Вт/м};$$

$$R_2=\frac{1}{2\cdot3,14\cdot0,09}\ln\frac{0,445}{0,325}+\frac{1}{2\cdot3,14\cdot1,7}\ln\frac{4\cdot0,96}{0,445}=0,758\ \frac{°C}{Вт/м}.$$

2. Условное дополнительное термическое сопротивление [по формуле (9.9)] равно:

$$R_0=\frac{1}{2\cdot3,14\cdot1,7}\ln\sqrt{1+\left(\frac{2\cdot0,96}{0,65}\right)^2}=0,107\ \frac{°C}{Вт/м}.$$

3. Определяем теплопотери трубопроводами по формуле (9 10):

$$Q_1=\frac{(90-5)\ 0,758-(50-5)\ 0,107}{1,035\cdot0,758-0,107^2}=77,11\ Вт/м;$$

$$Q_2=\frac{(50-5)\ 1,035-(90-5)\ 0,107}{1,035\cdot0,758-0,107^2}=48,48\ Вт/м.$$

Общие потери составят:

$$Q=Q_1+Q_2=77,11+48,48=125,59\ Вт/м.$$

4. Определим теплопотери без учета взаимного влияния трубопроводов, т. е. при раздельной прокладке:

$$Q_1=\frac{90-5}{1,035}=82,13\ Вт/м;$$

$$Q_2=\frac{50-5}{0,758}=59,37\ Вт/м;$$

$$Q=82,13+59,37=141,5\ Вт/м.$$

При совместной прокладке теплопотери меньше и составляют от суммарных теплопотерь одиночных труб $\frac{125,59}{141,5}100=88,8\%$.

§ 46. РАСЧЕТ ТЕПЛОПОТЕРЬ ТЕПЛОПРОВОДАМИ ПРИ ПРОКЛАДКЕ В КАНАЛАХ

При расчете теплопотерь теплопроводов, проложенных в каналах, учитывают следующие термические сопротивления: изоляция $R_{из}$, теплоотдачи от изоляции к воздуху канала $R_н$, теплоотдачи от воздуха канала к его стенке $R_{в.к}$, стенок канала $R_к$ и грунта $R_{гр}$. Определение теплопотерь одиночного теплопровода в канале сводится к подсчету всех термических сопротивлений и расчету теплового потока по формуле:

$$Q=\frac{\tau_в-t_н}{\Sigma R_l}(1+\beta). \qquad (9.15)$$

Каналы имеют прямоугольное сечение, поэтому при расчете термического сопротивления эквивалентный диаметр определяют по формуле:

$$d_э=4F/U,$$

где F — площадь поперечного сечения, м²; U — периметр сечения, м.

Пример 9.4. Рассчитать теплопотери трубопровода, проложенного в канале при следующих данных. Диаметр трубопровода 325×8 мм; температура теплоносителя $\tau=90°C$; толщина изоляции 100 мм; $\lambda_{из}=0,09$ Вт/(м·°С). Внутренние размеры канала: высота 700 мм, ширина 750 мм; толщина стенок 125 мм, основания и перекрытия 75 мм; теплопроводность стенок канала $\lambda_к=1,3$ Вт/м. Коэффициент теплоотдачи внутри канала $\alpha=12$ Вт/(м²·°С); глубина заложения оси теплопровода 1,15 м; коэффициент теплопроводности грунта $\lambda_{гр}=1,7$ Вт/(м·°С); температура грунта на оси канала 5°С; $\beta=0,2$.

Решение:

1. Определяем термические сопротивления:

изоляции

$$R_{из} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,09} \ln \frac{0,525}{0,325} = 0,849;$$

теплоотдачи от поверхности изоляции к воздуху канала

$$R_{н} = \frac{1}{12 \cdot 3,14 \cdot 0,525} = 0,051;$$

теплоотдачи от воздуха канала к его стенке

$$R_{в.к} = \frac{1}{12 \cdot 3,14 \cdot 0,724} = 0,037,$$

где внутренний эквивалентный диаметр канала равен

$$d_{в.э} = \frac{4 \cdot 0,7 \cdot 0,75}{2\ (0,7 + 0,75)} = 0,724 \text{ м};$$

стенок канала

$$R_{к} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,3} \ln \frac{0,919}{0,724} = 0,029,$$

где наружный эквивалентный диаметр канала равен

$$d_{н.э} = \frac{4 \cdot 0,85 \cdot 1}{2\ (1 + 0,85)} = 0,919 \text{ м};$$

грунта

$$R_{гр} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,7} \ln \frac{4 \cdot 1,15}{0,919} = 0,151.$$

Сумма термических сопротивлений равна:

$$R_{в} = 0,849 + 0,051 + 0,037 + 0,029 + 0,151 = 1,12 \text{ °С/(Вт·м)}.$$

2. Рассчитываем теплопотери:

$$Q = \frac{90 - 5}{1,12} 1,2 = 91 \text{ Вт/м}.$$

При расчете нескольких теплопроводов, проложенных в каналах, для учета их взаимного влияния вначале необходимо определить температуру воздуха в канале по тепловому балансу, а затем — теплопотери каждым трубопроводом в канале. Тепловой баланс составляет следующим образом: общие теплопотери всеми теплопроводами в канале равны теплопотерям из канала в окружающую среду. Используя принятые выше обозначения, тепловой баланс можно написать в следующем виде:

$$\sum_{1}^{n} \frac{\tau_i - t_к}{R_{из\,i} + R_{н.i}} (1 + \beta) = \frac{t_к - t_н}{R_{в.к} + R_к + R_{гр}}, \qquad (9.16)$$

где τ_i — температура теплоносителя в i-м трубопроводе, °С; n — число трубопроводов; $t_к$ — температура воздуха в канале, °С.

Из уравнения (9.16) определяют $t_к$ и далее рассчитывают теплопотери.

Пример 9.5. Рассчитать теплопотери двух теплопроводов, проложенных в канале. Все геометрические размеры даны на рис. 9.3. Температура теплоносителя в подающем трубопроводе $\tau_п = 90$°С, в обратном $\tau_о = 50$°С; температура грунта на глубине заложения теплопроводов 5°С. Теплопроводность $\lambda_{из} = 0,09$; $\lambda_к = 1,3$; $\lambda_{гр} = 1,7$. Коэффициент теплоотдачи $\alpha = 12$; $\beta = 0,2$.

Решение.

1. Определяем эквивалентные диаметры канала:

$$d_{в.э} = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 0,7}{2\ (1,3 + 0,7)} = 0,91; \quad d_{н.э} = \frac{4 \cdot 1,55 \cdot 0,8}{2\ (1,55 + 0,8)} = 1,055.$$

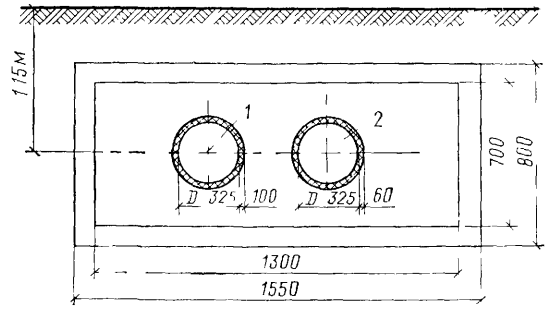


Рис 9 3 Схема двухтрубного теплопровода в канале

2 Рассчитываем термические сопротивления подающего трубопровода

$$R_{\text{п}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14\ 0,09} \ln \frac{0,525}{0,325} + \frac{1}{12\ 3,14\ 0,525} = 0,899,$$

обратного трубопровода

$$R_{\text{о}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14\ 0,09} \ln \frac{0,445}{0,325} + \frac{1}{12\ 3,14\ 0,445} = 0,616,$$

канала

$$R_{\text{к}} = \frac{1}{12 \cdot 3,14\ 0,91} + \frac{1}{2 \cdot 3,14\ 1,3} \ln \frac{1,055}{0,91} + \frac{1}{2\ 3,14 \cdot 1,7} \ln \frac{4\ 1,15}{1,055} = 0,185$$

3 Определяем температуру воздуха в канале по формуле (9 16)

$$\frac{90 - t_{\text{к}}}{0,899}\ 1,2 + \frac{50 - t_{\text{к}}}{0,616}\ 1,2 = \frac{t_{\text{к}} - 5}{0,185},$$

откуда $t_{\text{к}} = 28\ 2$°C

4 Определяем теплопотери трубопроводов, проложенных в каналах подающего

$$Q_{\text{п}} = \frac{90 - 28,2}{0,899} = 68,7;$$

обратного

$$Q_{\text{о}} = \frac{50 - 28,2}{0,616} = 35,4$$

Общие потери составляют

$$Q_{\Sigma} = 68,7 + 35,4 = 104,1 \text{ Вт/м}$$

§ 47. РАСЧЕТ ПАДЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

При движении теплоносителя по трубопроводам в результате потерь тепла в окружающую среду температура его падает Рассчитать падение температуры для участка длиной l можно на основании теплового баланса потери тепла в окружающую среду равны уменьшению теплосодержания теплоносителя:

$$G c\ (\tau_1 - \tau_2) = Q l, \qquad (9\ 17)$$

где G — массовый расход теплоносителя, c — массовая теплоемкость теплоносителя, τ_1 и τ_2 — температура теплоносителя в начале и конце участка

Если падение температуры небольшое и составляет 3—4%, то расчет можно вести в предположении постоянства удельных теплопотерь и определять их по начальному состоянию теплоносителя При больших падениях температуры при расчетах следует учитывать изменение удельных теплопотерь с уменьшением температуры теплоносителя.

ГЛАВА 10. НАДЕЖНОСТЬ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

§ 48. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ НАДЕЖНОСТИ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Понятие надежности отражает два главных подхода к оценке работы устройства или системы. Первый — это вероятностная оценка работоспособности системы. Необходимость в вероятностной оценке связана с тем, что продолжительность работы элементов системы обусловливается рядом случайных факторов, предвидеть воздействие которых на работу элемента не представляется возможным. Поэтому детерминированная оценка времени работы элемента заменяется вероятностной оценкой, т. е. законом распределения времени работы. Учет времени работы — это второй главный подход к оценке работоспособности системы. Надежность — это сохранение качеств элементом или системой во времени. В соответствии с этими основными свойствами понятия надежности главным ее критерием является вероятность безотказной работы системы (элемента) P в течение заданного периода t.

По ГОСТу надежность определяется как свойство системы выполнять заданные функции с сохранением заданных эксплуатационных показателей в течение принятого времени эксплуатации. Для теплоснабжения заданной функцией является подача потребителям определенного количества воды с заданными температурой и давлением и определенной степени очистки.

Существуют два пути для создания надежных систем. Первый путь — это повышение качества элементов, из которых состоит система; второй — резервирование элементов. Повышают надежность, реализуя прежде всего первый путь. Но, когда исчерпываются технические возможности повышения качества элементов или когда дальнейшее повышение качества оказывается экономически невыгодным, идут по второму пути. Второй путь необходим, когда надежность системы должна быть выше надежности элементов, из которых она состоит. Повышения надежности достигают резервированием. Для систем теплоснабжения применяют дублирование, а для тепловых сетей дублирование, кольцевание и секционирование.

Надежность характеризуется долговечностью — свойством сохранять работоспособность до предельного состояния с допустимыми перерывами или без них при техническом обслуживании и ремонтах. Системы теплоснабжения — долговечные системы.

Системы теплоснабжения — ремонтируемые системы, поэтому они характеризуются ремонтопригодностью — свойством, заключающимся в приспособленности системы к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей путем проведения технического обслуживания и ремонтов. Основным показателем ремонтопригодности систем теплоснабжения является время восстановления отказавшего элемента $\tau_{рем}$. Время восстановления имеет большое значение при обосновании необходимости резервирования системы. Оно в основном зависит от диаметров трубопроводов и оборудования сети. При малых диаметрах время ремонта может оказываться меньше допустимого перерыва теплоснабжения. В таком случае нет необходимости в резервировании.

Для возможности оценки надежности системы прежде всего необходимо точно сформулировать понятие отказа элемента и системы. При формулировке понятия отказа элемента тепловой сети исходят из внезапности и длительности перерыва в теплоснабжении потребителей. Внезапный отказ элемента — это такое нарушение его работоспособности, когда отказавший элемент необходимо немедленно выключить из работы. При постепенном отказе вначале можно прове-

сти предварительный ремонт элемента без нарушения или с допустимым нарушением теплоснабжения, перенеся полный восстановительный ремонт на некоторое время, когда его выключение не приведет к отказу системы.

При расчете надежности системы и определении степени резервирования следует учитывать только внезапные отказы.

Таким образом, отказ элемента, учитываемый при расчете надежности систем теплоснабжения, — это внезапный отказ при условии, что $\tau_{рем} > \tau_{доп}$. Такой отказ у нерезервированных систем приводит к отказу системы, а у резервированных — к изменению гидравлического режима работы.

Причинами отказов, связанных с нарушением прочности элементов, являются случайные совпадения перегрузок на ослабленных местах элементов. Как перегрузки элементов, так и их ослабления определяются значениями ряда независимых случайных величин. Например, снижение прочности сварного шва может быть связано с непроваром, наличием шлаковых включений и других причин, которые в свою очередь зависят от квалификации сварщика, качества используемых электродов, условий сварки и т. п. Таким образом, отказы имеют случайную природу.

Изучение отказов, связанных с коррозией трубопроводов, нарушением работоспособности оборудования, приводит также к выводу, что их природа случайна. Вместе с тем совпадение ряда случайных факторов, которое может вызвать отказ, является событием редким, поэтому и отказы относятся к категории редких событий.

Таким образом, главные свойства отказов, учитываемых при расчете надежности, заключаются в том, что они представляют собой случайные и редкие события. Если нарушение работоспособности элемента не является случайным событием, то его можно предусмотреть и учесть в расчетах.

Задачей систем теплоснабжения является обеспечение требуемых уровней параметров у потребителей, при которых достигаются комфортные условия жизни людей. Аварийные отказы нарушают теплоснабжение жилых и общественных зданий, вследствие чего недопустимо ухудшаются условия труда и отдыха населения, что вызывает последствия социального характера. К этим последствиям прежде всего относится сам факт нарушения нормальных условий работы и жизни людей, который приводит к увеличению числа заболеваний людей, к падению их работоспособности. Социальные последствия не поддаются экономической оценке . Вместе с тем их значение весьма велико, поэтому в методике оценки надежности систем теплоснабжения должны учитываться социальные последствия перерывов в подаче тепла.

Учитывая изложенное, при оценке надежности теплоснабжения следует исходить из принципиальной недопустимости отказов, считая, что отказ системы приводит к непоправимым для выполнения задачи последствиям.

§ 49. НАДЕЖНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ. ПОТОК ОТКАЗОВ

Как отмечалось выше, повреждения участков теплопроводов или оборудования сети, которые приводят к необходимости немедленного их отключения, рассматриваются как отказы. К отказам приводят следующие повреждения элементов тепловых сетей:

1) трубопроводов: сквозные коррозионные повреждения труб; разрывы сварных швов;

2) задвижек: коррозия корпуса или байпаса задвижки; искривле-

ние или падение дисков; неплотность фланцевых соединений; засоры, приводящие к негерметичности отключения участков;

3) сальниковых компенсаторов: коррозия стакана; выход из строя грундбуксы.

Все отмеченные выше повреждения возникают в процессе эксплуатации в результате воздействия на элемент ряда неблагоприятных факторов. Причинами некоторых повреждений являются дефекты строительства.

Наиболее частой причиной повреждений теплопроводов является наружная коррозия. Количество повреждений, связанных с разрывом продольных и поперечных сварных швов труб, значительно меньше, чем коррозионных. Основными причинами разрывов сварных швов являются заводские дефекты при изготовлении труб и дефекты сварки труб при строительстве.

Причины повреждений задвижек весьма разнообразны: это и наружная коррозия, и различные неполадки, возникающие в процессе эксплуатации (засоры, заклинивание и падение дисков, расстройство фланцевых соединений).

Все рассмотренные выше причины, вызывающие повреждения элементов сетей, являются следствием воздействия на них различных случайных факторов. При возникновении повреждения участка трубопровода его отключают, ремонтируют и вновь включают в работу. Со временем на нем может появиться новое повреждение, которое также будет отремонтировано. Последовательность возникающих повреждений (отказов) на элементах тепловой сети составляет поток случайных событий — поток отказов.

Поток отказов характеризуется параметром потока отказов ω, смысл которого раскрывается при рассмотрении характеристик ремонтируемых элементов. Предположим, что имеется возможность наблюдать за состоянием N одинаковых участков тепловой сети в течение t лет. За это время на каждом участке теплопровода было обнаружено $m_i(t)$ отказов, которые были устранены. В таком случае среднее число отказов до недоработки t будет:

$$m_{\text{ср}}(t) = \frac{\sum_{i=1}^{N} m_i(t)}{N}. \tag{10.1}$$

В пределе, при очень большом числе наблюдаемых объектов, получаем характеристику потока отказов:

$$H(t) = \lim_{N\to\infty} \frac{\sum_{i=1}^{N} m_i(t)}{N}.$$

Для теплопроводов и оборудования тепловых сетей функцию $H(t)$ можно считать линейной:

$$H(t) = \omega t. \tag{10.2}$$

Здесь $\omega = \text{const}$ — параметр потока отказов, 1/год. Его определяют из статистических данных повреждений, фиксируемых эксплуатационными службами. Если за время наблюдений Δt каждый элемент из N наблюдаемых отказал m_i раз, то параметр

$$\omega = \frac{\sum_{i=1}^{N} m_i}{N \Delta t}. \tag{10.3}$$

Величину T, обратную параметру потока отказов, т. е. $T=1/\omega$, измеряемую в годах, называют наработкой на отказ. Величина T — это среднее время работы элемента между отказами.

Параметр потока отказов теплопроводов ω, 1/год, обычно относят к 1 км длины. В этом случае

$$\omega = \omega_т l, \tag{10.4}$$

где $\omega_т$ — параметр потока отказов теплопровода, отнесенный к 1 км, 1/(км·год); l — длина теплопровода, км.

Поток отказов элементов систем теплоснабжения составляет однородный процесс Пуассона. Такой процесс характеризуется стационарностью, отсутствием последействия и ординарностью. Эти условия выполняются и для систем теплоснабжения.

Стационарность — это такое свойство потока случайных событий, когда вероятность наступления определенного их числа на заданном промежутке времени зависит от длительности рассматриваемого промежутка, но не зависит от его сдвига на ту или иную величину по оси времени. Стационарность нарушается при старении элементов. За период эксплуатации теплопроводов и элементов тепловых сетей процессы старения явно не выявляются, поэтому можно считать, что поток отказов элементов тепловых сетей является стационарным и величина параметра потока отказов сохраняется примерно постоянной.

Отсутствие последействия означает, что отказы в системе возникают независимо друг от друга. Это свойство характерно для тепловых сетей, ибо если один отказ может повлечь за собой другой, в системе предусматривается защита, предупреждающая такое явление.

Ординарностью обладают такие системы, у которых практически невозможно появление двух или нескольких отказов за малый промежуток времени. Системы теплоснабжения обладают свойством ординарности.

Вероятность m отказов за время t в простейшем потоке событий $P_m(t)$ определяется по закону Пуассона:

$$P_m\ (t) = \frac{(\omega\, t)^m}{m!}\, e^{-\omega t}, \tag{10.5}$$

где $m=0, 1, 2, \ldots$

Вероятность того, что за время t не будет ни одного отказа (будет ноль отказов), равна:

$$P_0\ (t) = e^{-\omega t} = P\ (t). \tag{10.6}$$

Эта вероятность — есть функция надежности. Таким образом, функция надежности элементов систем теплоснабжения подчиняется экспоненциальному закону.

Параметр потока отказов ω представляет собой частоту отказов в единицу времени. По предельной теореме Бернулли, частота появления события при большом числе опытов сколь угодно мало отличается от вероятности этого события в отдельном опыте. Следовательно, с известным приближением параметр потока отказов можно рассматривать как вероятность отказа в единицу времени. Если для элемента сети $\omega=0{,}05\ \frac{1}{\text{год}}$, то можно считать, что вероятность отказа элемента в течение года равна 0,05. Иначе, если сеть включает 100 элементов, то в течение года откажет пять (любых) элементов из этих ста.

По формулам (10.5) и (10.6) вероятность отказа равна:

$$F\ (t) = 1 - P\ (t) = 1 - e^{-\omega t}. \tag{10.7}$$

При малом ωt, например ωdt, в результате разложения выражения (10.7) в ряде и отбрасывания нелинейных членов получаем:

$$F\ (dt) = \omega\, dt,$$

т. е. вероятность отказа в момент dt равна ωdt, а в единицу времени — ω.

Вероятность отказа с увеличением времени наблюдения t увеличивается. Так, если $\omega = 0{,}05 \frac{1}{\text{год}}$, а время $t = 0{,}6$ лет (отопительный сезон), то по формуле (10.5):

$$P_1(0{,}6) = \omega t e^{-\omega t} \approx \omega t (1 - \omega t) = 0{,}05 \cdot 0{,}6 (1 - 0{,}05 \cdot 0{,}6) = 0{,}0291$$

(если $\omega t < 0{,}045$, то $e^{-\omega t} = 1 - \omega t$ с ошибкой менее 0,1%).

При $t = 10$ лет

$$P_1(10) = \omega t e^{-\omega t} = 0{,}05 \cdot 10 e^{-0{,}05 \cdot 10} = 0{,}303.$$

Таким образом, с изменением времени наблюдения с 0,6 года до 10 лет вероятность отказа элемента увеличилась в $0{,}303 : 0{,}0291 = 10{,}4$ раза. Из этого сравнения следует, что летние ремонтные работы на сетях, в результате которых система полностью восстанавливается, имеют очень большое значение. В этом случае за время наблюдения t можно принимать длительность отопительного периода.

В МИСИ им. В. В. Куйбышева проводилось изучение отказов тепловых сетей г. Москвы. Были рассмотрены повреждения теплопроводов, проложенных преимущественно в непроходных каналах.

Расчетное значение параметра потока отказов теплопроводов с доверительной вероятностью в 0,95 было получено равным

$$\omega_т = 0{,}05 \frac{1}{\text{км} \cdot \text{год}}.$$

Для задвижек параметр потока отказов равен:

$$\omega_з = 0{,}002 \frac{1}{\text{год}}.$$

В результате статистической обработки времени отключения потребителей были получены следующие средние значения: для трубопроводов $D = 100 \div 200$ мм $\tau_p^{ср} = 5$ ч; для трубопроводов $D = 250 \div 400$ мм $\tau_p^{ср} = 9{,}1$ ч.

§ 50. ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ТЕПЛОСНАБЖАЮЩИХ СЕТЕЙ

Для систем теплоснабжения характерны следующие две черты. Первая — это принципиальная недопустимость отказов, которая вытекает из социального значения теплоснабжения. Вместе с тем, несмотря на высокие требования к надежности, допустимо кратковременное снижение качества системы во время ремонта отказавшего элемента — это составляет вторую черту. Отмеченные главные особенности систем теплоснабжения отражаются соответствующими критериями оценки их надежности.

Первым основным критерием является вероятностная оценка безотказности работы системы в течение всего срока службы или в течение времени между капитальными ремонтами. При этом считается, что во время капитальных ремонтов система полностью восстанавливается. Систему теплоснабжения как сложную техническую систему оценивают показателем качества функционирования.

Для расчета показателя качества функционирования системы теплоснабжения прежде всего необходимо точно сформулировать понятие отказа системы. Для нерезервированных систем понятие отказа формулируется однозначно, ибо отказ любого элемента приводит к отказу системы. При отказе головного участка или головного сооружения происходит полный отказ системы и все потребители лишаются теплоснабжения. При отказе любого другого элемента происходит

частичный отказ системы, когда лишается теплоснабжения только часть потребителей, расположенных за отказавшим элементом.

При формулировке понятия отказа для резервированных систем необходимо учитывать отмеченную выше вторую отличительную черту систем теплоснабжения, заключающуюся в допустимости кратковременного снижения качества теплоснабжения. Эту особенность отражает второй детерминированный показатель надежности. Он устанавливает, при каких условиях следует считать, что потребитель находится в отказовом состоянии. Таким образом, этот показатель определяет понятие отказа в теплоснабжении потребителя.

У резервированных систем при отказах отдельных элементов возникают аварийные гидравлические режимы и для обеспечения теплоснабжения потребителей элементы системы, оставшиеся работоспособными, должны иметь резерв пропускной способности (резерв мощности). Этот резерв определяют расчетом потокораспределения сети при аварийных ситуациях. Как показали работы МИСИ им. В. В. Куйбышева, учитывая особенности систем теплоснабжения, в аварийных ситуациях можно подавать потребителям пониженное количество теплоносителя, т. е. переходить на лимитированное теплоснабжение.

Установленная величина лимита определяет резерв пропускной способности системы, который рассчитывают для наиболее напряженных гидравлических режимов, возникающих в аварийных ситуациях. Лимит подачи тепла в аварийной ситуации $Q_{\text{лим}}$ устанавливают таким, что при подаче потребителю тепла не менее $Q_{\text{лим}}$, он не будет находиться в состоянии отказа. Таким образом, для резервированных систем отказ — это отключение потребителя от системы, когда ему полностью прекращается подача тепла.

Учитывая изложенное, отказовые состояния для резервированных систем могут возникать в случаях следующих отказов:

1) одного участка, к которому присоединены потребители между отключающими задвижками;

2) секционирующих задвижек;

3) двух участков одновременно.

Одновременный отказ двух участков можно считать событием маловероятным. Действительно, он может произойти при совмещении двух событий — отказа одного участка во время ремонта другого. Вероятность такого события примерно на четыре порядка меньше, чем вероятность отказа одного участка, поэтому одновременный отказ двух элементов сети в расчетах можно не учитывать.

Качество работы системы оценивают характеристикой качества функционирования $\Phi_x(t) = \Phi[\bar{X}(t)]$. Здесь вектор $\bar{X}(t)$ является математической моделью функционирования системы, который может быть представлен следующим образом:

$$\bar{X}(t) = \left\| \begin{array}{c} X_1(t) \\ X_2(t) \\ \cdots \cdots \\ \cdots \cdots \\ \cdots \cdots \\ X_n(t) \end{array} \right\|,$$

где n — число элементов, которые учитывают при расчете надежности системы.

Величина $X_i(t)$ оценивает состояние i-го элемента системы:

$$X_i(t) = \begin{cases} 1, \text{ если } i\text{-й элемент работоспособен;} \\ 0, \text{ если } i\text{-й элемент неработоспособен.} \end{cases}$$

Вектор $\bar{X}(t)$ изменяется случайным образом, поэтому показателем качества функционирования системы является математическое ожида-

ние случайной функции $\Phi_x(t)$ в момент t как среднее по множеству реализаций процесса:

$$\Phi(t) = M\Phi_x(t).$$

Показатель надежности системы теплоснабжения $R_{\text{сист}}(t)$ определяют как отношение показателя качества функционирования реальной системы к показателю качества функционирования идеальной системы $\Phi_0(t)$.

Характеристика качества функционирования определяется задачами системы. Главной задачей системы теплоснабжения является ежечасная подача тепла потребителям в необходимых количествах, поэтому за характеристику качества функционирования системы теплоснабжения $\Phi_x(t)$ принимают часовой расход тепла через систему, определяемый как разность между расчетным расходом тепла через систему и неподанным расчетным расходом тепла отключенным потребителям в состоянии $\bar{x}(t)$. Для определения количества тепла, которое не подается отключенным потребителям, не надо производить расчеты потокораспределения в аварийных ситуациях, так как эти количества определяются сразу по схеме, соответствующей состоянию $\bar{x}(t)$. Таким образом, надежность системы теплоснабжения в целом оценивают следующими показателями:

1) показателем надежности $R_{\text{сист}}(t)$ в момент t (вероятностный показатель);

2) детерминированным показателем, определяющим состояние отказа в теплоснабжении потребителя (для резервированных систем), когда $Q_{\text{потр}} < Q_{\text{лимит}}$.

Если $R_{\text{сист}}(t)$ меньше нормированной величины $R_{\text{норм}}(t)$, то необходимо повысить надежность системы путем резервирования или путем секционирования.

§ 51. ПОКАЗАТЕЛИ НАДЕЖНОСТИ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Выведем показатель надежности тепловой сети, представленной на рис. 10.1. Сеть состоит из трех участков, каждый из которых характеризуется своим значением параметра потока отказов ω_i. При отказе участка его отключают и часть потребителей лишается теплоснабжения.

Так, например, при отказе участка *2* система недоподает 0,3 Q_0 тепла, где Q_0 — расчетный расход тепла через систему. Неотключенные потребители, присоединенные к участкам *1* и *3*, получают лимити-

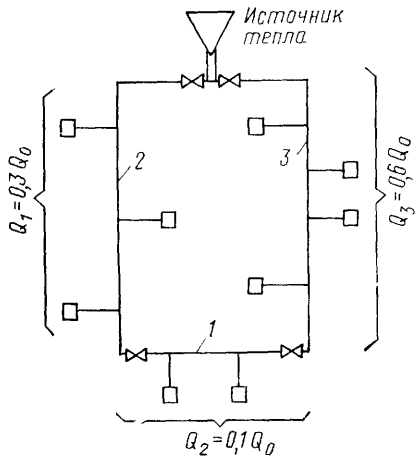


Рис. 10.1. Схема тепловой сети

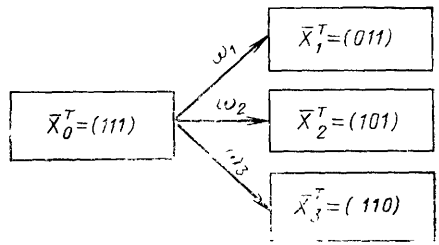


Рис. 10.2. График состояний системы теплоснабжения

ТАБЛИЦА 10.1. СОСТОЯНИЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Состояние системы	Векторы состояний	Работоспособные элементы	Характеристика качества функционирования
0	$\bar{X}_0^{\mathrm{T}}=(111)$	1; 2; 3	Q_0
1	$\bar{X}_1^{\mathrm{T}}=(011)$	2; 3	0,9 Q_0
2	$\bar{X}_2^{\mathrm{T}}=(101)$	1; 3	0,7 Q_0
3	$\bar{X}_3^{\mathrm{T}}=(110)$	1; 2	0,4 Q_0

рованное количество тепла и в отказовом состоянии находится не будут.

Рассмотрим возможные состояния системы, связанные с отказами участков теплопроводов. В целях упрощения отказы задвижек учитывать не будем. Вектор состояний системы будет иметь вид:

$$\bar{X}\ (t) = \left\| \begin{array}{l} X_1\ (t) \\ X_2\ (t) \\ X_3\ (t) \end{array} \right\|.$$

Транспонировав вектор-столбец $\bar{X}$ в вектор-строку $\bar{X}^{\mathrm{T}}$ напишем граф состояний системы (рис. 10.2). Считаем, что во время ремонта одного элемента вероятность отказа другого ничтожно мала, поэтому возможны только четыре состояния: система исправна, т. е. $\bar{X}_0^{\mathrm{T}} = (111)$, или у системы отказал один из участков.

Каждому состоянию системы $\bar{X}\ (t)$ противопоставляем характеристику качества функционирования $\Phi_x\ (t)$. Для систем теплоснабжения она будет равна расчетному расходу теплоносителя за вычетом недоподачи тепла:

$$Q_j\ (t) = Q_0 - \Delta\ Q_j\ (t),$$

где j — аварийное состояние.

Составим табл. 10.1 состояний систем, расположив их в порядке невозрастания характеристики качества функционирования.

Переходы системы из исправного состояния в отказовое характеризуются значениями параметра потока отказов ω_1, ω_2 и ω_3. В результате ремонта система из состояния отказа возвращается в исправное состояние. Но, имея в виду социальное значение отказа системы теплоснабжения, оцениваем ее как неремонтируемую. Считаем, что при отказе система не выполнила задачу и остается в отказовом состоянии, т. е. переход системы из состояния отказа в работоспособное состояние невозможен. Такой подход ужесточает оценку надежности системы.

Таким образом, система может быть в двух состояниях: в исправном с вероятностью $P_\xi\ (t)$ и в состоянии отказа с вероятностью $P_k\ (t)$. При этом возможны переходы системы только из исправного состояния в отказовое. Вероятность такого перехода за промежуток dt равна $\omega_i dt$. Отметим на графе состояний (см. рис. 10.2) против каждой стрелки параметры потока отказов ω_i.

Переходные вероятности из исправного состояния в состояние отказа равны:

$$P_{\xi k} = \omega_i\ d\,t = \omega_{\xi k}\ d\,t. \qquad (10.8)$$

Вероятность остаться системе в исправном состоянии (не совершив за время dt ни одного перехода) определяется как вероятность события, дополнительного к совокупности всех возможных переходов из исправного состояния в отказовое, т. е.:

$$P_{\zeta\zeta} = 1 - \sum_{\zeta \neq k} \omega_{\zeta k}\, dt. \tag{10.9}$$

Из изложенного следует:

$$P_{\zeta k} = \begin{cases} \omega_{\zeta k}\, dt, & \zeta \neq k; \\ 1 - \sum\limits_{\zeta \neq k} \omega_{\zeta k}\, dt, & \zeta = k; \end{cases} \tag{10.10}$$

$$\Sigma P_{\zeta k} = 1. \tag{10.11}$$

Свяжем вероятность состояния системы в момент $t + dt$ с вероятностью ее состояния в момент t и переходными вероятностями. Если в момент t система находилась в исправном состоянии с вероятностью $P_\zeta\ (t)$, то за время dt она могла перейти в состояние отказа или остаться в исправном состоянии, не совершив ни одного перехода.

Вероятность первого события — перехода системы за время dt из исправного состояния в отказовое — будет равна:

$$\sum_{\zeta \neq k} P_\zeta\ (t)\ \omega_{\zeta k}\, dt, \tag{10.12}$$

где $\omega_{\zeta k}\ dt$ — условная вероятность перехода из состояния ζ в состояние k при условии, что система находилась в состоянии ζ.

Вероятность второго события, когда система за время dt остается в исправном состоянии, ζ будет равна

$$P_\zeta\ (t) \left(1 - \sum_{\zeta \neq k} \omega_{\zeta k}\, dt\right). \tag{10.13}$$

В момент t система могла находиться в состоянии отказа с вероятностью $P_k\ (t)$. Мы считаем систему неремонтируемой, поэтому, если система находится в состоянии отказа, то за время dt она не может совершить никакого перехода и с вероятностью в единицу остается в отказовом состоянии.

Теперь можно написать вероятности состояния системы в момент $t + dt$. Вероятности нахождения системы в исправном состоянии в момент $t + dt$ соответствует случай, когда она в момент t была исправна и за время dt не вышла из этого состояния, следовательно:

$$P_\zeta\ (t + dt) = P_\zeta\ (t) \left(1 - \sum_{\zeta \neq k} \omega_{\zeta k}\, dt\right). \tag{10.14}$$

Вероятность нахождения системы в момент $t + dt$ в состоянии отказа равна сумме вероятностей: а) находиться в момент t в состоянии отказа и за время dt не выйти из него. Условная вероятность не покинуть состояния отказа равна единице; б) быть в момент t в исправном состоянии и за время dt перейти в состояние отказа.

Таким образом, вероятность $P_k = (t + dt)$ равна

$$P_k\ (t + dt) = P_k\ (t)\ 1 + \sum_{\zeta \neq k} P_\zeta\ (t)\ \omega_{\zeta k}\, dt. \tag{10.15}$$

Уравнения (10.14) и (10.15) составляют полную систему уравнений, определяющую состояние системы теплоснабжения в момент $t + dt$. Преобразуем эту систему следующим образом:

$$\left.\begin{aligned} \frac{P_\zeta\ (t + dt) - P_\zeta\ (t)}{dt} &= \frac{dP_\zeta\ (t)}{dt} = -P_\zeta\ (t) \sum_{\zeta \neq k} \omega_{\zeta k}; \\ \frac{P_k\ (t + dt) - P_k\ (t)}{dt} &= \frac{dP_k\ (t)}{dt} = \sum_{\zeta \neq k} P_\zeta\ (t)\ \omega_{\zeta k}, \end{aligned}\right\} \tag{10.16}$$

где ζ, $k = 0, 1, 2, \ldots$, т. е. уравнения записываются для всех состояний системы

Для решения системы дифференциальных уравнений необходимо задать начальное условие в виде вероятности $P_\zeta(0)$ состояния системы теплоснабжения в начальный момент $t = 0$.

Напишем систему уравнений для рассматриваемого примера. Состоянию ζ соответствует состояние 0, состоянию k — состояния 1, 2 и 3:

$$\left.\begin{aligned} P_0'(t) &= -P_0(t)(\omega_1+\omega_2+\omega_3);\\ P_1'(t) &= P_0(t)\,\omega_1;\\ P_2'(t) &= P_0(t)\,\omega_2;\\ P_3'(t) &= P_0(t)\,\omega_3. \end{aligned}\right\} \qquad (10.17)$$

Примем следующие начальные условия: $t=0$; $P_\zeta(0)=1$. Решим систему:

$$\left.\begin{aligned} P_0(t) &= e^{-\Sigma\omega_i t};\\ P_1(t) &= \frac{\omega_1}{\Sigma\omega_i}(1-e^{-\Sigma\omega_i t});\\ P_2(t) &= \frac{\omega_2}{\Sigma\omega_i}(1-e^{-\Sigma\omega_i t});\\ P_3(t) &= \frac{\omega_3}{\Sigma\omega_i}(1-e^{-\Sigma\omega_i t}). \end{aligned}\right\} \qquad (10.18)$$

Система теплоснабжения может находиться только в одном из состояний — 0, 1, 2 и 3, поэтому сумма вероятностей ее пребывания в этих состояниях равна единице, т. е. $\Sigma P_j(t) = 1$.

Математическое ожидание характеристики качества функционирования системы определится формулой:

$$Q(t) = MQ_j(t) = Q_0 e^{-\Sigma\omega_i t} + \sum_{j=1}^{j=l} Q_j \frac{\omega_i}{\Sigma\omega_i}(1-e^{-\Sigma\omega_i t}). \qquad (10.19)$$

Используя соотношение $Q_j = Q_0 - \Delta Q_j$, преобразуем полученную формулу к виду:

$$Q(t) = Q_0 - \sum_{j=1}^{j=l} \Delta Q_j \frac{\omega_i}{\Sigma\omega_i}(1-e^{-\Sigma\omega_i t}). \qquad (10.20)$$

Формула для показателя надежности системы имеет вид:

$$R_{\text{сист}}(t) = \frac{Q(t)}{Q_0} = 1 - \sum_{j=1}^{j=l} \frac{\Delta Q_j}{Q_0} \frac{\omega_i}{\Sigma\omega_i}(1-e^{-\Sigma\omega_i t}). \qquad (10.21)$$

Для оценки надежности отдельных наиболее ответственных узлов системы теплоснабжения показатель надежности имеет следующий вид:

$$R_{\text{узл}}(t) = e^{-\Sigma\omega_i t}, \qquad (10.22)$$

где сумма берется для всех аварийных ситуаций, приводящих к прекращению подачи тепла в узел.

§ 52. РАСЧЕТ НАДЕЖНОСТИ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ. РЕЗЕРВИРОВАНИЕ И СЕКЦИОНИРОВАНИЕ

Надежность тепловых сетей оценивается показателем надежности $R_{\text{сист}}(t)$, величина которого должна быть не менее установленного уровня. Так как с ростом системы ущерб, связанный с авариями, прогрессивно растет, поэтому для больших систем уровень надежности устанавли-

вают выше. Вопрос об оптимальном уровне надежности систем теплоснабжения в настоящее время не решен. Предварительно уровень надежности систем теплоснабжения от квартальных котельных и районных тепловых станций можно принимать не ниже 0,85, а от ТЭЦ — не ниже 0,90. Такой сравнительно невысокий уровень надежности объясняется большими значениями параметра потока отказов элементов тепловых сетей.

Из рассмотрения формулы (10.21) следует, что надежность зависит от параметра потока отказов элементов тепловых сетей ω, величины системы, расчетного значения времени t и величины относительной тепловой нагрузки, отключаемой при аварийных ситуациях на сетях.

Расчетное значение параметра ω для элементов тепловых сетей, которые запроектированы и построены соответственно действующим нормам, является величиной достаточно устойчивой. Снижения параметра ω можно добиться путем применения более совершенных материалов и конструкций теплопроводов и оборудования сетей, возможность использования которых связана с общим техническим прогрессом. При проектировании параметр ω следует закладывать с учетом прогноза применения более совершенных элементов систем теплоснабжения на расчетный период. Следовательно, при обосновании схемы тепловых сетей в процессе проектирования параметр ω является величиной заданной и определяющей надежность нерезервированных систем.

За расчетное значение времени t принимают длительность отопительного сезона.

Таким образом, у проектировщика имеются следующие средства повышения надежности системы:

1) секционирование, в результате которого уменьшается относительная величина отключаемой нагрузки $\Delta Q_j/Q_0$;

2) резервирование, с помощью которого уменьшается число аварийных ситуаций l.

При секционировании, связанном с увеличением числа отключающих устройств, требуется меньше дополнительных капитальных вложений, поэтому оно должно применяться в первую очередь. При этом следует отметить, что с увеличением числа задвижек (элементов) тепловой сети увеличивается и число аварийных ситуаций, вследствие чего надежность снижается. Однако эффект от снижения величины отключаемой нагрузки при отказах значительно больше, что в итоге приводит к повышению надежности системы.

Резервирование тепловых сетей осуществляют путем строительства перемычек между магистралями, т. е. путем их кольцевания.

При кольцевании применяют двухтрубные перемычки для раздельного кольцевания подающей и обратной линий. В МИСИ им. В. В. Куйбышева была предложена и разработана новая система теплоснабжения с кольцеванием магистралей однотрубными перемычками, которые могут резервировать и подающую, и обратную линии. При устройстве однотрубных перемычек сокращаются капиталовложения в тепловую сеть.

Необходимая степень кольцевания, т. е. доля резервированной части тепловой сети, должна определяться в результате расчета надежности с удовлетворением заданного уровня.

Резервировать теплопроводы можно путем дублирования как подающей, так и обратной линии. Но такой метод повышения надежности требует неоправданно больших капитальных вложений. В МИСИ им. В. В. Куйбышева была предложена и разработана трехтрубная система теплоснабжения, которая в ряде случаев оказывается экономичнее кольцевой.

Расчет надежности тепловой сети ведут в два этапа. На первом эта-

пе обосновывается необходимый структурный резерв, на втором — резерв пропускной способности (мощности) сети.

На первом этапе расчета надежности учитывают только те элементы, ремонт которых длительнее допустимого перерыва в теплоснабжении, поэтому трубы и арматура малых диаметров не должны учитываться при расчете системы (предварительно $\tau_{доп}=5$ ч, что соответствует трубе диаметром 200 мм).

При расчете надежности следует перенумеровать все элементы тепловой сети, отказы которых приводят к отключению потребителей, определить недоотпуски тепла, связанные с отключением потребителей, и рассчитать показатель надежности системы. При расчете показателя надежности $R_{сист}(t)$ необходимо знать ω_i всех элементов и расчетное время t. Недоотпуски тепла ΔQ_j для различных состояний систем определяют по принятой схеме сети без гидравлических расчетов и расчетов потокораспределения.

Для небольших нерезервированных систем полученная величина $R_{сист}(t)$ может оказаться достаточной, тогда на этом расчет надежности заканчивается.

Второй этап состоит в расчете резерва диаметров трубопроводов для наиболее неблагоприятных аварийных ситуаций. Такие ситуации связаны с отключением головных элементов. В результате этих расчетов все неотключенные потребители должны получать в любой аварийной ситуации не менее лимитированного количества тепла.

Рассчитаем надежность нерезервированной тепловой сети при суммарной тепловой нагрузке 1000 МВт. Эта сеть обеспечивает теплоснабжение района размером 5×4 км, на территории которого расположено 20 сосредоточенных потребителей. Тепловая нагрузка каждого узла составляет 50 МВт. Схема сети показана на рис. 10.3 (перемычка в этом расчете не учитывается).

При расчете надежности примем следующие исходные данные: $\omega_т=0{,}1$ 1/км·год — для теплопроводов; $\omega_з=0{,}002$ 1/год — для задвижек, время $t=0{,}56$ года (длительность отопительного периода 205 дней).

Число возможных аварийных ситуаций (считая, что ТЭЦ расположена в непосредственной близости от сети), связанных с отключением участков теплопроводов, составляет 10. Протяженность подающих и обратных линий каждого участка, включая ответвления к тепловым узлам, составляет 4 км.

Число аварийных ситуаций, связанных с отказами узлов секционирующих задвижек, составляет восемь плюс отказ головного узла задвижек. Таким образом, общее число рассматриваемых аварийных ситуаций составляет 19.

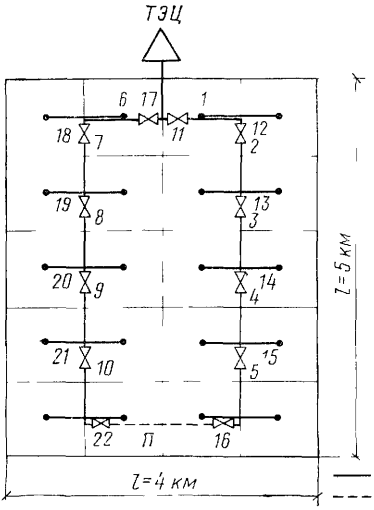


Рис 10.3 Расчетная схема тепловой сети

1 — тепломагистраль, *2* — однотрубная перемычка *1—10* — номера участков тепловой сети, *11—22* — номера секционирующих задвижек

Рассчитаем значение параметра потока отказов для элементов сети.

1. Для участков теплопроводов, включая ответвления к узловым потребителям:

$$\omega = 4 \cdot 0{,}1 = 0{,}4.$$

2 Для головного узла задвижек:

$$\omega = 4 \cdot 0{,}002 = 0{,}008.$$

3. Для узлов задвижек:

$$\omega = 2 \cdot 0{,}002 = 0{,}004.$$

ТАБЛИЦА 10.2. РАСЧЕТ ВЕЛИЧИНЫ $\Sigma \omega_i \Delta Q_j$

№ отказавшего элемента	ω_i, $\frac{1}{\text{год}}$	Недопоставка тепла ΔQ_j, МВт	$\omega_i \Delta Q_j$	№ отказавшего элемента	ω_i, $\frac{1}{\text{год}}$	Недопоставка тепла ΔQ_j, МВт	$\omega_i \Delta Q_j$
1	0,4	500	200	*11, 17*	0,008	1000	8
2	0,4	400	160	*12*	0,004	500	2
3	0,4	300	120	*13*	0,004	400	1,6
4	0,4	200	80	*14*	0,004	300	1,2
5	0,4	100	40	*15*	0,004	200	0,8
6	0,4	500	200	*18*	0,004	500	2
7	0,4	400	160	*19*	0,004	400	1,6
8	0,4	300	120	*20*	0,004	300	1,2
9	0,4	200	80	*21*	0,004	200	0,8
10	0,4	100	40				
							Σ=1219,2

Сумма параметров потока отказов системы составляет:

$$\Sigma \omega_i = 0{,}4 \cdot 10 + 0{,}008 + 0{,}004 \cdot 8 = 4{,}04.$$

Для каждой аварийной ситуации определим по схеме теплоснабжения (см. рис. 10.3) недоподачу тепла ΔQ_j. Так, например, при отказе головного узла задвижек вся система не получает тепло, следовательно, $\Delta Q = Q_0 = 1000$ МВт; при отказе участка *4* $\Delta Q = 200$ МВт, так как для ремонта перекрывается задвижка *14*.

Расчеты сведем в табл. 10.2, где перенумеруем все аварийные ситуации, проставим недоподачу тепла для каждой из них ΔQ_j, укажем значения параметра потока отказов ω_i и определим произведение $\omega_i \Delta Q_j$ для каждой аварийной ситуации. В итоге определим $\Sigma \omega_i \Delta Q_j$ для системы.

Показатель надежности рассчитываем по формуле (10.21):

$$R_{\text{сист}}(t) = 1 - \sum_{j=1}^{j=l} \frac{\Delta Q_j}{Q_0} \frac{\omega_i}{\Sigma \omega_i} (1 - e^{-\Sigma \omega_i t}) = 1 - (1 - e^{-\Sigma \omega_i t}) \times$$

$$\times \frac{\sum_{j=1}^{j=l} \Delta Q_j \omega_i}{Q_0 \Sigma \omega_i} = 1 - (1 - e^{-4{,}04 \cdot 0{,}56}) \frac{1219{,}2}{1000 \cdot 4{,}04} = 0{,}73.$$

Полученное значение показателя надежности ниже допустимого. Следовательно, такую систему теплоснабжения нельзя проектировать нерезервированной.

Для оценки влияния секционирующих задвижек на надежность рассчитаем показатель надежности этой системы, но в предположении, что на ней не установлены задвижки. В этом случае отказ любого участка приведет к отказу всей системы и показатель надежности можно определить из выражения:

$$R_{\text{сист}}(t) = e^{-\Sigma \omega_i t} = e^{-\omega_\text{т} t \Sigma l} = e^{-2{,}24} = 0{,}1065,$$

где

$$\omega_\text{т} t \Sigma l = 0{,}1 \cdot 0{,}56 \cdot 40 = 2{,}24.$$

При секционировании надежность повышается в $0{,}73 : 0{,}1065 = 6{,}85$ раза.

Определим надежность тепловой сети рассмотренного выше района при условии, что магистрали закольцованы перемычкой (см. рис. 10.3). Общее число отказов, приводящих к отключению потребителей, увеличится на два (отказы задвижек перемычки) и составит 21.

ТАБЛИЦА 10.3. РАСЧЕТ ВЕЛИЧИНЫ $\Sigma \omega_i \Delta Q_j$

№ отказавшего элемента	ω_i, $\frac{1}{\text{год}}$	Недопоставка тепла ΔQ_j, МВт	$\omega_i \Delta Q_j$	№ отказавшего элемента	ω_i, $\frac{1}{\text{год}}$	Недопоставка тепла ΔQ_j, МВт	$\omega_i \Delta Q_j$
1	0,4	100	40	*12*	0,004	200	0,8
2	0,4	100	40	*13*	0,004	200	0,8
3	0,4	100	40	*14*	0,004	200	0,8
4	0,4	100	40	*15*	0,004	200	0,8
5	0,4	100	40	*16*	0,002	100	0,2
6	0,4	100	40	*18*	0,004	200	0,8
7	0,4	100	40	*19*	0,004	200	0,8
8	0,4	100	40	*20*	0,004	200	0,8
9	0,4	100	40	*21*	0,004	200	0,8
10	0,4	100	40	*22*	0,002	100	0,2
11, 17	0,008	1000	8				
							Σ 414,8

Сумма параметров потока отказов элементов равна:

$$\Sigma \omega_i = 4{,}04 + 0{,}002 \cdot 2 = 4{,}044.$$

Все расчеты, так же как и в предыдущем случае, сведем в табл. 10.3. Показатель надежности равен:

$$R_{\text{сист}}(t) = 1 - (1 - e^{-\Sigma \omega_i t}) \frac{\sum_{j=1}^{j=l} \Delta Q_j \omega_i}{Q_0 \Sigma \omega_i} = 1 - (1 - e^{-4{,}044 \cdot 0{,}56}) \times$$

$$\times \frac{414{,}8}{1000 \cdot 4{,}044} = 0{,}9081.$$

Полученное значение показателя надежности соответствует требуемому минимальному уровню (0,9) для больших систем теплоснабжения. Надежность системы можно повысить, изменив схему присоединения узловых потребителей. По схеме, показанной на рис. 10.3, каждый узловой потребитель присоединен к одному участку магистрали. По схеме, показанной на рис. 10.4, каждый узловой потребитель присоединен к двум соседним участкам. При таком присоединении потребителей исключается влияние отказов участков магистралей на теплоснабжение узлов. При отказе одного участка магистрали потребитель будет получать тепло от соседнего участка. К отказу теплоснабжения узлового потребителя приводит отказ или одной из задвижек узла присоединения или ответвлений к нему. Так как задвижки и ответвления по понятию надежности соединены последовательно, параметр потока отказов узла равен сумме параметров потоков отказов его элементов.

Рассчитаем параметр потока отказов узла, считая длину ответвлений равной 2 км:

$$\omega_{\text{уз}} = 0{,}002 \cdot 6 + 2 \cdot 0{,}1 = 0{,}212.$$

К отказу системы приводят следующие аварийные ситуации:

1) отказы головного узла задвижек с $\omega = 0{,}002 \cdot 4 = 0{,}008$ и недоподачей тепла $Q_0 = 1000$ МВт;

2) отказ любого узла присоединения потребителей с $\omega_{\text{уз}} = 0{,}212$ и недоподачей тепла $\Delta Q = 100$ МВт (таких ситуаций 10).

Всего аварийных ситуаций 11. Сумма параметров потока отказов равна:

$$\Sigma \omega_i = 0{,}008 + 0{,}212 \cdot 10 = 2{,}128.$$

Рассчитаем показатель надежности:

$$R_{\text{сист}}(t) = 1 - (1 - e^{-2{,}128 \cdot 0{,}56}) \left(10 \frac{100}{1000} \frac{0{,}212}{0{,}2128} + \frac{1000}{1000} \frac{0{,}008}{0{,}2128}\right) = 0{,}928.$$

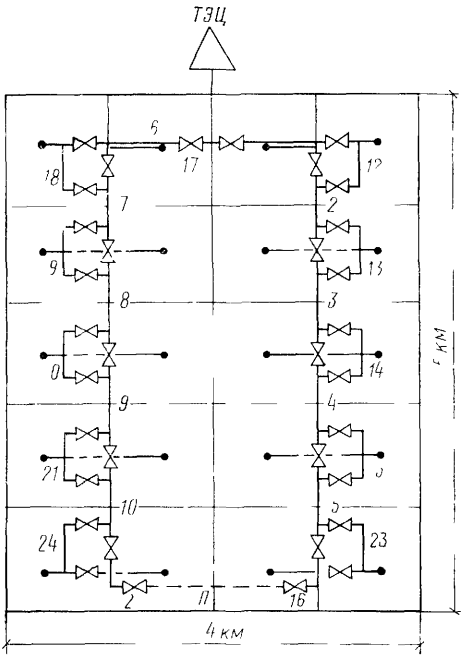


Рис 10 4 Расчетная схема тепловой сети с подачей тепла узловому потребителю от двух соседних участков

См подрисуиочную подпись к рис 10 3

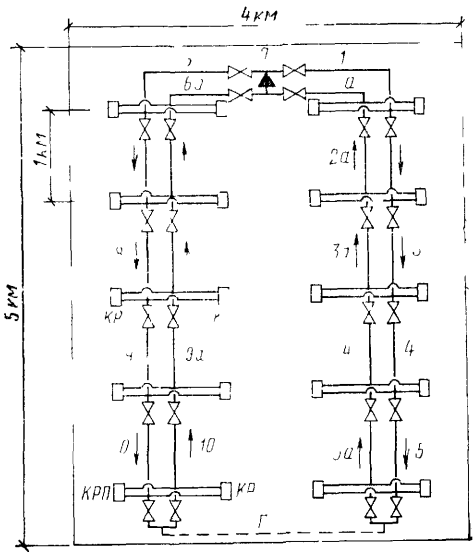


Рис 10 5 Схема тепловой сети с перемычкой

См подрисуночную подпись к рис 10.3

Надежность увеличивается в 0,928:0,9081=1,022 раза, ненадежность уменьшилась в 0,0993 0,072=1,379 раза. Такие схемы следует применять для ТЭЦ с большими тепловыми нагрузками и ответвлениями к теплоснабжаемым узлам большой протяженности.

В результате проведенных расчетов обоснован структурный резерв системы из условия значения показателя надежности не менее 0,9.

Второй этап расчета надежности состоит в определении резерва пропускной способности (мощности) системы для обеспечения лимитированного теплоснабжения в любой аварийной ситуации Рассмотрим расчеты этого этапа на примере схемы теплоснабжения, показанной на рис 10 3 Эта схема в двухлинейном изображении приведена на рис 10 5

Первоначально рассчитаем диаметры трубопроводов тепловой сети, считая ее нерезервированной, тупиковой (перемычку не рассматриваем) На коллекторах ТЭЦ примем следующие напоры на подающем — 120 м, на обратном — 20 м

Гидравлический расчет магистралей проведем исходя из условия, что напор на концевых участках трубопроводов обратной линии не превышает предела прочности нагревательных приборов системы отопления и для чугунных радиаторов составляет 60 м. Диаметры участков магистралей определим из условия, что суммарная потеря напора в обратной магистрали не превышает $\Delta H = 60 - H_0 = 60 - 20 = 40$ м, где H_0 — напор в коллекторе обратной магистрали ТЭЦ. Все ответвления от магистрали к контрольно-распределительным пунктам (КРП) примем одинакового диаметра. Для учета потерь напора в местных сопротивлениях введем коэффициент 1,25. Расход воды определим исходя из удельного расхода 10,75 т/ч на 1 МВт тепла.

Гидравлический расчет тупиковой тепловой сети приведен в табл 10 4

ТАБЛИЦА 10.4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТУПИКОВОЙ СХЕМЫ (СМ. РИС. 10.5)

№ участка	Расход теплоносителя на участке G, кг/с	Наружный диаметр $d_н$, мм	Длина участка, l, м	Скорость движения теплоносителя w, м/с	Потери давления			Суммарные потери напора от ТЭЦ, м
					удельные на трение $\Delta p/l$, Па/м	на участке Δp, Па	с учетом местных сопротивлений 1,25 Δp, Па	
1а	1493	920	1000	2,3	47	47 000	58 750	5,99
2а	1194	820	1000	2,4	57	57 000	71 250	13,26
3а	896	720	1000	2,4	70	70 000	87 500	22,19
4а	597	630	1000	2,1	63	63 000	78 750	30,22
5а	299	530	1000	1,9	41	41 000	51 250	35,45
5а—КПР	149	377	500	1,9	60	30 000	37 500	39,27

Определим материальную характеристику нерезервированной тупиковой тепловой сети:

$$M = \sum_{1}^{n} d_i\, l_i, \qquad (10.23)$$

где $d_i l_i$ — диаметр и длина участка; n — число участков.

Материальная характеристика задвижки принималась равной материальной характеристике участка трубопровода соответствующего диаметра длиной 5 м. При расчете материальной характеристики учитывались диаметры трубопроводов подающей и обратной магистралей, а также ответвлений от магистралей к КРП.

$$M = 0{,}92\cdot 2000\cdot 2 + 0{,}82\cdot 2000\cdot 2 + 0{,}72\cdot 2000\cdot 2 + 0{,}63\cdot 2000\cdot 2 + 0{,}53\cdot 2000\cdot 2 + \\ + 0{,}377\cdot 10\,000\cdot 2 + 10\cdot 5\cdot 2 = 22\,120 \text{ м}^2.$$

Теперь проведем расчет аварийного режима для рассматриваемой схемы тепловой сети, считая ее закольцованной однотрубной перемычкой *П* между узлами *5* и *10* (см. рис. 10.5). Наиболее напряженный гидравлический режим возникает при отказе головного участка обратной магистрали. Из рассмотрения этого режима и определим диаметры трубопроводов магистралей, обеспечивающие необходимый резерв пропускной способности. Лимитированный расход теплоносителя примем равным 70% расчетной величины. Следовательно, в аварийной ситуации в каждый КРП будет подаваться $0{,}7\cdot 149 = 104{,}3$ кг/с воды.

Вследствие симметричности схемы сети, гидравлический расчет аварийного режима проводим только для случая отказа трубопровода об-

ТАБЛИЦА 10.4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВАРИЙНОГО РЕЖИМА ОБРАТНОГО ТРУБОПРОВОДА (АВАРИЙНЫЙ УЧАСТОК 6*а*)

№ участка	Расход теплоносителя на участке G, кг/с	Наружный диаметр $d_н$, мм	Длина участка l, м	Скорость движения теплоносителя w, м/с	Потери давления			Суммарные потери напора от ТЭЦ, м
					удельные на трение $\Delta p/l$, Па/м	на участке Δp, Па	с учетом местных сопротивлений 1,25 Δp, Па	
1*а*	1872	920	1000	2,9	76	76 000	95 000	9,69
2*а*	1664	920	1000	2,6	59	59 000	73 750	17,2
3*а*	1456	920	1000	2,2	45	45 000	56 250	22,95
4*а*	1248	920	1000	2	33	33 000	41 250	27,16
5*а*	1040	920	1000	1,7	24	24 000	30 000	30,2
П	832	920	2000	1,3	16	32 000	40 000	34,28
10*а*	624	920	1000	1	9	9 000	11 250	35,43
9*а*	416	920	1000	0,6	4	4 000	5 000	35,94
8*а*	208	920	1000	0,3	1	1 000	1 250	36,07
КРП—7*а*	104	377	500	1	30	15 000	18 750	37,98

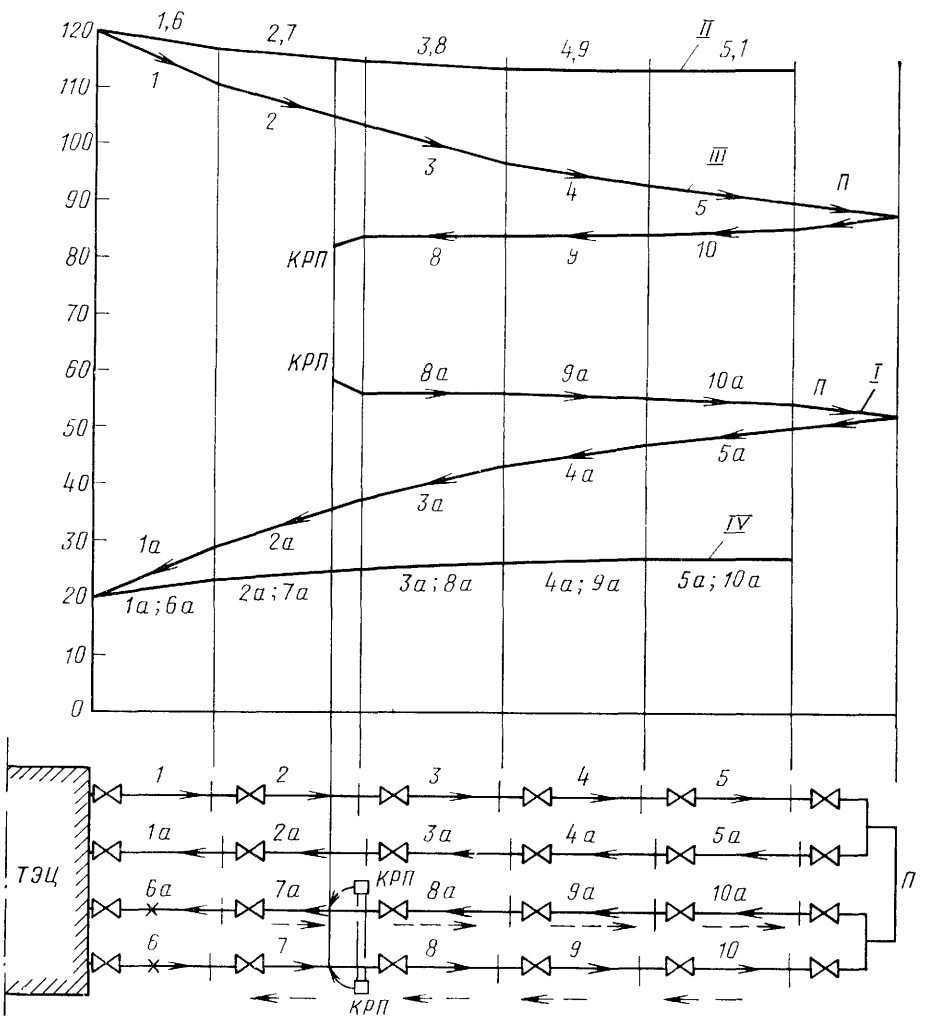


Рис. 10.6. Пьезометрические графики тепловой сети при отказах участков *6* и *6а*
1—10 — участки подающего трубопровода; *1а — 10а* — участки обратного трубопровода; *I, II* — при аварии на участке *6а*; *III, IV* — при аварии на участке *6*; пунктиром показано направление движения теплоносителя при аварийных гидравлических режимах

ратной линии участка *6а*. При этом выключаются на время аварии два КРП, присоединенные к участку *6*. Охлажденная вода от потребителей участков *7а*, *8а*, *9а*, *10а* движется против расчетного направления и через перемычку *П* вливается в обратный трубопровод *5а—1а*.

Гидравлический расчет проводим исходя из условия, что суммарная потеря напора в трубопроводе обратной магистрали в аварийном режиме не превышала $\Delta H = 40$ м. Диаметры магистралей и перемычки принимаем постоянными.

Результаты гидравлического расчета аварийного режима приведены в табл. 10.4.

Пьезометрические графики для подающего и обратного трубопроводов, соответствующие аварийным отключениям участков *6а* и *6*, показаны на рис. 10.6.

Материальная характеристика сети, рассчитанная с резервом пропускной способности, обеспечивающим в любой аварийной ситуации лимитированное теплоснабжение в размере 70% расчетного, равна:

$$M = 0{,}92 \cdot 10\,000 \cdot 2 + 0{,}92 \cdot 2000 + 0{,}377 \cdot 10\,000 \cdot 2 + 12 \cdot 5 \cdot 2 = 26\,860 \text{ м}^2.$$

Таким образом, система теплоснабжения с показателем надежности, равным 0,9081, и лимитированным теплоснабжением в аварийных ситуациях в размере 70% расчетного, характеризуется дополнительными капитальными вложениями в размере: 26 860:22 120=1,21, т. е. 21%

§ 53. ПОСТРОЕНИЕ СХЕМ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ С УЧЕТОМ НАДЕЖНОСТИ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Для возможности распределения теплоносителя между узловыми потребителями при аварийном гидравлическом режиме система должна быть управляемой.

Для осуществления быстрого перехода с расчетного гидравлического режима на аварийный, средства управления системы должны быть автоматизированными. В системе теплоснабжения, разработанной МИСИ (1968 г.) и показанной на рис. 10.7, в каждом узле присоединения потребителей установлен специальный блок с регулятором-ограничителем расхода, который заранее настраивают на лимитированное теплоснабжение. Одновременно с включением регулятора-ограничителя расхода выключаются подогреватели горячего водоснабжения и включаются насосы, обеспечивающие необходимую циркуляцию теплоносителя в сетях потребителя.

Переход системы на лимитированное теплоснабжение при наличии необходимых автоматизированных средств управления возможен лишь при ограниченном числе узлов, т. е. только у систем с иерархическим построением. По верхнему иерархическому уровню осуществляют распределение теплоносителя между укрупненными тепловыми узлами и к сетям этого уровня непосредственно потребителей не присоединяют. К низшему уровню относятся распределительные сети микрорайонов и кварталов, в которые теплоноситель поступает из укрупненных узлов. В этих узлах должны быть специальные циркуляционные насосы, обеспечивающие при аварийных ситуациях в сетях микрорайонов нормальный гидравлический режим, но с пониженной по сравнению с расчетным значением температурой теплоносителя.

Рассмотренные управляемые системы резервированы на верхнем иерархическом уровне. Магистральные теплопроводы закольцованы, а резерв их пропускной способности рассчитан на лимитированное теплоснабжение. Так как к кольцующим перемычкам потребители не присоединяются, их целесообразно выполнять однотрубными, что дает су-

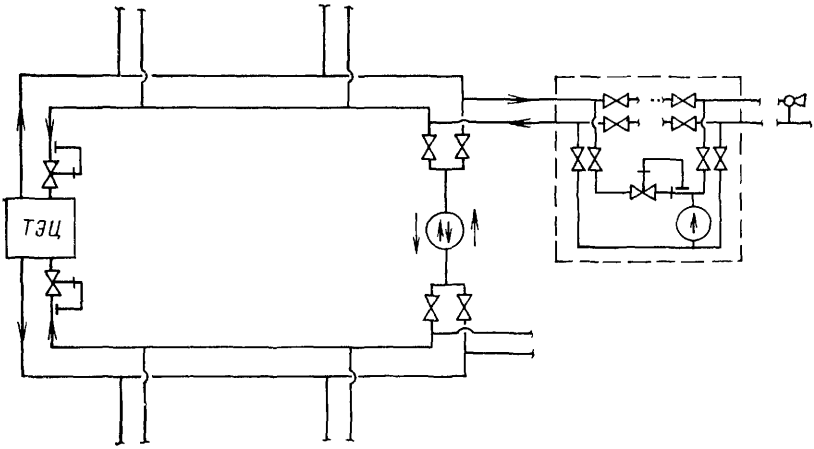


Рис. 10.7. Управляемая система теплоснабжения, закольцованная однотрубными перемычками

щественный экономический эффект. Система по низшему иерархическому уровню не резервирована, но ее надежность должна быть рассчитана на заданный уровень. Этот уровень в итоге и определяет мощность укрупненного теплового узла системы.

Главными достоинствами системы тепловых сетей с иерархическим построением являются высокие эксплуатационные качества, хорошая управляемость, возможность осуществления лимитированного теплоснабжения в аварийных ситуациях, а также использование для кольцевания однотрубных перемычек.

Основным лимитирующим условием при определении резерва пропускной способности теплопроводов является жесткое ограничение максимального давления в обратной магистрали.

Кардинальным решением, обеспечивающим наиболее полное использование давления, создаваемого циркуляционными насосами в аварийных гидравлических режимах, является независимое присоединение потребителей. Однако следует отметить, что независимое присоединение абонентов само по себе не решает проблемы надежности, т. е. такая система может иметь неуправляемый гидравлический режим в аварийных ситуациях. В таком случае через теплообменники дальних потребителей пойдет ничтожный расход теплоносителя, в результате чего системы отопления зданий практически лишатся источников тепла. Для обеспечения надежного теплоснабжения необходимо управлять распределением теплоносителя между теплообменниками потребителей, а это возможно осуществлять лишь на крупных тепловых узлах. При этом следует сохранять иерархичность построения системы. В таком случае каждый тепловой узел будет представлять собой отдельный источник тепла для распределительных сетей, присоединенных к нему. Циркуляционный контур сетей будет иметь самостоятельные насосы и не будет гидравлически связан с режимом тепловых магистралей. Аварийные ситуации на тепловых магистралях будут сказываться лишь на лимитированной подаче тепла в узел, что приведет к некоторому снижению температуры воды, циркулирующей в распределительных сетях, без гидравлической их разрегулировки, а следовательно, будет обеспечено лимитированное теплоснабжение всех потребителей.

Резервирование тепловых магистралей возможно не только путем кольцевания. Трехтрубная резервированная система тепловых магистралей предложенная МИСИ (1976 г.) и показанная на рис. 10.8, обладает высокими техническими и экономическими показателями. Трубопровод *1* подающий, трубопроводы *2* и *3* обратные. В узлах *4* присоединены двухтрубные ответвления, ведущие к РТП потребителей *5*, подающие и обратные трубопроводы снабжены задвижками *6—11,* позволяющими отключать любой участок трубопровода тепловой магистрали. Перемычка *12* соединяет обратные трубопроводы. Две перемычки с задвижками *13* и *14* соединяют подающий *1* и обратный *2* трубопрово-

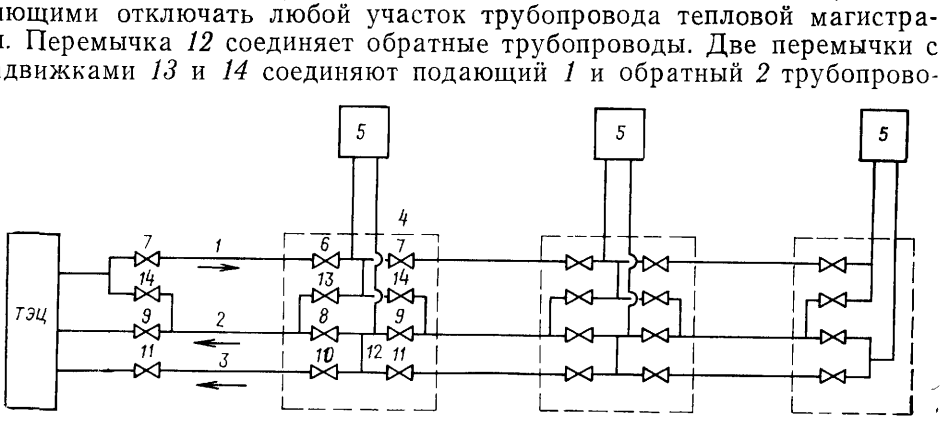


Рис 10.8 Схема трехтрубной системы тепломагистралей

ды. При нормальной работе задвижки *6—11* открыты, задвижки *13—14* на перемычках закрыты.

При аварии на трубопроводе *1* с помощью задвижек *6* и *7* отключается поврежденный участок, задвижки *8* и *9* на трубопроводе *2* закрываются, а на перемычках *13* и *14* открываются и теплоноситель с неповрежденного участка трубопровода *1* по перемычке с открытой задвижкой *14* передается на отключенный участок трубопровода *2* и по перемычке с открытой задвижкой *13* на следующий, неповрежденный участок трубопровода *1*. Охлажденный теплоноситель транспортируется по перемычкам *12* и участку трубопровода *3*.

При аварии на трубопроводе *2* поврежденный участок отключается с помощью задвижек *8* и *9*, на трубопроводе *3* — задвижек *10* и *11*. Теплоноситель транспортируется по перемычкам *12* к неповрежденному участку обратных магистралей.

Как вариант возможна тепловая магистраль из трех трубопроводов, у которой два трубопровода подающие и один обратный с перемычкой между подающими трубопроводами и двумя перемычками с задвижками между обратным и одним из подающих трубопроводов.

Рассмотрим технико-экономические характеристики трехтрубной тепловой магистрали и сравним ее оптимальные параметры с параметрами двухтрубной магистрали.

В нормальном режиме теплоноситель в трехтрубной тепломагистрали в прямом направлении идет по одному трубопроводу, а в обратном — по двум трубопроводам, поэтому возникает задача определения оптимального соотношения их диаметров. Сумма удельных потерь давления в подающем и обратном трубопроводах равна

$$R = R_{\text{п}} + R_{\text{о}},$$

а относительная потеря давления в подающем трубопроводе

$$\varepsilon = R_{\text{п}}/R.$$

Для двухтрубных систем теплоснабжения удельные потери давления в подающем и обратном трубопроводах принимают одинаковыми ($\varepsilon = 0{,}5$).

Диаметры трубопроводов трехтрубной тепловой магистрали определяются по формулам:

$$d_{\text{п}}^{\text{т}} = A\,\frac{G^{0,38}}{(\varepsilon\,R)^{0,19}}\;;\quad d_{\text{о}}^{\text{т}} = A\,\frac{(0{,}5\,G)^{0,38}}{[(1-\varepsilon)\,R]^{0,19}}\,.$$

Диаметр трубопроводов двухтрубной магистрали будет равен:

$$d^{\text{д}} = d_{\text{п}}^{\text{д}} = d_{\text{о}}^{\text{д}} = A\,\frac{G^{0,38}}{(0{,}5\,R)^{0,19}}\,.$$

Для решения оптимальной задачи находим отношение материальной характеристики 1 м трехтрубной магистрали к материальной характеристике 1 м двухтрубной в зависимости от коэффициента ε.

Минимуму материальной характеристики соответствует оптимальное значение $\varepsilon = 0{,}41$. Этому значению ε отвечает следующее соотношение диаметров подающего и обратного теплопроводов: $d_{\text{п}}^{\text{т}}/d_{\text{о}}^{\text{т}} \approx 1{,}4$.

Оптимальному значению ε соответствуют дополнительные затраты на резервирование в размере 27%, а при учете различных значений экономических потерь давления в подающей и обратной магистралях увеличение материальной характеристики составит 22%.

ГЛАВА 11. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

§ 54. ЗАДАЧИ И СТРУКТУРА ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ СЛУЖБЫ

Надежная и экономичная работа тепловых сетей, являющихся одним из звеньев системы теплоснабжения, в значительной мере зависит от рациональной организации их эксплуатации. Организационная структура предприятий по эксплуатации систем теплоснабжения зависит от их мощности, характера потребителей и источников тепла.

В настоящее время в городах СССР работают предприятия по эксплуатации тепловых сетей от ТЭЦ, а также специализированные предприятия по эксплуатации районных и квартальных котельных и тепловых сетей от них. Эти организации обладают современной производственно-технической базой, необходимой для эксплуатации и ремонта тепловых сетей, а также квалифицированным производственно-техническим персоналом.

Основными задачами эксплуатационных организаций являются: обеспечение надежной работы тепловых сетей, бесперебойное снабжение потребителей необходимым количеством тепла, улучшение технико-экономических показателей работы системы теплоснабжения путем внедрения наиболее эффективных режимов отпуска и потребления тепла.

Организации службы эксплуатации тепловых сетей выполняют следующие работы:

обслуживание, испытание и ремонт оборудования тепловых сетей;

наладка систем теплоснабжения и оказание помощи потребителям тепла в регулировке систем теплопотребления;

разработка и оперативное управление тепловым и гидравлическим режимом;

контроль за рациональным использованием тепла и учет расхода тепла потребителями;

участие в разработке перспективных планов развития теплоснабжения города;

рассмотрение и согласование проектов новых тепловых сетей и схем присоединения к тепловым сетям, выдача технических условий и разрешений на подключения;

технический надзор за строительством тепловых сетей.

Примером организационной структуры предприятия по эксплуатации тепловых сетей крупного города может служить структура управления теплосети Мосэнерго, показанная на рис. 11.1.

Основным производственно-техническим подразделением предприятия службы эксплуатации является эксплуатационный район. Персонал района эксплуатирует тепловые сети от одной ТЭЦ города.

Эксплуатационным районам оказывают содействие следующие инженерные службы: ремонта тепловых сетей, аварийно-восстановительная, электрохозяйства, присоединений, тепловая инспекция, производственная лаборатория.

Так, служба ремонта тепловых сетей совместно с персоналом района участвует в проведении ремонта при большом объеме работ, служба электрохозяйства оказывает помощь группе электриков районов в ремонте электрооборудования насосных подстанций, задвижек с электроприводом, дренажных насосных.

Аварийно-восстановительная служба организована для выполнения работ по неотложной ликвидации повреждений на тепловых сетях.

Служба присоединений участвует в составлении планов развития теплофикации города, выдает заключения и технические условия на присоединение новых потребителей к действующим тепловым сетям.

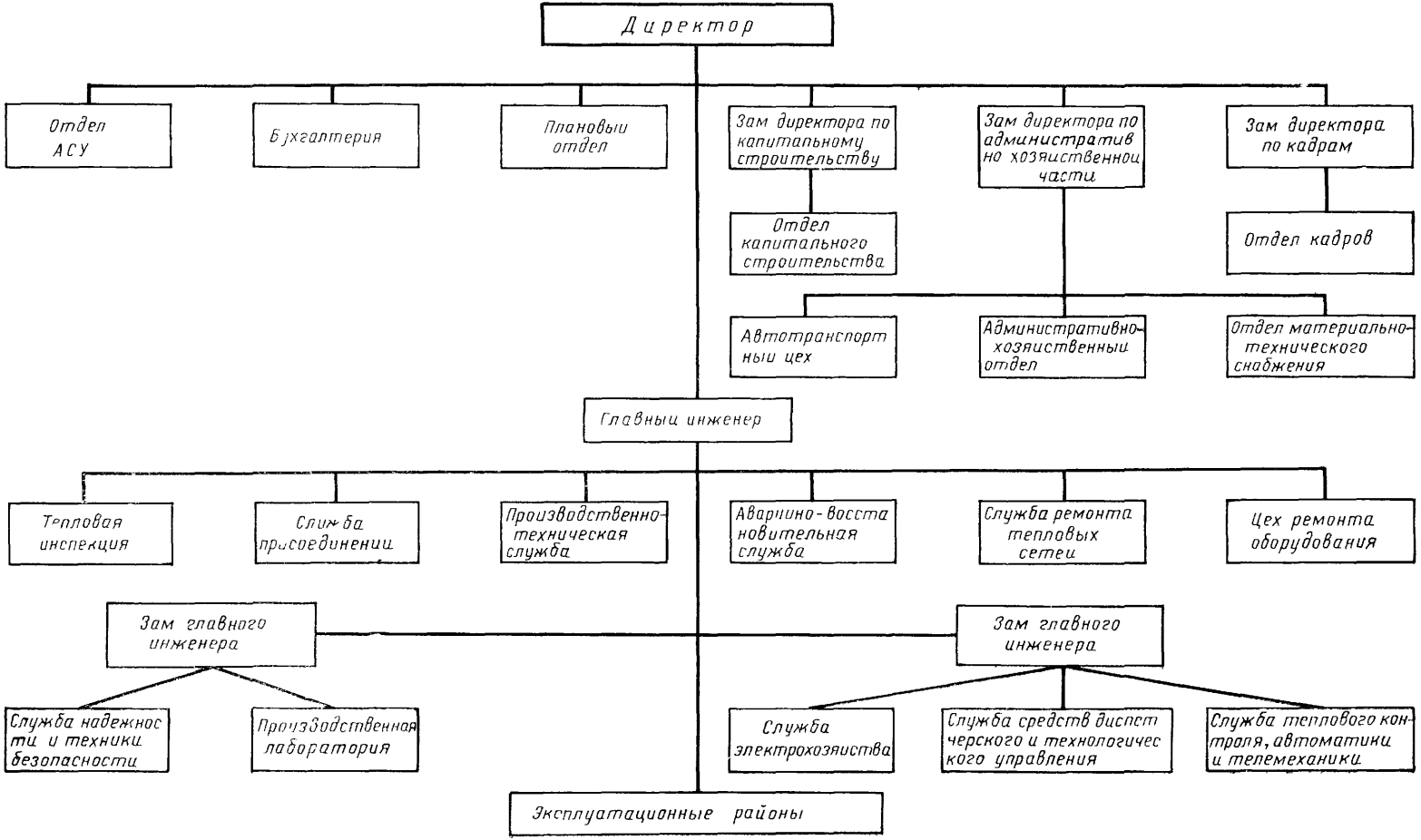


Рис. 11 1 Структура службы эксплуатации

Тепловая инспекция осуществляет контроль за соблюдением норм расхода тепла промышленными и коммунально-бытовыми потребителями, следит за рациональным расходованием тепловой энергии, т. е. за расходом воды и ее температурой на выходе из тепловых пунктов потребителей, а также за расходом, температурой и качеством конденсата, возвращаемого промышленными потребителями на ТЭЦ.

Координация работы подразделений треста осуществляется диспетчером производственно-хозяйственной деятельности. Для рационального использования рабочей силы, механизмов, оборудования и материалов внедрена автоматизированная система управления производственной деятельностью предприятия.

§ 55. ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Опыт эксплуатации систем теплоснабжения показал, что наиболее уязвимым элементом системы, снижающим надежность теплоснабжения, являются тепловые сети. Несовершенство антикоррозионной защиты наружных поверхностей трубопроводов является основной причиной повреждений тепловых сетей. Во избежание этого персонал эксплуатационных районов проводит профилактические мероприятия по предотвращению наружной коррозии, т. е. осуществляет систематический осмотр состояния теплопроводов, компенсаторов, арматуры, штуцеров, гильз, а также откачку воды из подземных сооружений на тепловых сетях, чистку дренажей и водовыпусков. Кроме того, в объем работ по обслуживанию тепловых сетей входит замена набивки сальниковых компенсаторов, замена прокладок во фланцевых соединениях.

Внутреннее состояние теплопровода контролируют с помощью индикаторов коррозии, позволяющих определить скорость коррозии. В отдельных случаях вырезают контрольные участки стенки трубы.

В наиболее ответственных местах, например в месте пересечения трубопровода с железнодорожным полотном, состояние теплопроводов ежегодно проверяется вскрытием шурфа. При этом составляется акт о техническом состоянии теплопровода.

Необходимость в защите теплопроводов от коррозии, вызванной блуждающими токами, выявляют следующим образом: на каждом вновь принятом в эксплуатацию теплопроводе в течение первых шести месяцев проверяют величину потенциалов блуждающих токов. Опасными в коррозионном отношении являются зоны на трубопроводах, где наблюдается смещение разности потенциалов в отрицательную сторону не менее чем на 10 мВ по сравнению со стационарным потенциалом трубы, равным около 0,55 В. При необходимости активной защиты теплопроводов от коррозии блуждающими токами предусматривают установки дренажной или катодной защиты. Способ электрозащиты выбирается путем опытных включений стандартных дренажных установок. В результате опытных включений устанавливают тип электрозащиты (дренажная или катодная), места установки анодных заземлений, зону действия защиты, характер влияния защиты на соседние сооружения и возможность совместной защиты. В тех случаях, когда при включении электродренажей не удается обеспечить защиту трубопровода в пределах опасной зоны и на отдельных его участках остаются анодные зоны, совместно с электродренажной защитой применяется катодная защита.

При эксплуатации электрозащитных устройств производят периодический технический осмотр установок, проверку параметров установок, а также контрольные измерения потенциалов на защищаемом теплопроводе. Замеры потенциалов блуждающих токов производят через каждые 3 года.

Для выявления участков теплопроводов, подвергшихся наружной или внутренней коррозии, ежегодно в летний период все теплопроводы испытывают на герметичность и прочность. Испытания производятся насосами стационарных опрессовочных пунктов и передвижными насосами-прессами. Температура воды при опрессовке не должна превышать 45°С, давление опрессовки для трубопроводов с d_y = =1000 мм и ниже составляет 3,3 МПа — для подающих и 2,8 МПа — для обратных; для трубопроводов с d_y=1200 мм — соответственно 3 2,8 МПа; для трубопроводов с d_y=1400 мм — соответственно 2,8 и 2,5 МПа. Продолжительность поддержания давления — 3 ч.

Во время испытаний теплопотребляющие установки потребителей должны быть надежно отключены. На тепловых пунктах организуется наблюдение за давлением и принимаются меры безопасности. На период испытаний прекращается доступ персонала в коллекторы и камеры; тщательно проверяются трубы, проходящие по подвалам зданий или вблизи них.

Целью температурных испытаний является проверка прочности оборудования тепловых сетей в условиях температурных деформаций. Кроме того, при этом проверяется фактическая компенсирующая способность сальниковых компенсаторов.

При подготовке к испытаниям производится тщательный осмотр сальниковых компенсаторов, фланцевых соединений, опор и других соединений, устраняются все неисправности.

Во время испытаний температура воды в подающих трубопроводах поддерживается равной расчетной, в обратных трубопроводах — не выше 90°С, давление во всех точках тепловой сети должно обеспечивать невскипание воды, но не превышать рабочего. Время поддержания температуры воды — около 4 ч.

Компенсирующую способность сальниковых компенсаторов проверяют путем сравнения их максимальных фактических перемещений, измеренных при испытании, с расчетными.

В период проведения испытаний ведут тщательное наблюдение за трассой тепловой сети, особенно в местах движения пешеходов и транспорта и на участках бесканальной прокладки.

Резкое увеличение подпитки во время гидравлических или температурных испытаний служит сигналом к прекращению испытаний, при этом в теплопроводах снижают давление и температуру. Обнаруженный поврежденный участок огораживают и до ликвидации повреждения организуют дежурство.

После проведения гидравлических и температурных испытаний составляютт акт о результатах испытаний.

На основании наружного осмотра состояния теплопроводов, актов гидравлических и температурных испытаний и актов вскрытия шурфов составляют план капитального и текущего ремонтов участков теплотрассы. Капитальный ремонт осуществляют силами эксплуатационного района вместе со службой ремонта тепловых сетей. При большом объеме капитального ремонта привлекаются подрядные строительные организации.

В процессе работы тепловых сетей неизбежно происходят повреждения труб, арматуры, оборудования, вызываемые различными причинами. От того, насколько быстро будет обнаружен поврежденный элемент, произведен его ремонт или замена, зависит качество работы всей системы теплоснабжения, так как отключение и ремонт поврежденных элементов связаны в большинстве случаев с перерывом в подаче теплоносителя потребителям. В связи с этим особое значение приобретает рациональная организация аварийно-восстановительных работ. Работы по обнаружению, локализации и ликвидации аварий на тепловых сетях производятся эксплуатационным персоналом района

совместно с аварийно-восстановительной службой при содействии центрального диспетчерского пункта.

Последовательность проведения аварийно-восстановительных работ следующая.

1. Обнаружение и локализация поврежденного участка. Дежурный диспетчер ТЭЦ судит о наличии повреждения на магистрали по резкому и значительному увеличению подпитки и по увеличению расхода воды на одной из магистралей. Эти отклонения фиксируют расходомеры, установленные на подпиточной линии и на магистрали. Дежурный диспетчер ТЭЦ сообщает об этом в центральный диспетчерский пункт теплосети. В тех случаях, когда подпиточное устройство ТЭЦ не может восполнить возросшей утечки, а также, когда заливаются подвалы зданий или размывается трасса, дежурный диспетчер ТЭЦ немедленно отключает поврежденную магистраль. Далее дежурный диспетчер теплосети направляет оперативную группу АВС на осмотр магистрали для выявления поврежденного участка и его отключения секционирующими задвижками. Задвижки на всех ответвлениях от поврежденного участка также закрывают.

2. Восстановление нормального режима работы неповрежденных участков магистрали. Для этого открывают головные задвижки на магистрали. Начинается циркуляция до закрытых секционирующих задвижек. Открываются задвижки на резервных перемычках, соединяющих соседние магистрали для подачи воды на участки, расположенные за поврежденным.

3. Ликвидация повреждения. Место повреждения определяют путем наружного осмотра трассы и с помощью прибора «Аквафон». Далее опорожняют трубы от воды. Откачку воды из канала и камер производят с помощью пожарных машин или погружных насосов. После этого отрезают поврежденный участок трубы, заменяют его новым. При небольшом повреждении на поврежденное место приваривается заплатка.

4. Включение участка и восстановление теплоснабжения у отключенных потребителей.

После произведенного ремонта участок наполняют водой, открывают секционирующие задвижки и задвижки на ответвлениях, закрывают задвижки на резервных перемычках.

Время, необходимое для выполнения перечисленных работ, зависит от диаметра трубы поврежденного участка и изменяется от 7 до 40 ч.

Для скорейшего проведения аварийно-восстановительных работ АВС поддерживает в постоянной готовности персонал, необходимые механизмы, автомашины, а также имеет запас материалов для производства работ по ликвидации повреждений. Работа АВС должна быть круглосуточной, посменной. В составе АВС находятся две группы — оперативно-выездная и подготовительно-ремонтная во главе с мастерами. Аналогичную структуру имеет служба электрохозяйства (СЭХ).

Строительство тепловых сетей и тепловых пунктов проводится под надзором эксплуатирующей организации. Задачами такого надзора являются: контроль за качеством работ, соответствие применяемых материалов и оборудования проекту, промежуточные испытания и приемка тепловых сетей в эксплуатацию.

Теплопроводы перед пуском подвергаются техническому освидетельствованию, т. е. тщательному наружному осмотру узлов в камерах, компенсаторов, арматуры, а также гидравлическому испытанию на давление, равное 1,25 $p_{раб}$ (для подающего трубопровода $p_{раб}$ = = 1,6 МПа, для обратного — 1,2 МПа) в течение 6 ч. Кроме того, теплопроводы подвергаются испытанию на расчетную температуру с целью проверки компенсирующей способности компенсаторов и проч-

ности труб и строительных конструкций в условиях температурных деформаций.

При приемке эксплуатирующая организация получает от строителей следующую документацию: 1) паспорт теплопровода по форме, установленной Госгортехнадзором, 2) исполнительные чертежи, 3) акты технического освидетельствования, гидравлических и температурных испытаний.

Смонтированное оборудование тепловых пунктов перед сдачей в эксплуатацию также подвергается испытаниям: элеваторы — на расчетный коэффициент подмешивания; водоподогреватели — на расчетный коэффициент теплопередачи и гидравлические потери, соответствующие проекту; автоматические регуляторы — на расчетные режимы.

Постоянный рост подключенной тепловой нагрузки приводит к гидравлической разрегулировке тепловых сетей. При этом одна часть потребителей получает расход теплоносителя, больший расчетного, что приводит к перетопам зданий и, следовательно, непроизводительным потерям тепла Другая же часть зданий не получает необходимого количества теплоносителя из-за недостаточно располагаемых напоров в тепловой сети.

Для обеспечения высоких технико-экономических показателей работы системы теплоснабжения необходима ежегодная корректировка гидравлического режима с целью ликвидации гидравлической разрегулировки. Для ее выполнения в крупных эксплуатационных организациях созданы режимные группы.

В крупных системах теплоснабжения по мере роста подключенной тепловой нагрузки (через два-три отопительных сезона) необходимо производить наладку тепловой сети силами как эксплуатационной организации, так и привлекаемых специализированных пусконаладочных организаций.

В процессе наладочных работ выявляются техническое состояние теплопроводов, фактический гидравлический режим тепловых сетей, уточняются расчетные тепловые нагрузки потребителей, присоединенных к тепловой сети, производится гидравлический расчет, на базе которого разрабатывается расчетный гидравлический режим. Сопоставление фактического и расчетного гидравлических режимов позволяет разработать мероприятия по ликвидации гидравлической разрегулировки (установка дросселирующих устройств, устранение засоров теплопроводов, замена оборудования тепловых пунктов потребителей).

Выполнение мероприятий по наладке тепловых сетей позволяет ликвидировать перерасход тепла в системе теплоснабжения, вызванный перетопом отдельных зданий, улучшить качество теплоснабжения путем ликвидации перетопов и недотопов зданий, уменьшить расход электроэнергии на привод насосов.

§ 56. ДИСПЕТЧЕРСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ И ТЕЛЕМЕХАНИЗАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Надежная и экономичная работа системы теплоснабжения, обеспечивающая качественное и бесперебойное снабжение потребителей теплом, невозможна без оперативного руководства согласованной работой отдельных ее звеньев — источников тепла, тепловых сетей и тепловых пунктов потребителей. Такое оперативное руководство осуществляется диспетчерской службой. Тепловые сети небольших городов имеют одноступенчатую структуру диспетчерской службы, крупных городов с разветвленной тепловой сетью и несколькими источниками

тепла — двухступенчатую структуру: районные диспетчерские пункты (РДП) и центральный диспетчерский пункт (ЦДП).

Задачами диспетчерской службы являются:

надежное и бесперебойное снабжение потребителей теплом, контроль за тепловым и гидравлическим режимами;

рациональное использование и обеспечение экономичного режима работы теплофикационного оборудования источников тепла, насосно-перекачивающих подстанций;

руководство оперативным персоналом районов и служб по эксплуатации тепловых сетей;

выполнение диспетчерского графика отпуска тепла источниками;

оперативное руководство по локализации и ликвидации аварий на тепловых сетях и контроль за ликвидацией аварий на теплофикационном оборудовании источников тепла;

контроль за качеством сетевой, подпиточной воды и конденсата, возвращаемых на ТЭЦ или в котельную.

Средствами диспетчерского и технологического управления являются телефонная связь и радиосвязь, телемеханика и автоматика управления, защиты и контроля, которыми оснащаются центральный и районный диспетчерские пункты, насосно-перекачивающие подстанции и тепловые пункты крупных потребителей тепла.

В оперативном управлении дежурного диспетчера находятся:

все водяные магистральные и разводящие тепловые сети;

паропроводы и конденсатопроводы;

насосно-перекачивающие подстанции;

резервные источники тепла;

средства телемеханики и автоматики;

водогрейные, паровые котлы, турбины, РОУ, резервные отборы пара на теплофикацию;

водоподогревательные установки источников тепла;

сетевые насосы;

подпиточные насосы, баки, регуляторы;

деаэраторы подпиточной воды;

головные задвижки на выводах из источников тепла;

тепловые пункты потребителей с тепловой нагрузкой 30 Гкал/ч и более.

Весь объем поступающей в диспетчерский пункт информации отражается на диспетчерском щите. Диспетчерский пульт служит для вызова сигналов телеизмерения и передачи команд телеуправлению. В настоящее время в нашей стране имеется опыт эксплуатации телемеханической системы для дистанционного управления работой насосно-перекачивающих подстанций. Для этой цели использованы телемеханические системы общепромышленного назначения. Информация в диспетчерский пункт передается по кабельным линиям связи. Постепенное увеличение объема вводимой информации приведет к созданию комплексной системы автоматизации и телемеханизации тепловых сетей.

Большую роль в обмене информацией между диспетчерской службой и тепловыми пунктами потребителей играют созданные в крупных городах объединенные диспетчерские службы (ОДС) при жилищно-эксплуатационных конторах. Они располагают сведениями о работе всего инженерного оборудования микрорайона, в том числе оборудования тепловых пунктов и систем теплопотребления зданий.

Согласованная работа тепловой сети с источником тепла достигается при соблюдении диспетчерского графика. Диспетчерский график режима работ тепловой сети и источника тепла составляется на основании прогноза на ближайшие сутки. Суточный диспетчерский график предусматривает:

суточный и часовой отпуск тепла по каждому источнику (раздельно по пару и воде);

температуру воды на подающем и обратном коллекторах каждого источника и параметры пара по каждому отходящему паропроводу;

давление в подающем и обратном коллекторах каждого источника и расходы воды;

суточный график передается начальникам смен источников тепла для выполнения, дежурные диспетчеры районов контролируют его выполнение по каждому из источников.

Невыполнением диспетчерского графика считается:

отклонение температуры воды, поступающей в тепловую сеть, на 5°С и более по сравнению с заданной в течение 3 ч;

отклонение давлений в подающем и обратном коллекторах источника тепла более чем на 50 кПа (0,5 атм);

отклонение фактического давления и температуры пара на выводах источника более чем на 5% заданных величин.

ГЛАВА 12. ИСТОЧНИКИ ТЕПЛА

§ 57. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ЭНЕРГИИ И ИСТОЧНИКИ ТЕПЛА, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ДЛЯ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Источником тепла называется комплекс оборудования и устройств, с помощью которых осуществляется преобразование природных и искусственных видов энергии в тепловую энергию с требуемыми для потребителей параметрами.

Потенциальные запасы основных природных видов энергии в миллиардах тонн условного топлива в мире составляют*:

органическое (ископаемое) топливо — $24{,}7 \cdot 10^3$;

ядерное топливо (уран и торий) — $231 \cdot 10^3$;

термоядерное топливо (дейтерий) — $56{,}1 \cdot 10^9$;

геотермальная энергия — 500;

лучистая энергия Солнца (в год) — $247 \cdot 10^3$;

гидроэнергия рек (в год) — 3,35

энергия приливов и отливов (в год) — 2,31;

энергия ветра (в год) — 7,92.

Для целей теплоснабжения практическое значение на ближайшую перспективу будут иметь органическое и ядерное топливо, геотермальная и солнечная энергия.

К искусственным видам энергии, которые используются для выработки тепла на теплоснабжение, относятся «вторичные энергоресурсы» промышленных предприятий и электрическая энергия.

В СССР и во всем мире в настоящее время наиболее широко применяются источники тепла, использующие органические топлива — твердое, жидкое и газообразное. Основными источниками тепла являются тепловые теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), вырабатывающие комбинированным способом электрическую энергию и тепло, и котельные, вырабатывающие тепло.

При комбинированном способе производства электроэнергии и тепла на ТЭЦ расходуется меньше топлива по сравнению с раздельным способом: выработкой электроэнергии на конденсационных электрических станциях (КЭС) и тепла в котельных. Однако при этом необходимы большие капитальные затраты на источник тепла и тепловые сети, поэтому по технико-экономическим соображениям тепловые ТЭЦ

---

* **Ананичев К. В.** Проблемы окружающей среды, энергии и природных ресурсов Международный аспект. М., 1975.

применяются обычно при тепловых нагрузках 500—800 МВт и выше, а котельные — при меньших нагрузках.

В зависимости от вида рабочего тела, используемого в цикле станции, ТЭЦ бывают паротурбинные, газотурбинные и парогазовые. Преимущественное распространение в настоящее время имеют паротурбинные ТЭЦ, которые обладают высокими технико-экономическими показателями.

Геотермальная энергия в виде горячей воды и пара применяется для теплоснабжения и выработки электроэнергии как в ряде районов нашей страны (на Камчатке, Северном Кавказе, в Казахстане, Средней Азии и др.), так и в других странах (Венгрия, Новая Зеландия, Исландия, США и др.). Использование геотермальной энергии не влияет непосредственно на окружающую среду. Трудности заключаются обычно в ограниченности доступных для практического применения запасов и неоднородном (иногда агрессивном) составе различных геотермальных источников.

Необходимо отметить, что проведенные в последние годы под эгидой ООН исследования показали, что геотермальная энергия может быть получена практически везде (в одних районах Земли геотермальные воды и полости высокого давления находятся относительно близко от поверхности, в других — глубже). Кроме того, низкопотенциальное тепло в виде горячей воды или пара может быть получено путем закачивания воды к горячим магматическим слоям литосферы вулканов, поэтому геотермальная энергия отнесена к наиболее перспективным видам энергии для получения низкопотенциального тепла.

Вторичные энергоресурсы (ВЭР) в настоящее время находят применение на некоторых промышленных предприятиях в СССР и за рубежом для выработки тепла на теплоснабжение и электроэнергии.

ВЭР образуются на промышленных предприятиях побочно — в процессе производства при выпуске основных видов продукции. К ним относятся: физическое тепло, избыточное давление отходов и продукции, а также горючие отходы, потенциал которых не используется в технологических циклах. Выработка тепла и электроэнергии за счет такого потенциала позволяет экономить топливо на замещаемых установках, в результате чего повышаются энергетические показатели промышленных предприятий.

Электроэнергия широко применяется для теплоснабжения в ряде капиталистических стран: США, Канаде, Швеции и др. Ее применение имеет определенные преимущества: возможность использования энергии непосредственно у потребителей, относительная простота подачи и применения, легкость регулирования и измерения величины нагрузки и др., а также то обстоятельство, что затраты на производство электроэнергии оплачивают потребители тепла.

Необходимо отметить, что электроэнергия является наиболее совершенным видом энергии и выработка ее в настоящее время производится с бóльшими затратами топлива по сравнению с затратами его при выработке тепла: КПД КЭС составляет примерно, 0,4; котельных — 0,7—0,9, поэтому прямая трансформация электроэнергии в тепло в различных электрокотлах и электронагревателях энергетически нецелесообразна. По отмеченной причине в СССР использование электроэнергии для выработки тепла на теплоснабжение практически не производится.

Возможность применения электроэнергии для теплоснабжения может рассматриваться в особых крайне редких случаях, связанных с трудностью доставки топлива или прокладки трубопроводов, при

достаточной мощности электрических станций и линий электропередач, при крайней неритмичности и кратковременности режимов работы тепловых потребителей, при значительных провалах в графиках электропотребления в изолированных станциях и энергосистемах с труднорегулируемыми источниками и т. п.

В последние годы в СССР и за рубежом ведутся большие работы по использованию для теплоснабжения ядерного топлива и солнечной энергии. Источниками тепла на ядерном топливе являются атомные ТЭЦ и атомные котельные. Они особенно перспективны для крупных централизованных систем теплоснабжения, так как экономически целесообразны при больших единичных мощностях. В настоящее время в СССР и за рубежом работают и строятся несколько АТЭЦ

Солнечная энергия как энергоисточник имеет ряд преимуществ. чистоту, бесконечность во времени, «бесплатность» и др. Однако широкое ее применение встречает технические трудности вследствие малой плотности (удельной мощности) и неритмичности действия во времени, поэтому использование солнечной энергии возможно только в определенных районах СССР: в Средней Азии, Казахстане, Закавказье, Нижнем Поволжье, на юге Украины. Основное направление работ, экспериментально реализуемых в последние годы, — децентрализованное теплоснабжение отдельных зданий.

Кроме отмеченных основных видов энергии для теплоснабжения может использоваться и низкотемпературное тепло (природное и искусственное) любой среды (воздуха, воды, грунта и др.) с помощью тепловых насосов. Последние повышают низкотемпературный потенциал среды до уровня, необходимого для теплоснабжения, затрачивая при этом некоторое количество электрической, тепловой или другой энергии. Однако тепловые насосы на практике не получили распространения вследствие больших капитальных затрат.

§ 58. ТЕПЛОВЫЕ ПАРОТУРБИННЫЕ ТЭЦ

Комбинированная выработка электрической энергии и тепла для теплоснабжения на тепловых паротурбинных ТЭЦ основана на теплофикационном цикле, который в простейшем случае осуществляется следующим образом (рис. 12.1, *а*).

В парогенераторе *1* вследствие сжигания топлива вырабатывается пар высоких параметров, энергия которого при расширении в турбине *2* преобразуется сначала в механическую энергию на валу турбины, а затем в электрическую в генераторе *3*. Отработавший в турбине пар направляется потребителям тепла *4*, где конденсируясь отдает оставшееся тепло (скрытую теплоту парообразования). Образующийся конденсат подается насосом *5* в парогенератор и цикл повторяется.

На TS-диаграмме (рис. 12.1,*б*) процесс подогрева воды, получения пара и его перегрев в парогенераторе изображается линией *1—2—3—4*, а количество подведенного тепла топлива определяется площадью *1—2—3—4—5—6—7—1*. Процессы расширения пара в турбине изображаются линией *4—5*, а передачи тепла потребителям — линией *5—1*. Количество тепла топлива, преобразуемое в работу (электрическую энергию *Э*), равно площади *1—2—3—4—5—1*, а отданное тепловым потребителям *Q* — площади *1—5—6—7—1*.

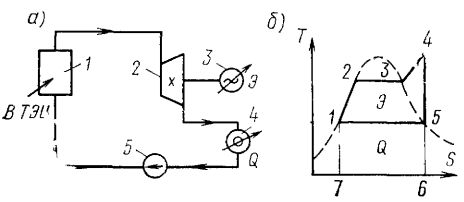


Рис 12 1. Простейшая схема (*а*) и цикл (*б*) ТЭЦ

В теплофикационном цикле ТЭЦ не происходит потерь тепла, так

как тепло отработавшего в турбине пара используется тепловыми потребителями и, следовательно, повышается КПД использования тепла топлива.

Современные паротурбинные ТЭЦ различают по следующим признакам:

1) по назначению (видам покрываемых нагрузок) — районные (коммунальные, промышленно-коммунальные), снабжающие теплом и электроэнергией потребителей всего района, и промышленные (заводские);

2) по начальным параметрам пара перед турбиной — низкого (до 4 МПа), среднего (4—6 МПа), высокого (9—13 МПа) и сверхкритического (24 МПа) давления.

Основными типами турбин на паротурбинных ТЭЦ являются:

1) теплофикационные (тип Т), выполняемые с конденсатором и регулируемыми отборами пара для покрытия жилищно-коммунальных нагрузок;

2) промышленно-теплофикационные (тип ПТ), выполняемые с конденсатором и регулируемыми отборами пара для покрытия промышленных и жилищно-коммунальных нагрузок;

3) противодавленческие (тип Р), не имеющие конденсатора; весь отработавший пар после турбины направляется потребителям тепла.

Турбины типа Т и ПТ являются универсальными, так как за счет перепуска части или всего количества пара в конденсатор могут вырабатывать электрическую энергию независимо от тепловой нагрузки отборов. Турбины типа Р вырабатывают электроэнергию только комбинированным методом, поэтому они используются для покрытия постоянных тепловых нагрузок, как правило, технологических нагрузок промышленных предприятий.

Обозначение паровых турбин, принятое в СССР (ГОСТ 3618—76), состоит из букв и цифр, например Т-100-130/565, ПТ-50-130/7, Р-50-130/5. Первые буквы в обозначении означают тип турбины, первые за ней цифры указывают номинальную электрическую мощность турбины, МВт, следующие цифры — давление пара перед турбиной, кгс/см^2. Через косую черту для турбин типа Т указывается температура перегретого пара перед турбиной и промежуточного перегрева, °С, а для турбин типа ПТ и Р — давление промышленного отборного пара или противодавление, кгс/см^2 Иногда в турбинах типа Т и ПТ дополнительно к номинальной мощности через косую черту указывается максимальная мощность, которую может развивать турбина при конденсационном режиме, например Т-250/300-240/565.

В настоящее время в эксплуатации находятся турбины с различной единичной мощностью: небольшой с $N<25$ МВт — на низкие и средние параметры пара (2,9—6 МПа, 400°С); средней с $N<25\div 50$ МВт — на высокие (9 МПа, 535°С) и сверхвысокие (13 МПа, 565°С) параметры пара и большой с $N\geqslant 100$ МВт на сверхвысокие (13 МПа, 565°С) и закритические (24 МПа, 565°С) параметры пара. Турбины небольшой мощности эксплуатируются в основном на заводских ТЭЦ и число их с каждым годом непрерывно снижается. На современных районных ТЭЦ устанавливаются, как правило, турбины большой мощности. Доля ТЭЦ с турбинами мощностью $N\geqslant 100$ МВт составила к 1976 г. около 50% суммарной установленной мощности теплофикационных турбин*.

Следует отметить, что повышение начальных параметров пара перед турбиной, приводящее к росту термического КПД цикла η_t, возможно только при одновременном увеличении и единичной мощности турбин. Это связано с тем, что турбина может иметь высокий внутренний относительный КПД η_{oi} только при достаточной высоте лопаток, которая зависит от объемного расхода пара через турбину:

$$V = Dv,$$

где D — массовый расход пара; v — удельный объем пара.

* **Гончаров С. П., Троицкий А. А.** Основные итоги развития советской энергетики за девятое пятилетие. — Теплоэнергетика, 1976, № 1.

Чем выше начальные параметры, тем меньше удельный объем пара. Поэтому при малых мощностях турбин увеличение начальных параметров приводит к необходимости применения коротких лопаток, при которых величина η_{0i} турбин уменьшается более значительно по сравнению с ростом термического КПД цикла η_t. Следовательно, пар с высокими начальными параметрами целесообразно применять только при достаточно больших массовых расходах пара через турбину. Значения последних примерно составляют: $D \geqslant 70$ т/ч — при 9 МПа и 535°С, $D \geqslant 150$ т/ч — при 13 МПа и 565°С и $D \geqslant 350$ т/ч — при 13 МПа и 565°С.

Для удовлетворения внешних тепловых потребителей турбины типа Т мощностью $N \geqslant 50$ МВт имеют два регулируемых теплофикационных отбора: нижний с давлением 0,03 (0,05)—0,2 МПа и верхний с давлением 0,06—0,25 МПа, в результате чего обеспечивается подогрев сетевой воды до 118—120°С. В турбинах типа ПТ имеются регулируемые отборы для теплоснабжения с давлением примерно 0,05—0,25 МПа и для промышленных целей на различные номинальные давления от 0,7 до 1,5 МПа. В турбинах типа Р номинальные значения противодавления лежат в пределах 1—3,1 МПа.

На рис. 12.2 показана принципиальная тепловая схема **коммунальной ТЭЦ** с турбинами Т-100-130.

Перегретый пар из парогенератора *1* с параметрами 13 МПа, 565°С поступает в турбину *2*, где происходит расширение пара и последовательное преобразование его энергии сначала в кинетическую энергию на лопатках турбины, затем в механическую на валу и, наконец, в электрическую в генераторе *3*.

Часть отработавшего в турбине пара с давлением 0,03—0,25 МПа идет через регулируемые теплофикационные отборы на подогрев сетевой воды для теплоснабжения. Остальная часть пара расширяется в части низкого давления турбины до давления 0,004—0,006 МПа и поступает в конденсатор *4*, где отдает тепло охлаждающей воде и

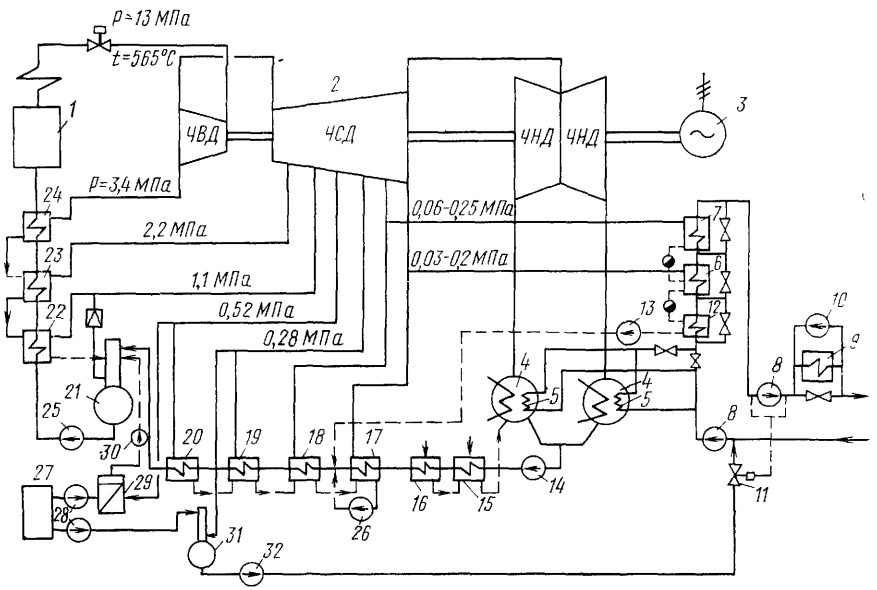


Рис 12.2. Принципиальная тепловая схема коммунальной ТЭЦ с турбиной Т-100-130
1 — парогенератор; *2* — турбогенератор; *3* — электрогенератор; *4* — конденсатор; *5* — теплофикационный пучок в конденсаторе; *6* и *7* — подогреватели сетевой воды нижней и верхней ступени; *8* — сетевой насос; *9* — пиковый водогрейный котел; *10* — рециркуляционный насос; *11* — регулятор подпитки; *12* — охладитель конденсата; *13* и *14* — конденсатные насосы; *15* и *16* — эжекторный и сальниковый подогреватели; *17*—*20* — регенеративные подогреватели низкого давления; *21* — станционный деаэратор; *22*—*24* — регенеративные подогреватели высокого давления; *25* — питательный насос; *26* — конденсатный насос подогревателей низкого давления; *27* — аппараты химводоочистки; *28* — насосы химводоочистки; *29* — испарительная установка; *30* — подпиточный насос станции; *31* — деаэратор подпитки сетевой воды; *32* — подпиточный насос; *ЧВД*, *ЧСД* и *ЧНД* — части соответственно высокого, среднего и низкого давления турбогенератора

конденсируется. Образующийся конденсат подается с помощью конденсатных насосов *14* в деаэратор *21*. В деаэратор поступает также подпиточная вода после химводоочистки *27* для восполнения утечек пара и конденсата из цикла станции и иногда конденсат после теплофикационных подогревателей.

В деаэраторе из питательной воды, поступающей в парогенератор с помощью питательных насосов *25*, удаляются вызывающие коррозию газы (O_2, CO_2). Удаление газов из воды производят, как правило, в термических деаэраторах путем продувки их паром различных давлений (от давления атмосферного до давления 0,6—0,7 МПа).

Для повышения КПД ТЭЦ в схеме предусматривается ступенчатый регенеративный подогрев питательной воды, в результате которого происходит выработка части электрической энергии на внутреннем тепловом потреблении. Для этого у турбины имеется ряд нерегулируемых отборов пара различного давления, используемых для подогрева воды в последовательно расположенных (обычно поверхностных) подогревателях *17—20* и *22—24*, а также в деаэраторе *21*. Подогреватели *17—20*, расположенные по ходу движения питательной воды до деаэратора, называют подогревателями низкого давления (ПНД), так как они работают при низком давлении, создаваемом конденсатным насосом *14*. Подогреватели *22—24*, расположенные после деаэратора, называют подогревателями высокого давления (ПВД), так как они работают при высоком давлении, создаваемом питательным насосом *25*. Слив конденсата из подогревателей происходит, как правило, в предыдущие подогреватели вследствие разности давлений между отборами пара (каскадный слив) и затем из ПВД в деаэратор, из нижнего ПНД конденсат подается насосом *26* в питательную линию. В схеме регенеративного подогрева воды перед ПНД устанавливаются обычно эжекторный подогреватель *15* для охлаждения пара, выходящего из эжектора, который создает пониженное давление (вакуум) в конденсаторе турбины (0,004—0,006 МПа), и сальниковый подогреватель *16* для охлаждения выпаров из уплотнений турбин. Конденсат после этих подогревателей направляется в конденсатор.

Подготовка теплоносителя с требуемыми для подачи в тепловую сеть параметрами производится на ТЭЦ по схемам, включающим различное теплофикационное оборудование и приборы для автоматического регулирования, контроля и учета тепла.

При отпуске с ТЭЦ горячей воды для систем теплоснабжения применяют схемы, обеспечивающие ступенчатый подогрев сетевой воды паром из различных отборов турбины, начиная с наиболее низкого по температурному потенциалу и переходя по мере нагрева воды к более высоким. В результате достигается увеличение выработки электроэнергии на тепловом потреблении и повышается энергетическая эффективность ТЭЦ.

Подогрев сетевой воды осуществляется обычно в четырех последовательно соединенных подогревателях: охладителе конденсата *12*, двух основных пароводяных поверхностных теплообменниках *6* и *7*, обогреваемых паром из нижнего и верхнего теплофикационных отборов турбины с давлениями 0,03—0,2 и 0,06—0,25 МПа, и пикового водогрейного котла *9*. Конденсат греющего пара верхнего отбора из основного подогревателя *7* сливается каскадно в подогреватель *6* и затем в охладитель конденсата *12*. Из охладителя конденсат самотеком или с помощью насоса *13* отводится в смеситель на основной линии конденсата турбины, в станционный деаэратор или конденсатор.

Основные подогреватели покрывают базисную, а пиковые котлы — пиковую часть тепловой нагрузки. Охладители конденсата покрывают весьма небольшую часть базисной нагрузки, так как предназначаются

только для понижения температуры конденсата до 90—95°С для обеспечения устойчивой работы конденсатного насоса. Кроме того, в конденсаторе турбины Т-100-130 имеется встроенный теплофикационный пучок *5*, в котором можно подогревать подпиточную воду до 30—35°С или обратную сетевую воду в зимнее время, когда в конденсатор идет только охлаждающий часть низкого давления турбины вентиляционный расход пара. При этом в конденсаторе устанавливается повышенное давление (вследствие уменьшения расхода и давления пара перед отсасывающим эжектором).

Вода в тепловую сеть, как правило, подается двумя группами сетевых насосов *8* для создания большей располагаемой разности давлений в тепловой сети. Сетевые насосы первого подъема устанавливаются на обратной линии тепловой сети, перед подогревателями. Максимальное давление воды за ними определяется допустимым из условия прочности давлением для поверхностных теплообменников (~1 МПа), минимальное — из условия предотвращения вскипания подогретой воды перед насосами второго подъема. Сетевые насосы второго подъема устанавливаются после поверхностных теплообменников, а максимальное давление за ними определяется допустимыми давлениями воды в пиковом водогрейном котле и трубопроводах тепловой сети (~2 МПа).

У каждого из подогревателей в схеме предусматриваются перемычки для перепуска воды, которые можно использовать для регулирования температуры воды за ними. Кроме того, для пикового водогрейного котла предусматривается рециркуляционная линия с насосом *10* для частичного перепуска горячей воды на вход котлов для нормальной их работы (см. подробнее § 59).

Подпитка воды в тепловую сеть производится химически очищенной деаэрированной водой, подаваемой подпиточным насосом *32* через регулятор подпитки *11* на всасывание сетевого насоса *8*. Деаэрация подпиточной воды производится в отдельном деаэраторе *31*. В закрытых системах теплоснабжения применяется обычно атмосферный деаэратор (давление 0,1—0,12 МПа), питаемый паром из нерегулируемого отбора турбин (см. рис. 12.2). В открытых системах теплоснабжения, где величина подпитки значительна, применяется вакуумный деаэратор (давление до 0,07 МПа), имеющий энергетические преимущества по сравнению с атмосферным деаэратором, так как в качестве греющей среды используется отработавший в турбине пар с более низким давлением или сетевая вода из подающей линии теплосети.

Характерными особенностями современных коммунальных ТЭЦ являются:

1) применение теплофикационных турбин на высокие начальные параметры пара (давление 13 и 24 МПа) и единичные мощности (100 и 250 МВт);

2) многоступенчатый регенеративный подогрев конденсата и подпиточной воды в цикле станции паром из нерегулируемых отборов турбин;

3) наличие многоступенчатого подогрева сетевой воды в основных подогревателях паром из нижнего и верхнего регулируемых теплофикационных отборов и в пиковых подогревателях, в качестве которых, как правило, применяются дешевые пиковые водогрейные котлы;

4) наличие конденсатора, позволяющего регулировать выработку электрической энергии при переменных тепловых нагрузках. При этом для охлаждения пара в конденсаторах используются теплофикационные пучки, в которых производится подогрев подпиточной воды или обратной сетевой воды.

Простейшая схема различных способов отпуска пара с ТЭЦ представлена на рис. 12.3. К ним относятся:

1) непосредственный отпуск пара из отборов или после турбины;

2) отпуск вторичного пара из испарительных установок;

3) отпуск пара непосредственно от парогенераторов через редукционно-охладительные установки (РОУ);

4) отпуск пара с помощью компрессоров.

Самым экономичным является первый способ, при котором происходит наибольшая выработка электроэнергии на внешнем тепловом потреблении на ТЭЦ.

Отпуск вторичного пара из испарительных установок требует дополнительных капиталовложений и является менее экономичным по сравнению с первым способом, так как при обеспечении одинаковых параметров пара у потребителей давление греющего пара будет выше и, следовательно, снизится выработка электроэнергии на внешнем тепловом потреблении. Применяется обычно при значительных потерях и загрязнении конденсата у потребителей.

Отпуск пара от парогенераторов ТЭЦ через РОУ является самым неэкономичным способом, так как связан с прямыми потерями при дросселировании. Поэтому он применяется в крайних случаях, для резервирования или при малых расходах и несоответствии требуемых параметров пара параметрам пара в отборах турбины.

Отпуск пара с помощью компрессоров производится, если имеется пар с параметрами более низкими, чем требуется потребителям. Наиболее простым и широко применяемым является струйный компрессор (см. рис. 12.3). При данном способе по сравнению с третьим способом уменьшается требуемое количество острого пара и дополнительно вырабатывается электроэнергия на внешнем тепловом потреблении.

Пароводяные теплофикационные подогреватели и сетевые насосы устанавливаются в подвальном помещении под турбиной. Они выполняются или центральными для всей ТЭЦ, или поагрегатными на каждый турбогенератор. У современных крупных теплофикационных турбин мощностью 50—250 МВт подогреватели встроены непосредственно в турбинную установку и составляют с ней одно целое. При этом выполняются поагрегатно и сетевые насосы.

Пиковые водогрейные котлы устанавливаются обычно на ТЭЦ в полуоткрытых помещениях, примыкающих к котельному залу главного корпуса. Здание выполняется лишь для нижней части котлов, а верхняя часть остается на открытом воздухе. Тип и число пиковых котлов выбирается с учетом резервирования тепловой нагрузки для всей ТЭЦ. Устройства для подготовки подпиточной воды, конденсатосборные и паропреобразовательные установки сооружаются в большинстве случаев центральными для всей ТЭЦ.

Типы и конструкции сетевых насосов, конденсатосборных и паропреобразовательных установок и водо-водяных подогревателей идентичны рассмотренным в главе 3, поэтому ниже описываются только теплофикационные подогреватели и пиковые котлы.

Теплофикационные пароводяные подогреватели сетевой воды представляют собой трубчатые теплообменники, в которых вода идет по трубам, а пар — в межтрубном пространстве. В большинстве случаев трубки делают прямыми для возможности механической их очистки. В новых теплофикационных турбинах мощностью 50—250 МВт по условиям компоновки применяются подогреватели горизонтального типа, в остальных турбинах — в основном вертикального типа. На рис. 12.4 и 12.5 представлены примеры конструкций пароводяных подогревателей сетевой воды.

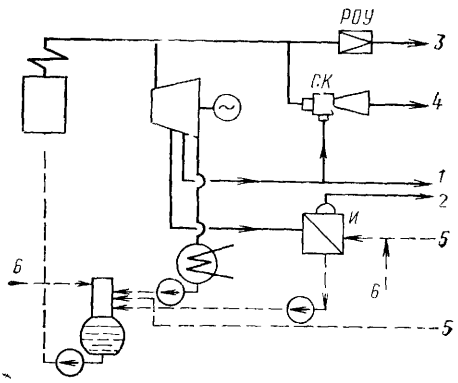


Рис. 12.3. Простейшая схема различных способов отпуска пара с ТЭЦ

1 — пар из отбора турбины; *2* — вторичный пар из испарительных установок; *3* — пар после редукционно-охладительных установок; *4* — пар после струйного компрессора; *5* — конденсат от потребителей; *6* — подпиточная вода

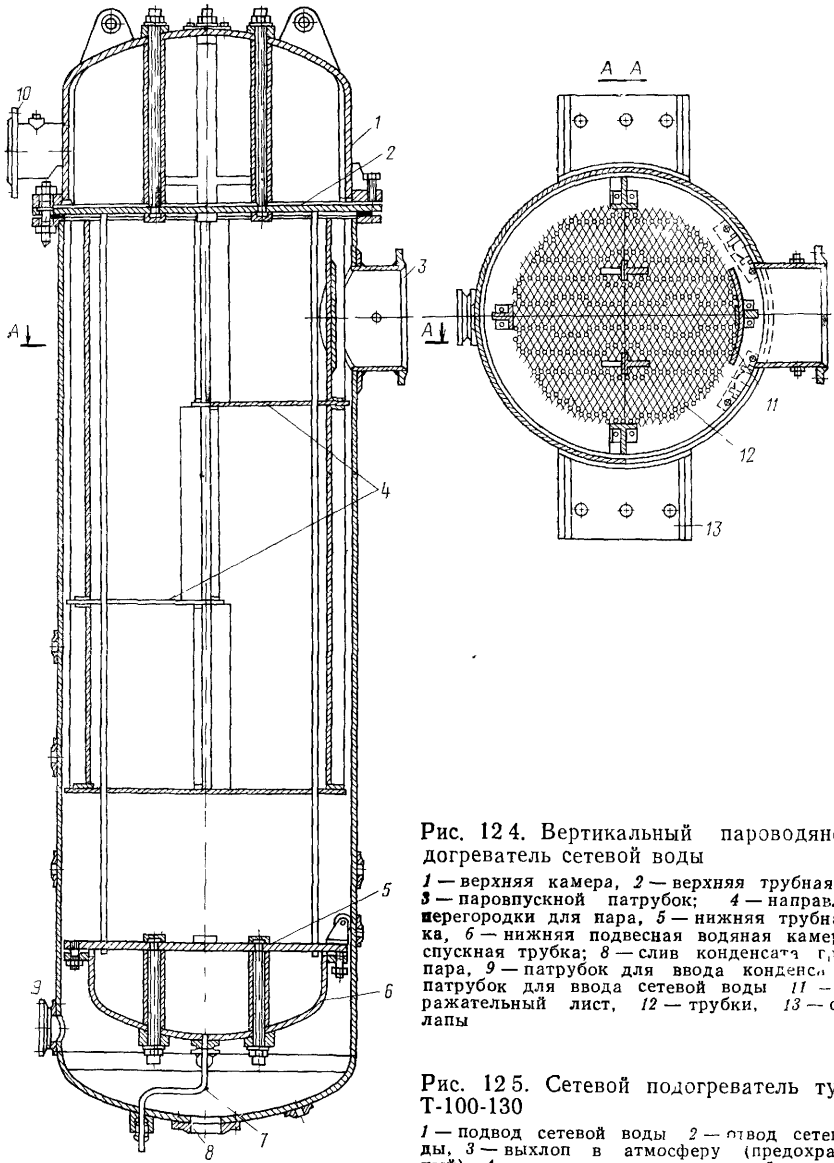
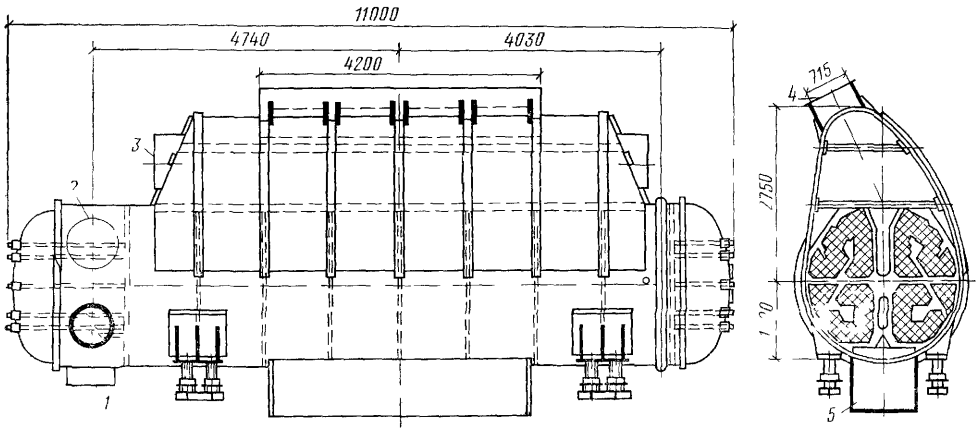


Рис. 12 4. Вертикальный пароводяной подогреватель сетевой воды

1 — верхняя камера, *2* — верхняя трубная доска, *3* — паровпускной патрубок; *4* — направляющие перегородки для пара, *5* — нижняя трубная доска, *6* — нижняя подвесная водяная камера, *7* — спускная трубка; *8* — слив конденсата греющего пара, *9* — патрубок для ввода конденсата, *10* — патрубок для ввода сетевой воды *11* — пароотражательный лист, *12* — трубки, *13* — опорные лапы

Рис. 12 5. Сетевой подогреватель турбины Т-100-130

1 — подвод сетевой воды *2* — отвод сетевой воды, *3* — выхлоп в атмосферу (предохранительный), *4* — подвод греющего пара, *5* — отвод конденсата



В подогревателях вертикального типа подвод греющего пара производится в верхнюю часть корпуса, отвод конденсата — в нижнюю. Направление движения пара в межтрубном пространстве обусловливается специальными перегородками (рассечками), которые предотвращают образование толстой пленки конденсата на трубках, снижающей коэффициент теплоотдачи от пара к металлу, и препятствуют истиранию трубок от вибрации. Нагреваемая сетевая вода подводится и отводится из верхней водяной камеры, разделенной перегородками, которые делят трубный пучок на несколько частей по числу ходов.

Трубный пучок состоит из прямых трубок, развальцованных в верхней и нижней трубных досках. Плоскости соприкосновения разделительных перегородок с трубными досками и верхней водяной камеры с корпусом подогревателя уплотняются асбестовыми или свинцовыми прокладками для предотвращения перетекания воды мимо трубок и утечек пара. Нижняя водяная камера крепится к нижней трубной доске и может перемещаться вдоль стенок корпуса подогревателя при температурных деформациях. На входе пара в подогреватель перед фронтом трубок устанавливается отбойный лист для гашения кинетической энергии струи, а в нижней части — специальные штуцера для отвода воздуха и спуска воды из парового и водяного пространства и присоединения регулятора уровня конденсата. Крепится подогреватель на опорах, приваренных к корпусу.

В подогревателях горизонтального типа (см. рис. 12.5) подвод греющего пара производится в верхней или боковой части корпуса, а отвод конденсата — в нижней части. Подвод и отвод сетевой воды производится во входной камере, выпуск паровоздушной смеси — на

ТАБЛИЦА 12.1. ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПАРОВОДЯНЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ ВЕРТИКАЛЬНЫХ СЕТЕВЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Показатели	Тип подогревателей						
	ПСВ-45-7-15	ПСВ-63-7-15	ПСВ-90-7-15	ПСВ-125-7-15	ПСВ-200-14-23	ПСВ-315-14-23	ПСВ-500-14-23
Площадь поверхности нагрева, м²	45	63	90	125	200	315	500
Расчетный расход воды, т/ч	90/180	120/240	175/350	250/500	400/800	1130	1500
Число трубок в одном ходу	57 / 114	80 / 160	114 / 228	160 / 320	255 / 510	606	965
Площадь сечения для прохода воды, м²	0,013 / 0,026	0,018 / 0,036	0,026 / 0,052	0,036 / 0,072	0,057 / 0,114	0,136	0,216
Расстояние между перегородками (рассечками) в трубном пучке, м	1,32	1,32	1,31	1,31	1,33	1,2	1,19
Допустимое избыточное давление, МПа:							
по воде	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2,3	2,3
по пару	0,7	0,7	0,7	0,7	1,4	1,4	1,4

Примечания: 1. Допустимая температура по воде составляет 150°С, по пару —400°С

2. Последние три типа подогревателей выпускаются также на допустимое давление по пару 0,3 МПа и допустимую температуру по воде 120°С.

3 Над чертой — значения при числе ходов по воде, равном 4; под чертой — равном 2

боковой поверхности корпуса. Входная и поворотная водяные камеры также разделены перегородками, делящими трубный пучок на четыре хода по воде. Обе камеры крепятся к корпусу подогревателя, поэтому для компенсации температурных деформаций на корпусе устанавливается линзовый компенсатор. Для устранения провисания трубок из-за большой длины подогревателя (около 10 м) трубки опираются на промежуточные перегородки. Устанавливается подогреватель на опорах, приваренных к нижней части корпуса.

Корпусы, водяные камеры и трубные доски подогревателей выполняются, как правило, стальными, трубки — латунными — при докритических начальных параметрах пара перед турбиной и из нержавеющей стали — при закритических параметрах для предупреждения осаждения меди на лопатках турбины. В табл. 12.1 и 12.2 представлены основные параметры применяемых в настоящее время теплофикационных подогревателей.

Коэффициенты теплоотдачи от пара к стенке определяются по формулам: в вертикальных подогревателях

$$\alpha = \frac{7400 + 75{,}5\,t_к - 0{,}23\,t_к^2}{[H\ (t_{нас} - t_{ст})]^{0{,}22}};$$

ТАБЛИЦА 12.2. ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПАРОВОДЯНЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ЧЕТЫРЕХХОДОВЫХ СЕТЕВЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Показатели	Тип подогревателя						
	ПВГ 800-3-8-1	ПВГ-1300-3 8-1	ПВГ-1300-3-8-II	ПВГ-2300-2 8-1	ПВГ-2300-3-8-II	ПВГ-5000 2,5-8-1	ПВГ-5000-3,5-8-1
Площадь поверхности нагрева, м²	800	1300	1300	2300	2300	5000	5000
Расчетная теплопроизводительность, ГДж/ч:							
номинальная	125,7	230,45	230,45	366,6	366,6	691,35	691,35
максимальная	251,4	460,9	460,9	733,25	733,25	1382,7	1382,7
Расход сетевой воды, м³/ч:							
номинальный	1250	2000	2000	3500	3500	6000	6000
максимальный	2000	3000	3000	4500	4500	8000	8000
Скорость воды в трубках м/с, при расходе воды:							
номинальном	1,59	1,7	1,7	2,05	2,05	2,22	2,22
максимальном	2,54	2,55	2,55	2,63	2,63	2,9	2,9
Расход пара т/ч:							
номинальный	58	105	105	170	170	295	295
максимальный	116	210	210	340	340	590	590

Примечание. В подогревателях допустимое давление по воде составляет 0,8 МПа, а по пару 0,2—0,3 МПа

в горизонтальных подогревателях

$$\alpha = \frac{4920 + 58\,t_к - 0{,}175\,t_к^2}{[m\,d\,(t_{нас} - t_{ст})]^{0{,}25}},$$

где $t_{ст} = (t_{нас} + \tau_{ср})/2$ — средняя температура стенки трубок, °С [здесь $\tau_{ср} = (\tau_{вх} + \tau_{вых})/2$ — средняя температура нагреваемой сетевой воды, °С], $t_к = (t_{нас} + t_{ст})/2$ — средняя температура пленки конденсата, °С; H — расстояние между межтрубными перегородками (рассечками), м; m и d — среднее число и диаметр, м, теплопередающих трубок по ходу пара.

В качестве пиковых водогрейных котлов на ТЭЦ используются серийно выпускаемые стальные водогрейные котлы типа КВГМ и ПТВМ на давления до 2,2 МПа, работающие, как правило, на газе и мазуте.

§ 59. ТИПЫ И ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ КОТЕЛЬНЫХ

В городах для теплоснабжения применяются крупные районные котельные с тепловой нагрузкой 116—812 МВт (100—700 Гкал/ч), квартальные и групповые с нагрузкой 17,4—116 МВт (15—100 Гкал/ч), а также мелкие и местные котельные с нагрузкой до 17,4 МВт (до 15 Гкал/ч).

Крупные котельные характеризуются меньшими удельными капитальными затратами и более эффективным использованием топлива, поэтому в настоящее время стремятся строить в основном крупные районные котельные, отпускающие тепло одновременно для жилищно-коммунального сектора (ЖКС) и для промышленных объектов.

Квартальные, групповые, мелкие и местные котельные, используемые как в секторе промышленности, так и в ЖКС, сооружаются в основном вследствие разновременности и поэтапности строительства различных объектов.

Для теплоснабжения сельских и небольших рабочих поселков находят применение поселковые котельные мощностью до 12 МВт и децентрализованные домовые (местные) и поквартирные источники тепла. Поселковые котельные обычно снабжают теплом по централизованным системам центральную часть поселков, состоящую из многоквартирных секционных и общественных зданий, и производственные зоны, децентрализованные источники тепла — расположенные на периферии малоквартирные и отдельно стоящие здания.

В зависимости от вида теплоносителя котельные подразделяются на водогрейные, паровые и пароводогрейные.

Водогрейные котельные оборудуются стальными или чугунными водогрейными котлами, вырабатывающими горячую воду, и предназначены для обеспечения в основном жилищно-коммунальных тепловых нагрузок: отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

В современных крупных системах теплоснабжения применяются стальные водогрейные котлы, рассчитанные на давление до 2,2 МПа (22 кгс/см²) и температуру нагрева воды до 180°С. Чугунные и некоторые типы стальных водогрейных котлов (например, из стального листа), рассчитанные на давление до 0,6 МПа (6 кгс/см²) и температуру нагрева воды до 95—115°С, применяются в индивидуальных домовых котельных и для мелких систем теплоснабжения, например в сельских поселках.

Стальные водогрейные котлы на давления до 2,2 МПа выпускаются в соответствии с разработанной в 1968—1969 гг ЦКТИ, Дорогобужским котельным заводом и трестом Центроэнергомонтаж унифицированной серией: типа КВ-ГМ — для сжигания газа и мазута и типов КВ ТС и КВ-ТК — для сжигания твердого топлива на теплопроизводительность 4,65—210 МВт. Кроме того, продолжают выпускаться котлы старых конструкций типа ПТВМ для сжигания газа и мазута на теплопроизводительность 35, 58 и 116 МВт и типа ЭМИ-60-2 для сжигания пылеугольного топлива на теплопроизводительность 70 МВт.

К наиболее распространенным в настоящее время чугунным водогрейным котлам

относятся котлы типа КЧ-1,2 и 3 теплопроизводительностью от $1{,}16 \cdot 10^{-1}$ до $10{,}4 \times$ $\times 10^{-1}$ МВт, а также типа КЧМ-2 и КЧММ-2 теплопроизводительностью от $10{,}4 \cdot 10^{-3}$ до $46{,}4 \cdot 10^{-3}$ МВт.

Принципиальная схема котельной со стальными водогрейными котлами при двухтрубной тепловой сети показана на рис. 12.6.

В водогрейных котлах *1* в результате сжигания топлива производится подогрев воды до требуемой для теплоснабжения температуры (например, 150°С). Часть нагретой в котлах воды с помощью рециркуляционных насосов *2* подается в обратную линию перед котлами. Рециркуляция необходима для подогрева воды на входе в стальные котлы до температур выше температур точки росы, значения которых зависят от вида топлива, а также для поддержания постоянного расхода воды через котлы. При температурах воды на входе в стальные котлы ниже температур точки росы происходят конденсация водяных паров из газов, образование отложений и сернистая коррозия поверхностей нагрева, а при снижении расхода воды более чем на 20% — неравномерное распределение воды в греющих трубках котла, приводящее к вскипанию воды и локальным пережогам трубок. Для устранения коррозии минимальная температура воды на входе принимается: при сжигании газа — примерно 70°С, при сжигании мазута — 110°С.

Основная часть нагретой в котлах воды поступает в подающую магистраль теплосети. Для снижения температуры воды в подающей магистрали в соответствии с применяемым качественным методом регулирования тепловой нагрузки производится подмешивание холодной воды из обратной магистрали по перемычке *4*. Количество подмешиваемой воды регулируется клапаном *5* в зависимости от величины тепловой нагрузки (например, по температуре наружного воздуха).

Циркуляция воды в теплосети производится сетевым насосом *6*, на всасывание которого с помощью подпиточного насоса *8* подается подпиточная вода после химводоочистки *7*.

При использовании мазута в качестве основного или резервного топлива в водогрейных котельных иногда дополнительно устанавливают вспомогательные паровые котлы небольшой мощности, вырабатывающие пар для собственных нужд котельной (разогрева мазута, деаэрации питательной воды и др.).

В мелких системах теплоснабжения при использовании однотипных стальных или чугунных водогрейных котлов находит применение схема, показанная на рис. 12.7. Особенностью ее является то, что подача воды на отопление и горячее водоснабжение производится раздельно по четырехтрубной системе. Для подогрева воды на горячее водоснабжение применяется теплообменник, греющая вода для которого отбирается из подающей магистрали через регулятор температуры типа

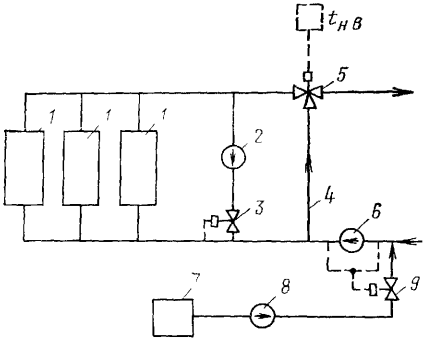


Рис 12 6 Принципиальная схема котельной со стальными водогрейными котлами при двухтрубной тепловой сети

1 — котлы, *2* — рециркуляционный насос *3* — регулирующий клапан, *4* — перемычка из обратной линии в подающую; *5* — регулирующий клапан, *6* — сетевой насос, *7* — аппараты химводоочистки,

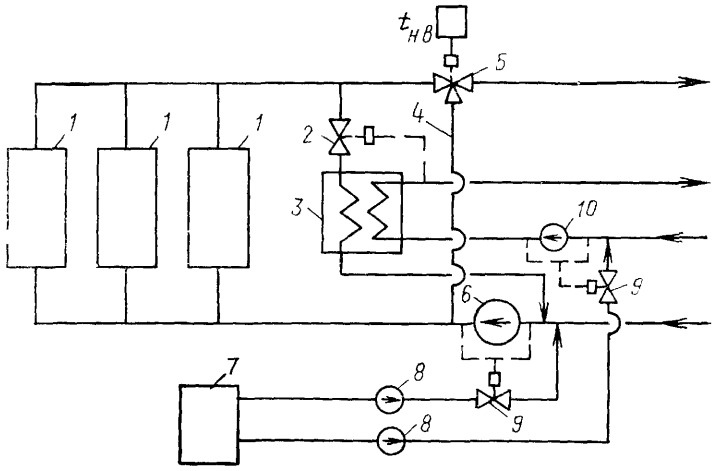


Рис. 12.7. Принципиальная схема котельной с водогрейными котлами при четырехтрубной системе теплоснабжения

1 — котлы; *2* — регулятор температуры; *3* — теплообменник; *4* — перемычка из обратной линии в подающую; *5* — регулирующий клапан; *6* — сетевой насос; *7* — аппараты химводоочистки; *8* — подпиточный насос; *9* — регулятор подпитки; *10* — циркуляционный насос

РТ, поддерживающий постоянной температуру подаваемой на горячее водоснабжение воды (60—65°С). При этом расчетная температура подаваемой на отопление воды может составлять от 95—115°С для чугунных котлов до 150—180°С для стальных.

Паровые котельные оборудуются только паровыми котлами и применяются в основном для выработки пара на технологические нужды, а в отдельных случаях при отсутствии водогрейных котлов требуемых типоразмеров и небольших жилищно-коммунальных нагрузках — для выработки горячей воды для систем теплоснабжения.

Паровые котлы также выполняются стальными и чугунными. Стальные паровые котлы выпускаются в настоящее время промышленностью на паропроизводительность 1—75 т/ч и рабочее давление пара 0,9; 1,4; 2,4 и 4 МПа. Одновременно для паро- и теплоснабжения применяются котлы с давлением пара 1,4 МПа. Чугунные паровые котлы имеют меньшую паропроизводительность и рабочее давление пара до 0,17 МПа и применяются для пароснабжения мелких потребителей.

Наиболее распространенными стальными паровыми котлами являются выпускаемые Бийским котельным заводом котлы типа ДКВР паропроизводительностью 2,5—35 т/ч и рабочим давлением пара 1,4; 2,4 и 4 МПа, а также выпускаемые Белгородским котельным заводом котлы типа К-50-40/14, К-50-40-1 и БКЗ-75-39ФБ для сжигания пылеугольного топлива и типа ГМ-50-14/250, ГМ-50-1 и БКЗ-75-39ГМа для сжигания газомазутного топлива на теплопроизводительность 50 и 75 т/ч и рабочее давление пара 1,4 и 4 МПа. Пар низкого давления до 0,17 МПа получают от чугунных котлов типа КЧ-1,2 и 3 при дополнительном оборудовании их паросборниками.

Принципиальная схема котельной со стальными паровыми котлами, отпускающей пар на технологические нужды и горячую воду на теплоснабжение, показана на рис. 12.8.

Вырабатываемый в котлах *1* пар по паропроводам направляется к технологическим потребителям и в пароводяной теплообменник *4* для подогрева воды, циркулирующей в системе теплоснабжения. Конденсат от технологических потребителей и после пароводяного теплообменника поступает в деаэратор *9*, для работы которого используется редуцированный пар от котлов. Для восполнения потерь конденсата в деаэратор с помощью подпиточного насоса *12* подается также подпиточная вода после химводоочистки *11*. Из деаэратора вода подается питательным насосом *10* в котлы.

Циркуляция воды в системе теплоснабжения осуществляется с помощью сетевых насосов *6*. Отпуск тепла на теплоснабжение регулируется путем изменения расхода пара с помощью регуляторов *3* в соответствии с требуемым температурным графиком. Подпитка воды в

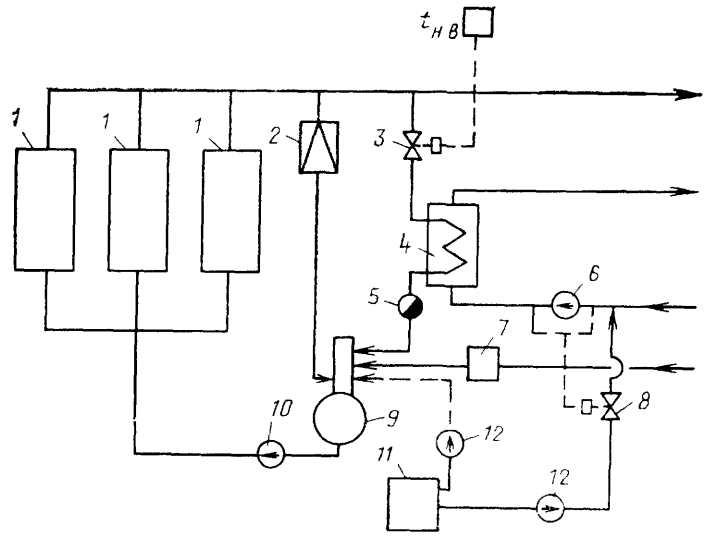


Рис. 12.8 Принципиальная схема котельной с паровыми котлами, отпускающей пар и горячую воду

1 — котлы; *2* — РОУ, *3* — регулирующий клапан, *4* — пароводяной теплообменник, *5* — конденсатоотводчик, *6* — сетевой насос, *7* — фильтр, *8* — регулятор подпитки, *9* — деаэратор, *10* — питательный насос, *11* — аппараты химводоочистки, *12* — подпиточный насос

тепловую сеть производится подпиточным насосом *12* после химводоочистки *11* на всасывание сетевого насоса

Пароводогрейные котельные, называемые также смешанными, оборудуются указанными выше типами паровых и водогрейных котлов или комбинированными пароводогрейными котлами (например, типа КТК) и предназначаются для выработки пара на технологические нужды и горячей воды для обеспечения нагрузок отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Мощность и число паровых и водогрейных или пароводогрейных котлов определяются значениями нагрузок по горячей воде и паровой нагрузки с учетом собственных нужд котельной. Схема пароводогрейной котельной состоит из двух контуров: 1) для выработки пара и 2) для выработки горячей воды. Контур, вырабатывающий горячую воду для систем теплоснабжения, аналогичен схеме водогрейной котельной (см. рис. 12.6).

Мощность котельных выбирается по расчетной максимальной тепловой нагрузке потребителей. При этом типоразмеры установленных котлоагрегатов должны быть такими, чтобы при выходе из строя наибольшего по производительности котла оставшиеся котлы обеспечивали максимальный отпуск тепла технологическим потребителям и требуемое для наиболее холодного месяца среднее количество тепла для нагрузок ЖКС.

§ 60. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДЛЯ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ГЕОТЕРМАЛЬНЫХ ВОД И ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ

Геотермальные воды в зависимости от температурного потенциала подразделяются на слаботермальные $t<40°C$, термальные $t=40\div60°C$, высокотермальные $t=60\div100°C$ и перегретые $t>100°C$. При этом геотермальные воды отличаются большим разнообразием по минерализации — от ультрапресных (с содержанием солей менее 0,1 г/л) до рассольных (более 35 г/л) и различным химическим составом — от щелочных до кислотных и др.

Вторичные энергоресурсы (ВЭР) промышленных предприятий подразделяются на ВЭР в виде физического тепла отходов (уходящих газов, воздуха, пара, шлака, охлаждающей воды и др.), продукции (вырабатываемого кокса, газов, жидкостей и др.), избыточного давления газов и жидкостей, а также на горячие ВЭР.

На промышленных предприятиях ВЭР применяют в первую очередь для усовершенствования самих технологических процессов и получения пара в утилизационных парогенераторах для собственных нужд. Оставшиеся избыточные ВЭР направляются на теплоснабжение или производство электроэнергии.

Как источники теплоснабжения геотермальные воды и избыточные ВЭР имеют ряд общих специфических особенностей:

неодинаковый потенциал и состав в различных условиях, т. е. их параметры (температура, давление и состав) колеблются в широких пределах. При этом по составу они в ряде случаев агрессивны и необходимо предусматривать защиту от коррозии и отложений на теплопередающих поверхностях и трубопроводах;

независимость параметров от значений тепловых нагрузок. Геотермальные воды из конкретных скважин имеют постоянные температуры в течение всего года. Избыточные ВЭР имеют, как правило, переменные температуры, давления и расходы как в течение года, так иногда и суток в зависимости от режимов работы технологических агрегатов и схем энергоснабжения промышленных предприятий. Это усложняет схемы их использования, особенно для избыточных ВЭР;

одноразовость применения, т. е. после использования геотермальные воды и избыточные ВЭР, как правило, сбрасываются или удаляются из процесса теплоснабжения и остаточный потенциал теряется. Это заставляет максимально использовать их потенциал, например применять системы отопления с минимально возможными температурами обратной воды.

Способы теплоснабжения с использованием геотермальных вод и ВЭР могут быть подразделены по следующим признакам:

1. В зависимости от степени использования геотермальных вод и избыточных ВЭР в системах теплоснабжения (схем присоединения тепловых потребителей):

а) с непосредственным использованием в системах отопления и для горячего водоснабжения (открытая система с зависимым присоединением к теплосети систем отопления);

б) с использованием в системах отопления и для подогрева воды, идущей на горячее водоснабжение (закрытая система с зависимым присоединением систем отопления);

в) с использованием только для подогрева теплоносителя систем теплоснабжения (независимое присоединение систем отопления и горячего водоснабжения).

2. В зависимости от способа покрытия тепловых нагрузок:

а) за счет имеющегося температурного потенциала;

б) путем установки дополнительного подогревателя.

3. В зависимости от способа подачи теплоносителя к потребителям:

а) за счет имеющегося избыточного давления;

б) с помощью насосов.

Непосредственное использование геотермальных вод и избыточных ВЭР является наиболее простым и эффективным решением, так как при этом не требуется дополнительных теплообменников и можно полнее использовать имеющийся температурный потенциал и экономить водопроводную воду. Однако непосредственное использование геотермальных вод и избыточных ВЭР в виде горячей воды возможно, если они удовлетворяют санитарным требованиям для воды питьевого качества.

Некоторые возможные принципиальные схемы непосредственного использования геотермальных вод в системах теплоснабжения показаны на рис. 12.9.

Схемы, показанные на рис. 12.9, *а* и *б*, применяются при больших ресурсах геотермальных вод и избыточных ВЭР и для небольших си-

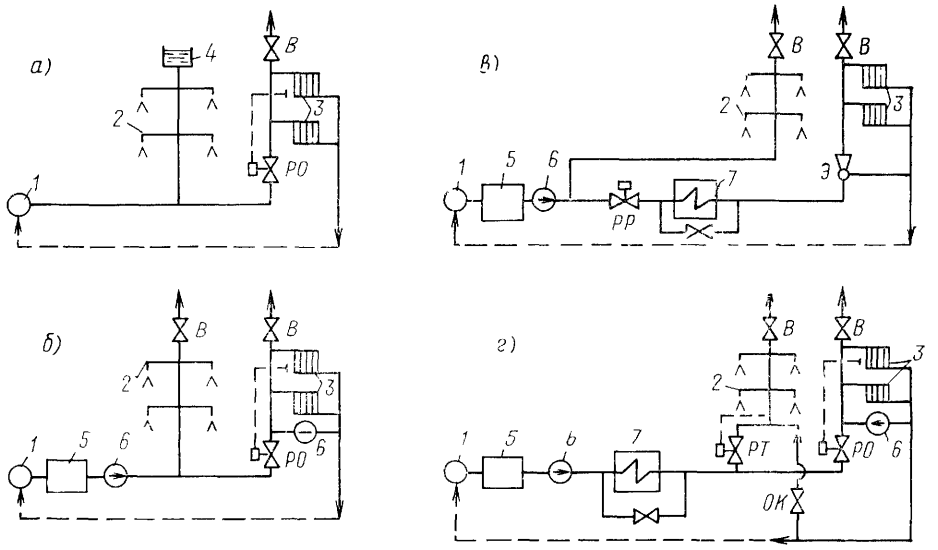


Рис. 12.9. Принципиальные схемы с непосредственным использованием геотермальных вод и избыточных ВЭР в системах теплоснабжения

а, б — с подачей воды на отопление и горячее водоснабжение непосредственно из источника и сборного бака; *в, г* — с подогревом воды на отопление и в систему теплоснабжения; *1* — источник геотермальной воды (скважина) или избыточных ВЭР (технологический агрегат); *2* — водоразборный кран; *3* — отопительный прибор; *4* — бак-аккумулятор; *5* — сборный бак; *6* — насос; *7* — дополнительный подогреватель; *В* — воздушник; *Э* — элеватор; *РО* — регулятор нагрузки отопления; *РТ* — регулятор температуры; *ОК* — обратный клапан; *РР* — регулятор расхода

стем теплоснабжения. В схеме, приведенной на рис. 12.9,*а*, подача производится за счет имеющегося избыточного давления, на рис. 12 9, *б* — с помощью насоса.

Применение для транспортирования горячей воды имеющегося избыточного давления не всегда возможно, так как для геотермальных источников это создает противодавление, снижающее динамический уровень самоизлива из скважин, для избыточных ВЭР — вследствие возможных резких колебаний давления и расхода. Поэтому, как правило, горячая вода предварительно собирается в сборный бак, откуда уже подается потребителям сетевыми насосами (см. рис. 12.9,*б*).

При недостаточных ресурсах и низком потенциале геотермальных вод и избыточных ВЭР и в крупных системах теплоснабжения применяются схемы с догревом воды в дополнительных подогревателях. Может производиться догрев воды, идущей в системы отопления (рис. 12.9,*в*), или всей воды (рис. 12.9,*г*). При использовании избыточных ВЭР данные подогреватели выполняют функции резервных источников на случай уменьшения или прекращения поступления горячей воды. В схемах с подогревом температура обратной воды из систем отопления более высокая, поэтому ее целесообразно предварительно использовать для горячего водоснабжения.

Если качество геотермальных вод и избыточных ВЭР не соответствует санитарным требованиям к воде питьевого качества, то в зависимости от химического состава и вида их применяют в системе отопления и для подогрева воды, подаваемой на горячее водоснабжение, или для подогрева всей воды, подаваемой в систему теплоснабжения. При этом схемы могут быть выполнены так же, как и при непосредственном присоединении без дополнительного подогрева и с подогревом теплоносителя, подаваемого в систему отопления или теплоснабжения.

Непосредственно в системах отопления могут применяться геотер-

мальные воды и избыточные ВЭР в виде горячей воды, пара и воздуха, не обладающие коррозионной активностью и не приводящие к образованию отложений солей и накипи в трубопроводах и отопительных приборах. Для снижения коррозионной активности геотермальных вод и ВЭР в ряде случаев производят удаление агрессивных газов (O_2, CO_2 и др.) и солей ($CaSO_4$, $CaCO_3$ и др.) или вводят различные ингибиторы коррозии (например, силикат натрия) и антинакипные реагенты (например, гексаметафосфат натрия).

Независимое присоединение систем отопления и горячего водоснабжения применяют при высоких агрессивности и солесодержании геотермальных вод и избыточных ВЭР, а также при использовании тепла различных газов и веществ, непригодных в качестве теплоносителя. Для снижения коррозии и улучшения очистки греющих поверхностей подогревателей также применяют различные присадки и удаление агрессивных веществ

Выработка тепла на теплоснабжение может производиться также на ТЭЦ, работающих на паре от геотермальных источников или избыточных ВЭР (например, на паре с параметрами 3,5 МПа, 435°С, получаемом от установок сухого тушения кокса), а также при сжигании горючих ВЭР в утилизационных теплогенераторах. Получение тепла при этом аналогично получению тепла от обычных ТЭЦ и котельных.

§ 61. АТОМНЫЕ ТЭЦ И АТОМНЫЕ КОТЕЛЬНЫЕ

При использовании атомного (ядерного) топлива для выработки тепла на теплоснабжение имеются определенные преимущества по сравнению с сооружением крупных источников тепла на органическом топливе: отсутствует загрязнение воздушной среды, не требуется прокладка железнодорожных путей, по которым постоянно подвозится топливо, выделение больших территорий для топливохранилищ, строительство высоких дымовых труб и др.

Из-за высокой стоимости атомного топлива и атомных реакторов на современном этапе сооружаются в основном атомные ТЭЦ (АТЭЦ). Атомные котельные (АК) могут применяться только в отдельных случаях, когда необходимо большое количество тепла, например, для опреснения воды, или при «дожигании» атомного топлива, которое не может быть применено на атомных станциях (так как не обеспечивает получение требуемых параметров пара).

В последние годы как в нашей стране, так и за рубежом осуществляется строительство АТЭЦ. В СССР вступил в строй I блок Билибинской АЭС, вырабатывающей электроэнергию и тепло для теплоснабжения, в г. Шевченко работает АЭС, отпускающая тепло для опреснения воды. В Дании работает экспериментальная АТЭЦ с тепловой нагрузкой 65 МВт и намечается строительство еще нескольких атомных теплофикационных станций. В США строится АТЭЦ «Мидленд» с отпуском пара в количестве 1800 т/ч. Проекты коммунальных и промышленно-коммунальных АТЭЦ разработаны в Швейцарии, ФРГ и других странах.

АТЭЦ, так же как и атомные конденсационные электрические станции (АЭС), могут быть выполнены по одноконтурным, двухконтурным, не полностью двухконтурным и трехконтурным схемам. При этом в АТЭЦ необходимо дополнительно обеспечивать радиационную безопасность потребителей тепла.

Одноконтурная схема АТЭЦ (рис. 12.10,*а*) подобна схеме ТЭЦ на органическом топливе, только вместо парогенератора (котла) для подогрева рабочего тела (природной воды) применен атомный реактор. Основным преимуществом ее являются простота и меньшая стоимость

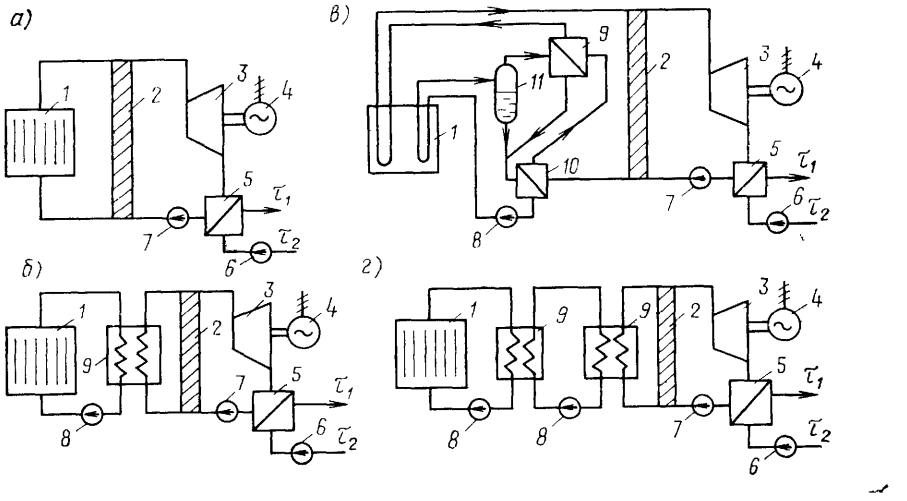


Рис 12.10 Простейшие схемы АТЭЦ

а — одноконтурная; *б* — двухконтурная; *в* — двухконтурная с перегревом вторичного пара в атомном реакторе; *г* — трехконтурная; *1* — атомный реактор; *2* — биологическая защита; *3* — турбина; *4* — электрогенератор; *5* — теплофикационный подогреватель; *6* — сетевой насос; *7* — питательный насос; *8* — циркуляционный насос; *9* — поверхностный парогенератор; *10* — экономайзер; *11* — барабан-испаритель

оборудования. Однако при такой схеме АТЭЦ все оборудование и рабочее тело работают в радиационно-активных условиях, поэтому имеется повышенная опасность заражения обслуживающих помещений станции и сетевой воды для теплоснабжения при нарушении плотности теплофикационных теплообменников.

В двухконтурной схеме АТЭЦ (рис. 12.10,*б*) для подогрева рабочего тела, используемого в турбине и теплофикационном теплообменнике, применяется поверхностный парогенератор (теплообменник), греющая среда (теплоноситель) для которого подогревается уже в атомном реакторе. Радиоактивным является только первый контур с теплоносителем, циркулирующим через реактор, во втором контуре основное оборудование и теплофикационный подогреватель работают при отсутствии радиационной активности.

В не полностью двухконтурной схеме АТЭЦ (рис. 12.10,*в*) рабочее тело (пар) после поверхностного парогенератора поступает во вторую группу рабочих каналов реактора, где производится его перегрев, а затем уже в турбину. При этом повышаются параметры рабочего тела перед турбиной, что приводит к росту термического КПД цикла АТЭЦ. Однако при такой схеме АТЭЦ повышается и радиоактивная опасность во втором контуре. Данная схема возникла из-за отказа от осуществления перегрева пара (рабочего тела) в отдельном поверхностном пароперегревателе, в результате чего давление и температура теплоносителя (также пара) в первом контуре получились бы недопустимо высокими для металлов оболочек тепловыделяющих элементов.

В трехконтурной схеме АТЭЦ (рис. 12.10,*г*) подогрев рабочего тела производится через теплообменники от теплоносителей в двух последовательных самостоятельных контурах, что обеспечивает наибольшую радиационную безопасность. Основной недостаток таких схем — высокие капитальные затраты.

Радиационная безопасность в двухконтурных и трехконтурных схемах АТЭЦ достигается также вследствие постепенного повышения давления в контурах в направлении от первого (с реактором) к последующим. При этом для получения высоких параметров рабочего тела (пара) в качестве теплоносителей в первых контурах применяют

специальные жидкости, имеющие высокие температуры кипения при низких давлениях: жидкие металлы (натрий, сплав натрия и калия), органические жидкости или газы (воздух, гелий, аргон, азот).

В настоящее время большинство атомных энергетических реакторов работает на природном и слабообогащенном атомном топливе, содержащем «Уран-235» (от 0,7 до 3—10%) и «Уран-238». Горючее находится в твердом состоянии в особых тепловыделяющих элементах (ТВЭЛ), которые собираются в кассеты и размещаются в твердом или жидком замедлителе скорости нейтронов, выделяющихся при распаде «Урана-235» (графит, тяжелая и природная вода и др.). При этом реакция протекает на тепловых нейтронах, имеющих небольшую скорость (2—4 км/с).

Тепло, выделяющееся при ядерной реакции в ТВЭЛ, отводится из активной зоны реакторов теплоносителем или рабочим телом, протекающим через кассеты. Между кассетами с ТВЭЛ размещаются подвижные кассеты систем управления и защиты (СУЗ), содержащие материалы, интенсивно захватывающие нейтроны: бор, гафний, кадмий и др. При вводе кассет СУЗ в активную зону мощность реактора уменьшается, при выводе — увеличивается. По мере выгорания ядерного топлива с помощью перегрузочных механизмов из реактора извлекаются отработавшие кассеты ТВЭЛ и на их место устанавливаются новые.

В зависимости от вида и характеристик замедлителя и теплоносителя наиболее перспективными типами реакторов в настоящее время считаются: водо-водяные с водой под давлением (ВВЭР) и с кипящей водой (ВК) и графито-водяные (АМБ). Экономически целесообразно применять АТЭЦ с водо-водяными реакторами, начиная с тепловых нагрузок, равных 6285 ГДж/ч (1500 Гкал/ч), а с графито-водяными — 12570 ГДж/ч (3000 Гкал/ч).

В реакторах на тепловых нейтронах происходит «выгорание» ядер «Урана-235» и «Урана-238» (около 1%) с образованием некоторого незначительного количества нового ядерного топлива — плутония. Это означает, что основная часть природного урана (около 99%) практически не используется.

«Уран-238» может эффективно использоваться в так называемых реакторах-размножителях (реакторах-бридерах) на быстрых нейтронах со скоростью около 10 000 км/с. В активную зону таких реакторов загружается обогащенный плутоний, а в зону воспроизводства — природный и обедненный уран («Уран-238»). Замедлитель нейтронов отсутствует и получающиеся от деления ядер плутония быстрые нейтроны вызывают деление ядер «Урана-235» и Урана-238» с получением на 1 кг сгоревшего плутония примерно 1,5 кг нового горючего.

Применение реакторов-бридеров позволит значительно снизить затраты на атомное топливо, так как заложенное однажды в реактор топливо будет служить очень большой срок. Однако строительство таких реакторов требует больших затрат. В настоящее время в мире

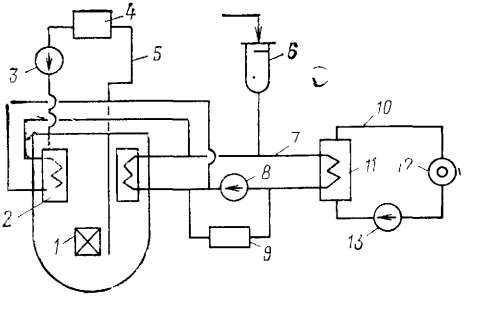


Рис. 12.11. Принципиальная тепловая трехконтурная схема атомной котельной
1 — активная зона реактора; *2* — встроенные теплообменники; *3* — насос системы очистки; *4* — фильтр системы очистки; *5* — контур системы очистки; *6* — компенсатор объема промежуточного контура; *7* — промежуточный контур; *8* — циркуляционный насос; *9* — фильтр системы очистки промежуточного контура; *10* — тепловая сеть; *11* — сетевой подогреватель, *12* — тепловой потребитель; *13* — сетевой насос

работают три реактора на быстрых нейтронах: в СССР (г. Шевченко), Англии и Франции*.

На рис. 12.11 представлена принципиальная тепловая трехконтурная схема атомной котельной. Первый контур состоит из гидравлического тракта активной зоны и теплообменников, встроенных в корпус реактора и предназначенных для передачи тепла к теплоносителю второго промежуточного контура. Циркуляция в первом контуре осуществляется за счет естественной конвекции воды. Во втором контуре циркуляция теплоносителя принудительная с помощью насоса. Теплоноситель передает тепло в теплофикационном подогревателе сетевой воде, циркулирующей во внешней тепловой сети, составляющей третий контур.

§ 62. ГЕЛИОТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ И ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ

Использование для теплоснабжения солнечной энергии и низкотемпературного тепла различных сред (воздуха, воды, грунта и др.) с помощью тепловых насосов относится к перспективным направлениям, которые начинают в настоящее время применяться в экспериментальном строительстве. Широкое внедрение этих направлений в практику теплоснабжения сдерживается в основном из-за высоких капитальных затрат на оборудование таких систем и сложности обеспечения только за счет указанных ресурсов требуемых тепловых нагрузок, поэтому они применяются, как правило, совместно с традиционными способами, что дополнительно увеличивает затраты на теплоснабжение.

Как источник теплоснабжения солнечная энергия имеет специфические особенности:

1) использование ее эффективно только в определенных районах, имеющих большое число солнечных дней в году (южных, горных и т. п.);

2) максимальные теплопоступления происходят в летнее время, когда тепловая нагрузка минимальна;

3) теплопоступления происходят только в солнечные дни, а в пасмурные дни и ночные часы они отсутствуют.

Поэтому при использовании солнечной энергии необходимы аккумулирующие устройства или дополнительные источники тепла (или то и другое), компенсирующие нехватку тепла при отсутствии теплопоступлений.

Для использования солнечной энергии применяются солнечные коллекторы (гелиоприемники), внутри которых циркулирует теплоноситель. Обращенная к солнцу наружная поверхность гелиоприемника выполняется из материала черного цвета, который лучше всего поглощает солнечные лучи и за счет этого сильнее нагревается. От этой поверхности происходит уже нагрев теплоносителя, подаваемого к потребителям. Гелиоприемники устанавливаются на крыше и стенах зданий или специальных сооружений с ориентацией на солнечную сторону и углом наклона к горизонту не менее 60° для обеспечения естественного стока атмосферных осадков. В качестве теплоносителя используется обычно вода или незамерзающие жидкости (например, антифриз из смеси этиленгликоля с водой). При отсутствии теплопоступлений иногда предусматривают меры против замерзания воды: принудительную циркуляцию или слив воды из контура, установку гелиоприемников в утепленном помещении и др.

Солнечные коллекторы в настоящее время выпускаются эксперимен-

---

* **Маргулова Т. Х.** Атомная энергетика в десятой пятилетке. — Теплоэнергетика, 1976, № 3.

тальным заводом КиевЗНИИЭП. Площадь поверхности одной панели составляет 0,8—1 м², стоимость — 30—100 руб/м², а теплосъем с нее на юге страны — до 1—1,2 кВт·ч/сут (860—1000 ккал/сут), поэтому для теплоснабжения отдельного здания устанавливают параллельно 30—40 панелей.

Применяемые в настоящее время схемы теплоснабжения с использованием солнечной энергии могут быть подразделены по следующим признакам:

1) по связи с традиционной системой теплоснабжения — раздельная (независимая) и совмещенная (зависимая);

2) в зависимости от числа контуров в схеме теплоснабжения — одноконтурная и двухконтурная.

При раздельном способе каждая из схем теплоснабжения выполняется независимо друг от друга, что упрощает их монтаж и эксплуатацию. Однако капитальные затраты при этом получаются, как правило, максимальными, так как в каждой из схем выполняются свои отопительные приборы, разводки труб и др. При совмещенном способе нагрев теплоносителя, подаваемого в системы отопления, производится теплом, получаемым вначале в гелиоприемнике, а затем в традиционном источнике (например, в домовой котельной). При этом используются одни и те же отопительные приборы, что снижает капитальные затраты, однако эксплуатация таких установок более сложная.

В одноконтурных схемах гелиотеплоснабжения теплоноситель, циркулирующий через гелиоприемник, подается непосредственно в системы отопления (с предварительным догревом при необходимости в традиционном источнике тепла). В двухконтурных схемах теплоноситель, циркулирующий через гелиоприемник, подается в теплообменник, где производится подогрев воды для систем отопления. При этом в солнечном контуре могут быть применены специальные теплоносители (незамерзающие жидкости и др.).

Простейшая двухконтурная зависимая схема гелиотеплоснабжения показана на рис. 12.12. Теплоноситель первого контура нагревается в гелиоприемниках *1* и поступает в водоподогреватель *8*, где отдает тепло воде, подаваемой на горячее водоснабжение и отопление. Водоподогреватель является одновременно и аккумулятором, который запасает тепло при наличии солнечной энергии и разряжается при отсутствии солнца. Догрев подаваемой к потребителям воды до расчетных параметров производится в котле *6* для систем отопления и водогрейной колонке *7* для горячего водоснабжения.

Следует отметить, что низкая плотность (удельная мощность) солнечной энергии затрудняет использование ее в системах централизованного теплоснабжения, так как площадь поверхности коллекторов получается настолько большой, что размещать их практически негде.

К тепловым насосам относятся установки, повышающие потенциал отбираемого низкотемпературного тепла (естественного или антропогенного происхождения) до требуемого для использования уровня путем затраты механической, электрической или другой энергии.

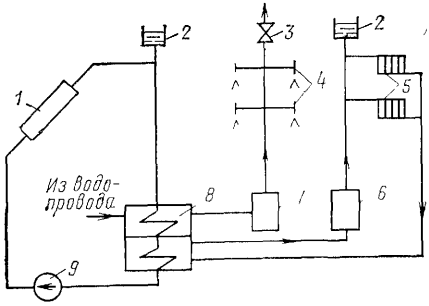


Рис. 12.12. Простейшая двухконтурная зависимая схема теплоснабжения здания с использованием солнечной энергии

1 — гелиоприемник; *2* — расширительный бак; *3* — воздушник; *4* — водоразборный кран; *5* — отопительный прибор; *6* — котел; *7* — водогрейная колонка; *8* — водоподогреватель-аккумулятор; *9* — циркуляционный насос

Принцип их работы аналогичен принципу работы холодильных машин, которые отбирают тепло из охлаждаемого объема (низкотемпературное тепло), повышают его потенциал и затем удаляют тепло при более высоком температурном уровне, например при комнатной температуре.

По принципу действия тепловые насосы подразделяются на компрессионные, сорбционные и термоэлектрические.

В компрессионных установках отбор низкотемпературного тепла осуществляется специальным рабочим агентом, а повышение потенциала тепла — путем механического сжатия его в компрессоре. После охлаждения рабочего агента (т. е. отдачи тепла потребителю) для повторения цикла производится его расширение (дросселирование), при котором теплосодержание рабочего агента снижается ниже параметров отбираемого низкотемпературного тепла В зависимости от рабочего агента такие тепловые насосы подразделяются на воздушно-компрессионные и парокомпрессионные.

В сорбционных установках процессы отбора низкотемпературного тепла и его отдачи основаны на термохимических реакциях поглощения (сорбции) рабочего агента соответствующим сорбентом, а затем выделении (десорбции) рабочего агента из сорбента. Сорбционные установки подразделяются на абсорбционные и адсорбционные. В первых процесс сорбции осуществляется во всем объеме абсорбента (на границе жидкой и паровой фаз); во вторых — на поверхности адсорбента, находящегося, как правило, в твердой фазе (лед). Для трансформации тепла используется внешняя энергия в форме тепла.

Термоэлектрические установки основаны на эффекте Пельтье, заключающемся в том, что если через разнородные и соединенные друг с другом металлы пропустить постоянный ток, то при направлении его от положительного проводника к отрицательному в месте контакта (спая) происходит выделение тепла, а при обратном направлении — поглощение тепла. На этом принципе работают тепловые насосы на полупроводниковых элементах.

Из отмеченных типов тепловых насосов для теплоснабжения в настоящее время находят применение в основном парокомпрессионные. На рис 12 13 представлена простейшая схема такой установки.

Низкокипящая жидкость (рабочий агент) с параметрами T_1 и P_1 поступает в испаритель *1*, где происходит ее испарение за счет отбираемого тепла среды Q (температура среды немного выше T_1). Образующийся насыщенный пар сжимается компрессором *3* до давления P_2, которому соответствует более высокая температура конденсации T_2. После этого пар поступает в конденсатор *4*, где, конденсируясь, отдает тепло потребителю (воде систем отопления). Для повторения цикла заново осуществляется дросселирование конденсата от давления P_2 до P_1 в дросселе *5*, при этом снижается и его температура с T_2 до T_1. Таким образом, в тепловом насосе используются два источника энергии: низкотемпературное тепло среды Q и дополнительно механическая или электрическая энергия для привода компрессора.

Эффективность работы теплового насоса оценивается обычно коэффициентом преобразования φ, который представляет собой

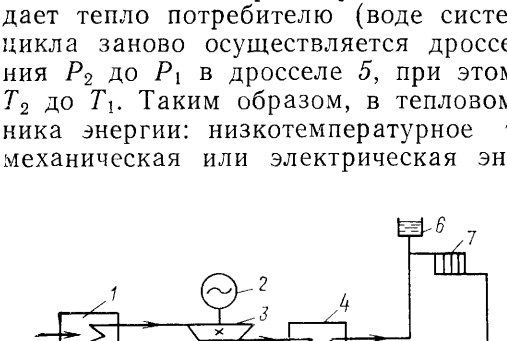


Рис 12 13 Простейшая схема парокомпрессионной теплонасосной установки *1* — испаритель; *2* — электродвигатель; *3* — компрессор; *4* — конденсатор; *5* — дроссель; *6* — расширительный бак, *7* — отопительный прибор

отношение полезно передаваемого потребителям тепла к затрачиваемой дополнительно энергии (в компрессоре):

$$\varphi = q_2/l.$$

Коэффициент преобразования всегда больше единицы, так как $q_2 = q_1 + l$, где q_1 — отбираемое низкотемпературное тепло среды. В современных тепловых насосах значения φ колеблются от 2 до 5.

В качестве рабочего агента в компрессионных тепловых насосах используются в основном фреоны и наиболее широко «Фреон-12», который обладает самой высокой объемной теплопроизводительностью, поэтому для обеспечения одного и того же количества тепла его требуется меньше. К недостаткам «Фреона-12» относится низкая температура конденсации (около 65°С), реализуемая в установках. Для получения более высоких температур могут применяться «Фреон-113» и 114, температура насыщения которых составляет соответственно 127 и 170°С, и каскадные схемы.

Источниками низкотемпературного тепла для тепловых насосов могут являться естественное тепло, содержащееся в наружном воздухе, поверхностных и подземных водах, грунте и др., а также тепло антропогенного происхождения — удаляемые из различных процессов газы и жидкости. При этом чем больше температура источника тепла, тем выше коэффициент преобразования тепловых насосов, т. е. их энергетическая эффективность, и тем ниже капитальные затраты на оборудование.

Следует отметить, что в некоторых случаях тепловые насосные установки целесообразно использовать комбинированно для теплохолодоснабжения (например, зимой — теплом, летом — холодом) путем переключения соответствующим образом испарителя и конденсатора. Такие установки называют термотрансформаторами и в настоящее время применяют в южных районах страны для кондиционирования воздуха и др.

ГЛАВА 13. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛА

§ 63. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОФИКАЦИИ

Комбинированный метод производства электрической и тепловой энергии на ТЭЦ является наиболее совершенным методом современной энергетики, так как при этом расходы топлива значительно меньше, чем при раздельном методе, когда электроэнергия вырабатывается на КЭС, а тепло — в котельных. Эффективность комбинированного метода наглядно видна из сопоставления термодинамических циклов и коэффициентов использования тепла топлива ТЭЦ, КЭС и котельных. На рис. 13.1 показаны простейшие идеальные циклы КЭС и ТЭЦ.

В цикле КЭС процесс расширения пара в турбине происходит до давления в конденсаторе, определяемого температурой охлаждающей воды, по линии *4—8*. Количество тепла топлива, преобразуемого в электрическую энергию, измеряется площадью *9—2—3—4—8—9*, а отводимого в окружающую среду с охлаждающей водой в конденсаторе — площадью *9—8—6—10—9*.

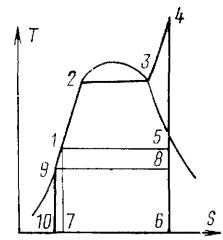


Рис. 13.1. Простейшие идеальные циклы КЭС и ТЭЦ в TS-диаграмме

Коэффициент использования тепла топлива, представляющий собой отношение тепловых эквивалентов полезно отпускаемых видов продукции к сожженному топливу, для КЭС определяется по выражению:

$$\eta_{\text{исп.т}}^{\text{КЭС}} = \mathcal{Э}_{\text{КЭС}}/Q_{\text{топл}},$$

где $\mathcal{Э}_{\text{КЭС}}$ — количество отпускаемой электроэнергии; $Q_{\text{топл}} = BQ_{\text{н}}^{\text{р}}$ — тепло сожженного топлива (здесь B — расход топлива; $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — низшая теплота сгорания единицы топлива).

В идеальном случае $\eta_{\text{исп.т}}^{\text{КЭС}} = \mathcal{Э}_{\text{КЭС}}/(\mathcal{Э}_{\text{КЭС}} + Q_{\text{к}}) \approx 0{,}5$, так как в конденсаторе современных КЭС отводится (и бесполезно теряется) в окружающую среду около 50% подведенного в цикл тепла.

В реальных условиях помимо потерь в конденсаторе имеются потери в парогенераторе, турбине, генераторе, вспомогательных и передающих устройствах (теплообменниках, трубопроводах и т. п.), а также расходы энергии на собственные нужды станции (приготовление и подача топлива, подпиточной воды, воздуха на горение, отвод дымовых газов и т. п.). Вследствие этого фактический КПД по отпускаемой электроэнергии на КЭС составляет 35—40%.

В цикле ТЭЦ процесс расширения пара в турбине происходит до давления, определяемого температурой отпускаемого тепла, которое является более высоким, чем в конденсаторе КЭС по линии *4—5*. В результате количество тепла топлива, преобразуемого в электрическую энергию и измеряемого площадью *1—2—3—4—5—1*, получается меньше. Зато оставшееся тепло пара, измеряемое площадью *1—5—6—7—1*, не теряется, а используется для удовлетворения нужд тепловых потребителей (см. рис. 13.1).

Коэффициент использования тепла топлива на ТЭЦ определяется выражением:

$$\eta_{\text{исп.т}}^{\text{ТЭЦ}} = (\mathcal{Э}_{\text{ТЭЦ}} + Q_{\text{в.п}})/Q_{\text{топл}},$$

где $\mathcal{Э}_{\text{ТЭЦ}}$ — количество отпускаемой электроэнергии с ТЭЦ; $Q_{\text{в п}}$ — количество отпускаемого с ТЭЦ тепла для внешних потребителей; $Q_{\text{топл}}$ — тепло сожженного топлива.

В идеальном случае $\eta_{\text{исп.т}}^{\text{ТЭЦ}} = (\mathcal{Э}_{\text{ТЭЦ}} + Q_{\text{в.п.}})/(\mathcal{Э}_{\text{ТЭЦ}} + Q_{\text{в.п.}}) = 1$, а в реальных условиях, с учетом потерь на станции и тепловых сетях, 70—75%, т. е. в 2 раза выше, чем на КЭС.

При выработке тепла в котельных коэффициент использования тепла топлива в идеальном случае равен $\eta_{\text{исп.т}}^{\text{кот}} = Q_{\text{в.п}}/Q_{\text{топл}} = Q_{\text{в.п}}/Q_{\text{в.п}} = 1$, а в реальных условиях составляет примерно от 50% — для мелких местных котельных на твердом топливе до 85% — для крупных районных котельных на жидком топливе.

Таким образом, при комбинированном методе электроэнергия и тепло вырабатываются с КПД 70—75%, при раздельном методе — электроэнергия с КПД 35—40%, а тепло в среднем с КПД 70%.

Коэффициент использования тепла топлива на ТЭЦ $\eta_{\text{исп т}}^{\text{ТЭЦ}}$ не применим для количественной оценки энергетической эффективности теплофикации, так как численная величина его не зависит от соотношений вырабатываемых количеств электроэнергии и тепла, а определяется только суммой их тепловых эквивалентов. Поэтому значения $\eta_{\text{исп.т}}^{\text{ТЭЦ}}$ могут быть одинаковыми при различном соотношении $\mathcal{Э}_{\text{ТЭЦ}}/Q_{\text{в.п}}$. Между тем экономия топлива при комбинированном методе по сравнению с раздельным методом будет тем больше, чем больше будет вырабатываться на ТЭЦ электроэнергии, так как КПД КЭС значительно ниже, чем КПД котельных, и, следовательно, при раздельном варианте потребовалось бы больше топлива.

Количественная оценка эффективности теплофикации проводится

по величине экономии топлива ΔB, получаемого на ТЭЦ, по сравнению с расходами топлива на КЭС и котельной при производстве (выработке) одинаковых количеств электрической энергии и тепла:

$$\Delta B = B_{\text{р}} - B_{\text{к}},$$

где $B_{\text{р}}$ и $B_{\text{к}}$ — расход топлива при раздельном и комбинированном методах.

§ 64. РАСХОД ТОПЛИВА ПРИ РАЗДЕЛЬНОЙ ВЫРАБОТКЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ И ТЕПЛА

Расход топлива при раздельном методе состоит из суммы двух слагаемых: расхода топлива на выработку электрической энергии на КЭС — $B_{\text{КЭС}}$ и расхода топлива на выработку тепла в котельной — $B_{\text{кот}}$ (рис. 13.2):

$$B_{\text{р}} = B_{\text{КЭС}} + B_{\text{кот}}.$$

Расходы топлива на КЭС и котельной составляют:

$$B_{\text{КЭС}} = b_{\text{КЭС}}\, Э; \qquad (13.1)$$

$$B_{\text{кот}} = b_{\text{кот}}\, Q, \qquad (13.2)$$

где $b_{\text{КЭС}}$ и $b_{\text{кот}}$ — удельные расходы топлива на выработку электрической энергии на КЭС и тепла в котельной; $Э$ и Q — количества отпущенной электроэнергии от КЭС и тепла от котельной.

Величина $b_{\text{КЭС}}$ относится к основным энергетическим показателям КЭС и зависит от характеристик тепловой схемы и оборудования станции: наличия и степени регенеративного подогрева конденсата и питательной воды и промежуточного подогрева пара, потерь энергии, тепла и рабочих тел в трубопроводах и аппаратах станции, расходов на собственные нужды и др.

Величина $b_{\text{КЭС}}$ находится по формуле

$$b_{\text{КЭС}} = \frac{q_{\text{КЭС}}}{Q^{\text{р}}_{\text{н}}} = \frac{1}{\eta^{\text{н}}_{\text{КЭС}}\, Q^{\text{р}}_{\text{н}}},$$

где $Q^{\text{р}}_{\text{н}}$ — теплота сгорания единицы натурального или условного топлива, кДж/кг; $q_{\text{КЭС}}$ — удельный расход тепла топлива; $\eta^{\text{н}}_{\text{КЭС}} = Э/Q_{\text{топл}}$ — фактический КПД станции (нетто) [здесь $Э$ — тепловой эквивалент отпускаемой электроэнергии; $Q_{\text{топл}}$ — тепло сожженного топлива].

При значении $\eta^{\text{н}}_{\text{КЭС}} = 0{,}37$ для условного топлива ($Q^{\text{р}}_{\text{н}} = 29\,310$ кДж/кг $= 7000$ ккал/кг) получаем $b_{\text{КЭС}} = 0{,}085$ г/кДж [332 г/(кВт·ч)], что является средней величиной для современных КЭС.

Для проектируемых КЭС определение величины $b_{\text{КЭС}}$ (или $q_{\text{КЭС}}$, $\eta^{\text{н}}_{\text{КЭС}}$) производится при расчете тепловой схемы станции и представляет собой довольно сложную задачу, требующую точного учета всех имеющихся потерь.

Для представленных на рис. 13.2 простейших схем значения $b_{\text{КЭС}}$ могут быть получены следующим образом.

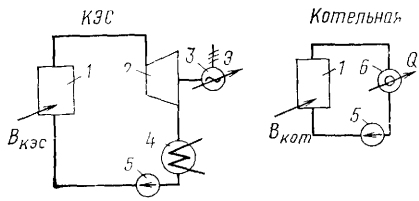


Рис. 13.2. Простейшие тепловые схемы раздельной установки

1 — котел; *2* — турбина; *3* — электрогенератор; *4* — конденсатор; *5* — насос; *6* — тепловой потребитель

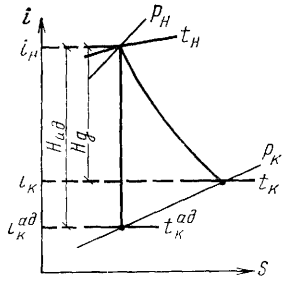


Рис. 13.3. Процесс расширения пара в турбине

Расход пара на турбину для выработки 1 кДж электроэнергии из условия энергетического баланса составляет:

$$d = \frac{1}{(i_н - i_к)\ \eta_{эм}} = \frac{1}{H_д\ \eta_{эм}} = \frac{1}{(i_н - i_к^{ад})\ \eta_{oi}\ \eta_{эм}} = \frac{1}{H_{ад}\ \eta_{oi}\ \eta_{эм}},$$

где $H_д = i_н - i_к$ и $H_{ад} = i_н - i_к^{ад}$ — теплопадение пара в турбине, кДж/кг, соответственно в действительном и адиабатном процессах (рис 13 3), $i_н$ — энтальпия пара на входе в турбину, кДж/кг, $i_к$ и $i_к^{ад}$ — энтальпия пара на выходе из турбины при действительном и адиабатном процессах, кДж/кг, $\eta_{oi} = H_д/H_{ад}$ — относительный внутренний КПД турбины, учитывающий потери энергии пара в процессе расширения (от трения, вихрей, дросселирования и т п), $\eta_{эм}$ — электромеханический КПД турбины и генератора, учитывающий механические потери в подшипниках, электрические в генераторе и потери от утечек рабочего тела, у современных турбин КЭС $\eta_{oi} = 0{,}86—0{,}88$, $\eta_{эм} = 0{,}98—0{,}985$, $d_{КЭС} \approx 0{,}8$ г/кДж [3 кг/(кВт ч)]

Количество тепла, затраченное на выработку 1 кДж электроэнергии с учетом потери в конденсаторе, равно

$$q_{эл} = d\ (i_н - \bar{t}_к) = \frac{i_н - \bar{t}_к}{(i_н - i_к^{ад})\ \eta_{oi}\ \eta_{эм}} = \frac{1}{\eta_t\ \eta_{oi}\ \eta_{эм}},$$

где $\bar{t}_к$ — энтальпия конденсата после конденсатора, кДж/кг, $\eta_t = \dfrac{i_н - i_к^{ад}}{i_н - \bar{t}_к}$ — термический КПД цикла КЭС, учитывающий потери тепла с охлаждающей водой в конденсаторе и составляющий 0,45—0,5

Удельный расход тепла топлива в парогенераторе

$$q_{КЭС} = \frac{q_{эл}}{\eta_к^{КЭС}},$$

где $\eta_к^{КЭС}$ — КПД парогенераторов (котлов), учитывающий потери тепла с уходящими газами, неполнотой сгорания топлива, теплоотдачей от нагретой поверхности и составляющий 0,9—0,94.

Удельный расход топлива.

$$b_{КЭС} = \frac{q_{КЭС}}{Q_н^р} = \frac{1}{\eta_t\ \eta_{oi}\ \eta_{эм}\ \eta_к^{КЭС}}\ \frac{1}{Q_н^р}.$$

При условном топливе с $Q_н^р = 29{,}31$ кДж/г и значениях КПД $\eta_t = 0{,}5$, $\eta_{oi} = 0{,}87$, $\eta_{эм} = 0{,}98$ и $\eta_к^{КЭС} = 0{,}92$

$$b_{КЭС} = \frac{0{,}0342}{\eta_t\ \eta_{oi}\ \eta_{эм}\ \eta_к^{КЭС}} = 0{,}0871 \text{ г/кДж } [314 \text{ г/кВт ч}]$$

Кроме отмеченных основных потерь в цикле станции имеются потери тепла, пара и воды в подающих трубопроводах и различных аппаратах тепловой схемы, которые учитываются КПД теплового потока $\eta_{т\,п}$, примерно составляющим 0,96—0,98

Произведение перечисленных КПД представляет собой КПД КЭС по вырабатываемой электрической энергии (брутто):

$$\eta_{КЭС}^{бр} = \eta_t\ \eta_{oi}\ \eta_{эм}\ \eta_к^{КЭС}\ \eta_{т\,п}.$$

Фактический КПД КЭС по отпускаемой электрической энергии (нетто) будет равен:

$$\eta_{КЭС}^{н} = \eta_{КЭС}^{бр}\ (1 - e_{с\,н})\ (1 - q_{с\,н}),$$

где $e_{с\,н}$ и $q_{с\,н}$ — соответственно доля расходов электроэнергии и тепла на собственные нужды станции

При регенеративном подогреве паром из отборов турбины конденсата и питательной воды от температуры $t_к$ (на выходе из конденсатора) до температуры $t_{п\,в}$ (на входе в парогенератор) часть электроэнергии вырабатывается комбинированным методом на внутреннем тепловом потреблении, так как тепло отбираемого на регенерацию

пара полностью используется, в результате чего снижается расход топлива в парогенераторе.

Точное определение показателей при регенеративном подогреве производится при детальном расчете тепловой схемы станции. Для предварительных расчетов пользуются выражениями, полученными по методу проф. Е. Я. Соколова.

Относительная выработка электроэнергии на внутреннем тепловом потреблении (рис. 13.4) составит

$$e = \frac{\mathcal{Э}_р}{\mathcal{Э}_к} = \frac{i_н - i_р}{i_н - i_к} \cdot \frac{\overline{t}_{п.в} - \overline{t}_к}{i_р - t_{п.в}} = \frac{H_р}{H_к} \cdot \frac{\overline{t}_{п.в} - \overline{t}_к}{i_{от.б} - \overline{t}_{п.в}},$$

где $\mathcal{Э}_р$ и $\mathcal{Э}_к$ — количество электроэнергии, вырабатываемой на паре регенеративных отборов турбины и по конденсационному циклу; $H_р$ и $H_н$ — адиабатные теплоперепады от состояния пара на входе в турбину до давления в условном регенеративном отборе и до давления в конденсаторе; $i_р$ — энтальпия пара в условном регенеративном отборе, определяемая по температуре $t_р = (t_{п.в} + t_к)/2$; $\overline{t}_{п.в}$ и $\overline{t}_к$ — энтальпия питательной воды на входе в парогенератор и конденсата после конденсатора.

Средний КПД станции по вырабатываемой электроэнергии (брутто):

$$(\eta^{бр}_{КЭС})_{ср} = \eta_{эм}\, \eta^{КЭС}_к\, \eta_{тп}\, \eta^{р}_{i\,к},$$

где $\eta^{р}_{i\,к}$ — внутренний абсолютный КПД конденсационной выработки на КЭС с учетом регенерации, определяемый по формуле

$$\eta^{р}_{i\,к} = \eta_{i\,к} \frac{1 + e_к}{1 + e_к\, \eta_{i к}},$$

где $\eta_{i к}$ — внутренний абсолютный КПД конденсационной выработки на КЭС без учета регенерации, определяемый по формуле

$$\eta_{i\,к} = \frac{H_к\, \eta_{0\,i}}{i_н - \overline{t}_к}.$$

Удельный расход топлива на выработку тепла в котельной определяется из соотношения

$$b_{кот}\, Q^{р}_{н} = \frac{1}{\eta^{н}_{кот}},$$

где $\eta^{н}_{кот} = Q_{отп}/Q_{топл}$ — фактический КПД котельной по отпускаемому теплу (нетто) [здесь $Q_{отп}$ — количество отпускаемого тепла; $Q_{топл}$ — тепло сожженного топлива].

Значения $\eta^{н}_{кот}$, с учетом всех потерь в котельной, можно найти по выражению:

$$\eta^{н}_{кот} = \eta^{кот}_к\, \eta_{т.п}\, (1 - e^{кот}_{с.н})\, (1 - q^{кот}_{с.н}),$$

где $\eta^{кот}_к$ — КПД котлов котельной, учитывающий потери тепла с уходящими газами, неполнотой сгорания топлива, теплоотдачей от нагретой поверхности и др.; $\eta_{т\,п}$ — КПД теплового потока, учитывающий потери в трубопроводах и различных аппаратах котельной; $e^{кот}_{с.н}$ и $q^{кот}_{с.н}$ — соответственно доля расходов электроэнергии и тепла на собственные нужды котельной.

При сравнении раздельного метода с комбинированным в ряде случаев следует учитывать также разницу в потерях электрической и тепловой энергии на передачу их к местам потребления, так как КЭС, ТЭЦ и котельные располагаются на различном расстоянии от потребителей и имеют разные мощности.

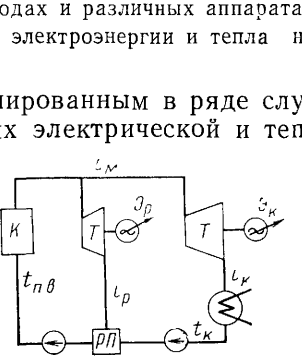


Рис 13.4. Условная схема регенеративного подогрева конденсата
К — котел, *Т* — турбина; *РП* — регенеративный подогреватель

При приведении к сопоставимым условиям расходы топлива составят:

$$B_{\text{КЭС}} = b_{\text{КЭС}}\, Э\, \frac{\eta_{\text{э с}}^{\text{ТЭЦ}}}{\eta_{\text{э.с}}^{\text{КЭС}}}; \quad B_{\text{кот}} = b_{\text{кот}}\, Q\, \frac{\eta_{\text{т с}}^{\text{ТЭЦ}}}{\eta_{\text{т.с}}^{\text{кот}}},$$

где $\eta_{\text{э с}}^{\text{КЭС}}$ и $\eta_{\text{э.с}}^{\text{ТЭЦ}}$ — КПД электрических сетей от КЭС и ТЭЦ; $\eta_{\text{т.с}}^{\text{ТЭЦ}}$ и $\eta_{\text{т.с}}^{\text{кот}}$ — КПД тепловых сетей от ТЭЦ и котельных.

§ 65. РАСХОД ТОПЛИВА НА ТЭЦ

При комбинированной выработке электрической энергии и тепла на ТЭЦ расход толива $B_{\text{ТЭЦ}}$ определяют для действующих станций из отчетных данных, для проектируемых — путем расчета тепловой схемы станции с учетом всех имеющихся потерь тепла, энергии и рабочих тел в трубопроводах и аппаратах станции и расходов на собственные нужды.

Для получения энергетических и экономических показателей ТЭЦ по видам вырабатываемой продукции производят условное разделение расхода топлива $B_{\text{ТЭЦ}}$ на выработку электрической и тепловой энергии:

$$B_{\text{ТЭЦ}} = B_{\text{т}}^{\text{э}} + B_{\text{т}}^{\text{т}},$$

где $B_{\text{т}}^{\text{э}}$ и $B_{\text{т}}^{\text{т}}$ — расход топлива на производство соответственно электрической энергии и тепла, отпускаемого внешним потребителям.

Следует отметить, что научно обоснованного способа распределения общего расхода топлива на ТЭЦ — $B_{\text{ТЭЦ}}$ на выработку электроэнергии и тепла нет. По принятому МЭиЭ СССР методу, на выработку тепла относят расход топлива, эквивалентный количеству этого тепла с учетом КПД парогенератора ТЭЦ — $\eta_{\text{к}}^{\text{ТЭЦ}}$, КПД теплового потока $\eta_{\text{т п}}$ и расходов на собственные нужды:

$$B_{\text{т}} = \frac{Q}{\eta_{\text{к}}^{\text{ТЭЦ}}\, \eta_{\text{т п}}\, \eta_{\text{с н}}}\, \frac{1}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}},$$

где $\eta_{\text{с н}}$ — коэффициент, учитывающий расходы на собственные нужды; $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — удельная теплота сгорания топлива.

Остальной расход топлива относят на выработку электрической энергии:

$$B_{\text{т}}^{\text{э}} = B_{\text{ТЭЦ}} - B_{\text{т}}^{\text{т}}.$$

При принятом методе распределения топлива вся экономия от комбинированной выработки отнесена на электрическую энергию, так как расход топлива $B_{\text{т}}^{\text{э}}$ получается минимально возможным, равным, в соответствии с первым законом термодинамики, тепловому эквиваленту работы пара в турбине.

В расчетах, не требующих большой точности, определение расхода топлива $B_{\text{ТЭЦ}}$ производят по удельным расходам топлива на выработку электрической энергии и тепла на ТЭЦ:

$$B_{\text{т}}^{\text{э}} = b_{\text{т}}^{\text{э}}\, Э; \qquad (13.3)$$

$$B_{\text{т}}^{\text{т}} = b_{\text{т}}^{\text{т}}\, Q, \qquad (13.4)$$

где $b_{\text{т}}^{\text{э}}$ и $b_{\text{т}}^{\text{т}}$ — удельные расходы топлива на выработку электрической энергии и тепла; $Э$ и Q — количество отпускаемых с ТЭЦ электрической энергии и тепла.

Данный способ обладает определенной наглядностью, что позволяет анализировать процессы выработки электрической энергии и тепла на ТЭЦ и определять мероприятия по повышению ее эффективности.

Определение удельных расходов топлива на выработку электрической энергии и тепла на ТЭЦ производится следующим образом.

При выработке электрической энергии только комбинированным методом на внешнем тепловом потреблении (противодавленческая тур-

бина) для представленного на рис. 12.1 простейшего случая (без регенерации и промышленного перегрева) расход пара в турбине при выработке 1 кДж электроэнергии, в соответствии с энергетическим балансом, составляет:

$$d = \frac{1}{(i_н - i_т)\ \eta_{эм}}, \qquad (13.5)$$

где $i_н$ и $i_т$ — энтальпия пара на входе и выходе турбины, кДж/кг; $\eta_{эм}$ — электромеханический КПД турбины и генератора.

Расход тепла на выработку 1 кДж электроэнергии:

$$q_т^э = d\ (i_н - i_т) = \frac{1}{\eta_{эм}}.$$

Удельный расход топлива в парогенераторе:

$$b_т^э = \frac{q_т^э}{\eta_к^{ТЭЦ}\ Q_н^р} = \frac{1}{\eta_к^{ТЭЦ}\ \eta_{эм}}\ \frac{1}{Q_н^р},$$

где $\eta_к^{ТЭЦ}$ — КПД парогенераторов ТЭЦ; $Q_н^р$ — удельная теплота сгорания топлива.

Удельный расход условного топлива с $Q_н^р = 29{,}31$ кДж/г при $\eta_к^{ТЭЦ} = 0{,}92$ и $\eta_{эм} = 0{,}98$ составит:

$$b_т^э = \frac{0{,}0342}{\eta_к^{ТЭЦ}\ \eta_{эм}} = 0{,}0395 \text{ г/кДж } (143 \text{ г/кВт·ч}),$$

что примерно в 2 раза ниже, чем при выработке электроэнергии на КЭС (см. § 64).

В реальных условиях при определении $b_т^э$ дополнительно учитывают КПД теплового потока $\eta_{т.п}$ и расходы на собственные нужды:

$$b_т^э = \frac{1}{\eta_к^{ТЭЦ}\ \eta_{эм}\ \eta_{т.п}\ \eta_{с.н}}\ \frac{1}{Q_н^р}. \qquad (13.6)$$

Удельный расход топлива на выработку тепла на ТЭЦ определяется по выражению:

$$b_т^т = \frac{1}{\eta_к^{ТЭЦ}\ \eta_{т.п}\ \eta_{с.н}}\ \frac{1}{Q_н^р}.$$

Общий расход топлива на ТЭЦ:

$$B_{ТЭЦ} = B_т^э + B_т^т = b_т^э\ Э + b_т^т\ Q. \qquad (13.7)$$

Для оценки энергетического совершенства ТЭЦ применяют также показатель относительной (удельной) выработки электроэнергии на внешним потребителям тепла равно

$$\bar{Э}_т = Э_т / Q_{в.т},$$

где $Э_т$ — количество вырабатываемой электроэнергии на внешнем тепловом потреблении, $Q_{в.т}$ — количество отпущенного тепла внешним потребителям из отборов турбин ТЭЦ.

Чем больше величина $\bar{Э}_т$, тем больше экономия топлива, получаемая при комбинированном варианте по сравнению с раздельным вариантом, так как больше вырабатывается электроэнергии на ТЭЦ комбинированным методом.

При выработке 1 кДж электроэнергии количество отпущенного внешним потребителям тепла равно

$$q_{т.т} = d\ (i_т - \bar{t}_{к.т}),$$

где d — расход пара в турбине при выработке 1 кДж электроэнергии, определяемый по формуле (13.5); $i_т$ и $i_{к.т}$ — энтальпия соответственно пара, отбираемого для внешнего теплового потребителя, и конденсата, возвращаемого в цикл станции от внешнего потребителя,

поэтому удельная выработка электроэнергии непосредственно на внешнем тепловом потреблении $\bar{Э}_{вт}$ определяется по выражению:

$$\bar{Э}_{в.т} = \frac{1}{q_{в.т}} = \frac{i_н - i_т}{i_т - \bar{t}_{к.т}}\,\eta_{эм} = \frac{H_т}{i_т - \bar{t}_{к.т}}\,\eta_{эм}. \qquad (13.8)$$

где $H_т = i_н - i_т$ — действительный теплоперепад пара в турбине; $i_н$ — энтальпия пара на входе в турбину.

При регенеративном подогреве паром из отборов турбины конденсата (возвращаемого от внешнего теплового потребителя в цикл станции) от температуры $t_{к.т}$ до температуры $t_{п.в}$ происходит комбинированная выработка электроэнергии на внутреннем потреблении.

Относительная выработка электроэнергии на внутреннем тепловом потреблении, по методу проф. Е. Я. Соколова, определяется по выражению:

$$e_т = \frac{Э^р_т}{Э^т_т} = \frac{i_н - i_р}{i_н - i_т}\;\frac{\bar{t}_{п.в} - \bar{t}_{к.т}}{i_р - \bar{t}_{п.в}} = \frac{H_р}{H_т}\;\frac{\bar{t}_{п.в} - \bar{t}_{к\ т}}{i_р - \bar{t}_{п\ в}},$$

где $Э^р_т$ и $Э^т_т$ — количество вырабатываемой электроэнергии соответственно на паре, отбираемом для подогрева конденсата, возвращаемого от внешнего потребителя, и непосредственно для внешнего теплового потребления; $H_р$ и $H_т$ — действительные теплоперепады пара в турбине, отбираемого на регенерацию и на внешнее тепловое потребление; $i_р$ — энтальпия пара в условном регенеративном отборе, определяемом из условия, что температура насыщения пара равна $t^т_р = \frac{t_{п.в} + t_{к.т}}{2}$; $\bar{t}_{п\,в}$ и $t_{п.в}$ — энтальпия и температура питательной воды на входе в парогенераторы ТЭЦ; $\bar{t}_{к.т}$ и $t_{к.т}$ — энтальпия и температура конденсата, возвращаемого от внешнего теплового потребителя.

Суммарная удельная комбинированная выработка электроэнергии на тепловом потреблении составляет:

$$\bar{Э}_т = \bar{Э}_{в.т}\,(1 + \bar{e}_т), \qquad (13.9)$$

где $\bar{Э}_{в\,т}$ — удельная комбинированная выработка электроэнергии непосредственно на внешнем тепловом потреблении, определяемая по формуле (13.8).

Суммарное количество электроэнергии, вырабатываемой на тепловом потреблении:

$$Э_т = Э^т_т + Э^р_т = \bar{Э}_т\,Q_{в.т}. \qquad (13.10)$$

Данное количество электроэнергии вырабатывается на ТЭЦ с удельным расходом топлива $b^э_т$, определяемым по формуле (13.6).

Значения $\bar{Э}_т$ и $\bar{e}_т$ на современных коммунальных ТЭЦ составляют, примерно, $\bar{Э}_т = 0{,}4 \div 0{,}6$ и $\bar{e}_т = 0{,}15 \div 0{,}2$.

При применении на ТЭЦ турбин типа Т и ПТ часть электроэнергии вырабатывается по теплофикационному циклу, часть — по конденсационному. Общее количество электроэнергии является суммой двух слагаемых:

$$Э_{ТЭЦ} = Э_т + Э_{т.к}, \qquad (13.11)$$

где $Э_т$ — количество электроэнергии, вырабатываемой по теплофикационному циклу, т. е. на внешнем тепловом потреблении; $Э_{т.к}$ — количество электроэнергии, вырабатываемой по конденсационному циклу, т. е. на паре, проходящем через конденсатор.

При этом расход топлива на производимую электрическую энергию определяется по выражению:

$$B^э_т = b^э_т\,Э_т + b^э_{т.к}\,Э_{т.к}. \qquad (13.12)$$

Удельный расход топлива на ТЭЦ на вырабатываемую по конденсационному циклу часть электроэнергии $b^э_{т.к}$ определяется по тем же формулам, что и значение $b_{КЭС}$ на КЭС (см. § 64). Однако численные

значения $b^{э}_{т.к}$ в реальных условиях получаются больше, чем значения $b_{КЭС}$, по следующим причинам:

1) единичные мощности турбин и начальные параметры пара на ТЭЦ, как правило, меньше, чем на КЭС;

2) среднегодовой внутренний КПД теплофикационных турбин η_{oi} ниже, чем у конденсационных, из-за дополнительных потерь в регулирующих органах, меньших мощностей и переменного режима их работы;

3) давление в конденсаторах турбин на ТЭЦ, как правило, выше, чем на КЭС, из-за различий в конструкциях конденсаторов и переменных режимов их работы, а также худших условий водоснабжения.

Величина $Э_т$ подсчитывается по формуле (13.10) или при различных давлениях пара в отборах по формуле

$$Э_т = \overline{Э}_{т1} Q_{т1} + \overline{Э}_{т2} Q_{т2} + \ldots + \overline{Э}_{ті} Q_{ті},$$

где $\overline{Э}_{т1}$, $\overline{Э}_{т2}$, ..., $\overline{Э}_{ті}$ — удельная выработка электроэнергии на отборах пара с давлениями p_1, p_2, ..., p_i, определяемая по формуле (13.9); $Q_{т1}$, $Q_{т2}$, ..., $Q_{ті}$ — количество отпускаемого тепла в отборах пара с давлением p_1, p_2, ..., p_i.

Величина $Э_{т.к}$ подсчитывается по формуле (13.11), так как полная выработка электрической энергии на ТЭЦ — $Э_{ТЭЦ}$ определяется установленным оборудованием и обычно известна.

Количество отпускаемого тепла из различных отборов турбин ТЭЦ может быть определено по площади, покрываемой за счет каждого отбора, на годовом графике тепловой нагрузки.

Для примера рассмотрим простейший случай, когда турбина имеет один регулируемый отбор пара с давлением $p^{отб}$=0,12—0,25 МПа, нагрузка чисто отопительная, регулирование отпуска тепла центральное качественное при расчетных температурах воды в теплосети 150/70°С.

По методике, изложенной в гл. 1, строим в определенном масштабе часовой график расхода тепла в зависимости от температуры наружного воздуха и годовой график тепловой нагрузки. Под часовым графиком расхода тепла строим графики температур сетевой воды в зависимости от наружной температуры так, как это показано на рис. 13.5.

На графике температур воды проводим параллельно оси абсцисс ограничивающие линии, показывающие максимально возможные температуры подогрева сетевой воды при предельных (крайних) давлениях в отборе пара. Для низшего давления в отборе $p^{отб}_{I}$ =0,12 МПа температура насыщенного пара составляет $t^{нас}_{I}$ =104°С. Эта линия проводится примерно при температуре 94°С, для верхнего давления $p^{отб}_{II}$ =0,25 МПа и $t^{нас}_{II}$ =127°С — при 117°С (с учетом недогрева сетевой воды в теплообменниках, равного Δt=10°С).

При давлении $p^{отб}_{I}$ =0,12 МПа покрывается тепловая нагрузка до тех пор, пока температура сетевой воды в подающей линии не будет равна 94°С. В диапазоне температур воды от 94 до 117°С происходит постепенное увеличение давления в отборе до предельного верхнего значения $p^{отб}_{II}$ =0,25 МПа. Перегрев воды выше 117°С производится в пиковых подогревателях.

Максимальная тепловая нагрузка, покрываемая при давлении в отборе $p^{отб}_{I}$= =0,12 МПа, определяется в режиме, когда температура сетевой воды становится равной 94°С, пропорционально отрезку *АБ*, так как при этом будет максимальная разность температур воды между подающей и обратной линиями (при качественном методе регулирования расход воды в теплосети постоянен и величина тепловой нагрузки пропорциональна разности температур воды).

Опуская перпендикуляр из точки *А*, находим температуру наружного воздуха $t^{I}_{н.в}$, по значению которой из часового графика тепловой нагрузки определяем величину тепловой нагрузки $Q_{АБ}$ и затем расположение ее на годовом графике тепловой нагрузки (отрезок *5—9*).

Количество тепла, равное площади *5—7—8—9—5*, потребляется при температурах наружного воздуха $t_{н.в} > t^{I}_{н\,в}$ (т. е. при τ<94°С). Покрывается оно нижним давлением в отборе $p^{отб}_{I}$=0,12 МПа.

При снижении температуры наружного воздуха ниже $t^{I}_{н.в}$ происходит постепенное увеличение давления в отборе из условия, что тепловая нагузка подогревателя со-

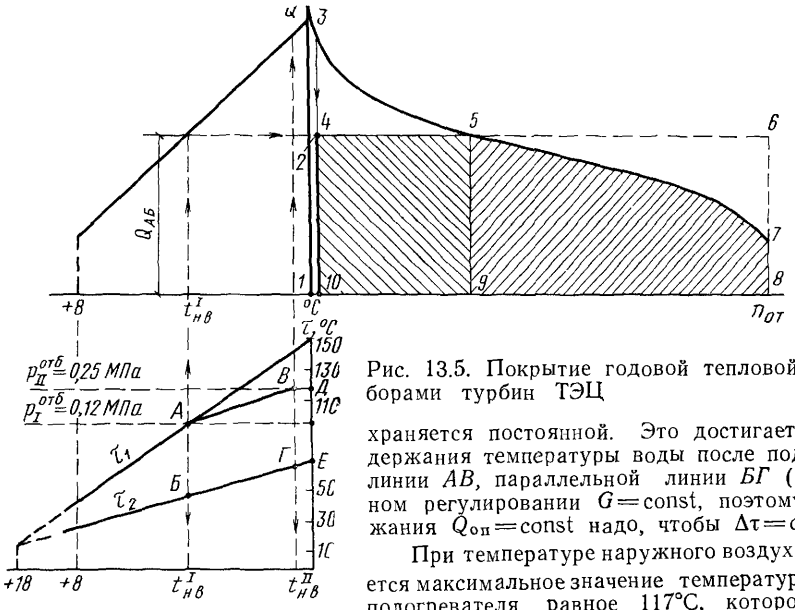


Рис. 13.5. Покрытие годовой тепловой нагрузки отборами турбин ТЭЦ

хранается постоянной. Это достигается путем поддержания температуры воды после подогревателя по линии *АВ*, параллельной линии *БГ* (при качественном регулировании G=const, поэтому для поддержания $Q_{оп}$=const надо, чтобы $\Delta\tau$=const).

При температуре наружного воздуха $t^{II}_{н.в}$ достигается максимальное значение температуры воды после подогревателя, равное 117°С, которое обеспечивается предельным верхним давлением в отборе $p^{отб}_{II}$=0,25 МПа. При этом количество тепла, покрываемое отбором пара с давлением от 0,12 до 0,25 МПа, будет равно площади *10—4—5—9—10*.

При снижении температуры наружного воздуха ниже $t^{II}_{н.в}$ после подогревателя сохраняется постоянная температура воды, равная 117°С. При этом температура воды в обратной линии растет по линии *ГЕ*, поэтому производительность подогревателя падает. При температурах $t_{н.в}<t^{II}_{н.в}$ производительность подогревателя может быть определена пропорционально разностям температур воды (или величинам отрезков на графике температур воды). Например, при расчетной для отопления температуре наружного воздуха имеем:

$$\frac{Q_{ДЕ}}{Q_{ВГ}}=\frac{\Delta\tau_{ДЕ}}{\Delta\tau_{ВГ}}=\frac{ДЕ}{ВГ}.$$

Определив по аналогичному выражению тепловые нагрузки при двух-трех промежуточных значениях температур наружного воздуха и отложив их на годовом графике, проводим линию *2—4*. Площадь *1—2—4—10—1* определяет количество тепла, покрываемое в годовом разрезе при давлении в отборе пара $p^{отб}_{II}$=0,25 МПа. Оставшееся количество тепла — площадь *2—3—4—2* покрывается пиковыми подогревателями (пиковыми водогрейными котлами).

§ 66. ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВА ПРИ КОМБИНИРОВАННОЙ ВЫРАБОТКЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ И ТЕПЛА

Экономия топлива, получаемая при комбинированной выработке электрической энергии и тепла на ТЭЦ, по сравнению с раздельной выработкой таких же количеств электрической энергии на КЭС и тепла в котельной определяется по выражению:

$$\Delta B_{эк}=(B_{КЭС}+B_{кот})-B_{ТЭЦ}=(B_{КЭС}+B_{кот})-(B^{э}_{т}+B^{т}_{т})=\Delta B_{э}+\Delta B_{т},$$

где $\Delta B_э$ — разница в расходах условного топлива на КЭС и ТЭЦ при выработке одинакового количества электрической энергии; $\Delta B_т$ — разница в расходах условного топлива в котельной и на ТЭЦ при отпуске одинакового количества тепла.

При выработке на ТЭЦ только электрической энергии комбинированным методом на внешнем тепловом потреблении и ориентировочных расчетах абсолютная величина экономии топлива определяется по формуле:

$$\Delta B_{эк}=Э\ (b_{КЭС}-b^{э}_{т})+Q\ (b_{кот}-b^{т}_{т}), \qquad (13.13)$$

а экономия топлива на единицу отпускаемого внешним потребителям тепла — по формуле

$$\Delta b_{эк} = \frac{\Delta B_{эк}}{Q} = \bar{Э}_т (b_{КЭС} - b_т^э) + (b_{кот} - b_т^т) = \Delta b_э + \Delta b_т, \qquad (13.14)$$

где $\bar{Э}_т = Э/Q$ — удельная выработка электроэнергии на внешнем тепловом потреблении; $b_{КЭС}$ и $b_{кот}$ — удельный расход условного топлива на выработку электрической энергии на КЭС и тепла в котельной, $b_т^э$ и $b_т^т$ — удельный расход условного топлива на выработку электрической энергии и тепла на ТЭЦ; $\Delta b_э$ и $\Delta b_т$ — удельная экономия топлива на выработку электрической энергии и тепла на ТЭЦ.

Основная часть экономии топлива получается в результате комбинированной выработки электрической энергии на ТЭЦ [первое слагаемое в формулах (13.13) и (13.14)], так как значения $b_{КЭС}$ примерно в 2 раза больше значений $b_т^э$ (см. § 65). Экономия топлива, получаемая при выработке тепла на ТЭЦ (второе слагаемое), представляет значительную величину только при сравнении с небольшими местными котельными, в которых КПД ниже, чем котлов ТЭЦ. При сравнении же с современными крупными районными котельными, КПД которых примерно такой же, как и котельных ТЭЦ, второе слагаемое мало́ и им обычно пренебрегают.

Если принять для примера $\bar{Э}_т = 0{,}4$; $b_{КЭС} = 0{,}0871$ г/кДж; $b_т^э = 0{,}0395$ г/кДж, то экономия условного топлива за счет комбинированной выработки электроэнергии составит $\Delta b_э = 0{,}4\,(0{,}0871 - 0{,}0395) \approx 0{,}02$ г/кДж.

Экономия топлива при выработке тепла на ТЭЦ при $b_т^т = 0{,}0387$ г/кДж и КПД районных котельных $\eta_{кот}^н = 0{,}8$ составит $\Delta b_т = 0{,}004$ г/кДж.

При выработке электрической энергии на ТЭЦ одновременно по теплофикационному и конденсационному циклам разница в расходах условного топлива на КЭС и ТЭЦ определяется по формуле

$$\Delta B_э = Э_т (b_{КЭС} - b_т^э) - Э_{т.к} (b_{т.к}^э - b_{КЭС}), \qquad (13.15)$$

где $Э_т$ и $Э_{т\,к}$ — количество электрической энергии, вырабатываемой на ТЭЦ по теплофикационному и конденсационному циклам; $b_т^э$ и $b_{т.к}^э$ — удельные расходы топлива на производство электрической энергии на ТЭЦ по теплофикационному и конденсационному циклам; $b_{КЭС}$ — удельный расход топлива на производство электрической энергии на КЭС.

Экономия топлива получается на ТЭЦ при работе по теплофикационному циклу, т. е. благодаря комбинированной выработке электроэнергии на внешнем тепловом потреблении [первый член формулы (13.15)]. При производстве части электрической энергии по конденсационному циклу будет перерасход топлива на ТЭЦ, так как $b_{т\,к}^э$ всегда больше $b_{КЭС}$ [второй член формулы (13.15)].

Из уравнения (13.15) видно, что экономия топлива зависит от показателей ТЭЦ и замещаемой КЭС. Величина ее будет тем больше, чем больше выработка электроэнергии по теплофикационному циклу $Э_т$ и меньше выработка по конденсационному циклу $Э_{т\,к}$ и чем ниже удельные расходы топлива на выработку электрической энергии на ТЭЦ по теплофикационному $b_т^э$ и конденсационному $b_{т\,к}^э$ циклам.

К увеличению $Э_т$ и снижению $b_т^э$ и $b_{т\,к}^э$ ведет повышение начальных параметров пара перед турбиной, увеличение единичных мощностей, совершенствование конструкции проточной части турбин, применение промышленных перегревов и регенерации. Кроме того, увеличение $Э_т$ и уменьшение $b_т^э$ происходит при снижении параметров отборов пара и применении многоступенчатого подогрева се-

тевой воды, а уменьшение $b^{э}_{т.к}$ — при снижении давления пара в конденсаторах.

Значения $Э_{т.к}$ зависят от установленной мощности, т. е. коэффициента теплофикации $\alpha_{тэц}$ и типа турбин ТЭЦ.

§ 67. КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОФИКАЦИИ. ВЫБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТЭЦ

Обеспечение тепловых нагрузок от ТЭЦ, как указывалось в главе 12, производится в настоящее время из отборов турбин и дополнительно от пиковых котлов. Доля расчетной тепловой нагрузки ТЭЦ, покрываемая из отборов турбин, называется коэффициентом теплофикации ТЭЦ:

$$\alpha_{тэц} = Q_{отб}/Q_{тэц},$$

где $Q_{отб}$ — расчетная тепловая нагрузка отборов теплофикационных турбин; $Q_{тэц}$ — расчетная тепловая нагрузка ТЭЦ.

На рис. 13.6. представлены суммарный годовой график нагрузок отопления и горячего водоснабжения и расчетные тепловые нагрузки $Q_{отб}$ и $Q_{тэц}$ при $\alpha_{тэц} = 0{,}5$. Расчетная тепловая нагрузка ТЭЦ, равная 100%, наблюдается при расчетной для отопления температуре наружного воздуха. Суммарный годовой расход тепла измеряется площадью *1 — 2 — 3 — 4 — 5 — 6 — 1*, а расходы тепла, покрываемые из отборов турбин и от пиковых котлов, — соответственно площадями *1 — 7 — 8 — 3 — 4 — 5 — 6 — 1* и *7 — 2 — 8 — 7*. Как видно из рисунка, основная базисная часть годового расхода тепла покрывается из отборов турбин и только небольшая пиковая часть — непосредственно от котлов (обычно не более 15÷18%).

Коэффициент теплофикации $\alpha_{тэц}$ является важнейшим технико-экономическим параметром ТЭЦ, так как от его величины зависит установленная мощность теплофикационных турбин и экономия топлива, получаемая на ТЭЦ.

При неизменной величине присоединенной к ТЭЦ расчетной тепловой нагрузки $Q_{тэц}$ и одинаковых типах и параметрах теплофикационных турбин повышение $\alpha_{тэц}$ приводит к увеличению установленной мощности ТЭЦ, так как возрастает требуемый расход пара из отборов. При этом одновременно увеличиваются выработка электроэнергии на тепловом потреблении $Э_{т}$ — вследствие роста $Q_{отб}$ и выработка электроэнергии по конденсационному циклу $Э_{т.к}$ — вследствие снижения степени загрузки турбин по теплофикационному циклу в годовом разрезе. Степень загрузки определяется коэффициентом использования тепловой мощности турбин, который при $\alpha_{тэц} = 0{,}5$ (см. рис. 13.6) составляет:

$$z = \frac{\text{площадь } 1 - 7 - 8 - 3 - 4 - 5 - 6 - 1}{\text{площадь } 1 - 7 - 9 - 6 - 1}.$$

Чем больше $\alpha_{тэц}$, тем меньше z, т. е. степень загрузки турбин по теплофикационному циклу.

При увеличении установленной мощности ТЭЦ растет разность капиталовложений между ТЭЦ и замещаемой КЭС из-за более высокой удельной стоимости ТЭЦ и снижаются капиталовложения в пиковый источник тепла из-за уменьшения его мощности. Кроме того, при увеличении $Э_{т}$ возрастает экономия топлива, а при увеличении $Э_{т.к}$ она снижается, т. е. при наличии определенных (оптимальных) значений $\alpha_{тэц}$ можно получить максимальную экономию топлива и минимальные приведенные затраты на ТЭЦ.

Определение оптимальных значений $(\alpha_{тэц})_{опт}$ производится технико-экономическими расчетами, в которых, кроме того, учитыва-

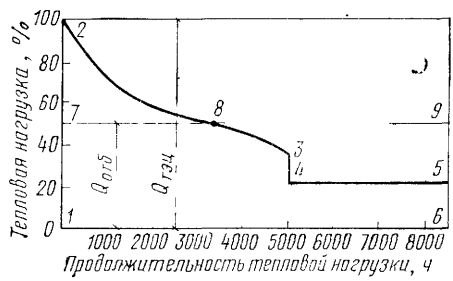


Рис. 13.6. Суммарный годовой график нагрузок отопления и горячего водоснабжения

ются типы и число теплофикационных турбин, показатели пикового источника тепла, показатели замещаемых установок (КЭС и котельной), характер годового графика тепловой нагрузки, стоимость топлива.

Для современных теплофикационных турбин при годовом графике жилищно-коммунальных нагрузок диапазон оптимальных значений $(\alpha_{тэц})_{опт}$ по энергетическим показателям (расходам топлива) лежит в пределах 0,5—0,7. По экономическим показателям (приведенным затратам) оптимальные значения $(\alpha_{тэц})_{опт}$ получаются ниже, чем оптимальные значения по расходам топлива, примерно 0,45—0,55, так как удельная стоимость ТЭЦ больше, чем КЭС.

Годовой график производственных тепловых нагрузок обычно равномернее графика жилищно-коммунальных нагрузок. Поэтому для них оптимальные $(\alpha_{тэц})_{опт}$ больше указанных, но практически всегда меньше единицы.

Выбор основного оборудования ТЭЦ производится в соответствии с утвержденными «Нормами технологического проектирования тепловых электростанций». В основу выбора кладутся расчетные величины электрических и тепловых нагрузок присоединенных объектов и характер связи ТЭЦ с энергосистемой.

В изолированных ТЭЦ, не имеющих связи с энергосистемой, суммарная установленная мощность парогенераторов, турбогенераторов и пиковых котлов выбирается из условия обеспечения совмещенных максимумов электрической и тепловой нагрузок. Эта мощность определяется экономически целесообразными радиусами электро- и теплоснабжения с помощью технико-экономических расчетов. При этом может оказаться необходимой выработка части электрической энергии конденсационным способом в большей степени, чем это соответствует значениям $(\alpha_{тэц})_{опт}$, или установка отдельных конденсационных турбин.

На ТЭЦ, связанной с энергосистемой, выбор основного оборудования производится обычно только по суммарной тепловой нагрузке в соответствии с оптимальными значениями коэффициента теплофикации $(\alpha_{тэц})_{опт}$. Избытки или недостатки электроэнергии передают или получают из энергосистемы.

Тепло обычно не может быть подано со стороны, поэтому во всех случаях тип и число парогенераторов и пиковых котлов выбирают по максимальной расчетной тепловой нагрузке и с условием, чтобы при выходе из строя одного парогенератора или пикового котла остальные могли обеспечить максимальный отпуск тепла на технологические цели и жилищно-коммунальную нагрузку, соответствующую средней температуре воздуха за самый холодный месяц.

Плановые ремонты основного оборудования обычно проводят летом при минимальных электрических и тепловых нагрузках.

§ 68. ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ГЕОТЕРМАЛЬНЫХ ВОД, ИЗБЫТОЧНЫХ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ И СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГИИ

При использовании для теплоснабжения геотермальных вод, ВЭР и солнечной энергии покрытие тепловой нагрузки или части ее производится без затрат топлива. При этом заменяются традиционные

способы выработки тепла, связанные с затратами топлива, и, следовательно, происходит экономия этого топлива.

Величина экономии топлива зависит от технического совершенства заменяемого источника тепла и значения покрываемой этими энергоресурсами тепловой нагрузки.

При замене котельных, вырабатывающих тепло с удельным расходом $b_{кот}$, экономия топлива на единицу использованного тепла энергоресурсов составит

$$\Delta b_{эк} = b_{кот} = \frac{1}{\eta_к Q_р^н},$$

где $\eta_к$ — КПД котельной; $Q_р^н$ — удельная теплота сгорания топлива.

При замене ТЭЦ, в которой выработка тепла производится паром из отборов турбин, экономится соответствующее количество топлива в парогенераторе ТЭЦ. Однако при этом прекращается выработка электроэнергии на тепловом потреблении на ТЭЦ, что приводит к увеличению расхода топлива на выработку данного количества электроэнергии на КЭС. Поэтому экономия топлива на единицу использованного тепла энергоресурсов определится из выражения

$$\Delta b_{эк} = \frac{1}{\eta_{пг}^{ТЭЦ} Q_р^н} - \bar{Э}_т (b_{КЭС} - b_т^э),$$

где $\eta_{пг}^{ТЭЦ}$ — КПД парогенераторов ТЭЦ; $\bar{Э}_т$ — удельная выработка электрической энергии на тепловом потреблении на ТЭЦ; $b_{КЭС}$ и $b_т^э$ — удельные расходы топлива на выработку электрической энергии на КЭС и ТЭЦ при теплофикационном режиме.

Абсолютная величина экономии топлива от фактически использованных энергоресурсов составляет:

$$\Delta B_{эк} = \Delta b_{эк} Q_{исп}^ф, \qquad (13\ 16)$$

где $Q_{исп}^ф$ — фактически использованное тепло геотермальной воды, избыточных вторичных энергоресурсов или солнечной энергии.

Формула (13.16) не отражает полноту (степень) использования тепла геотермальных вод, ВЭР и солнечной энергии и не удобна для сопоставления различных схем. Например, в схемах без дополнительного подогрева (см. рис. 12.9, *а*) численные значения $Q_{исп}^ф$ будут равны значению покрываемой тепловой нагрузки объектов. Так как последние в конкретных условиях являются заданными, то различные схемы присоединения с использованием данных энергоресурсов дадут одинаковую экономию топлива, т. е. энергетически будут равноэкономичны. Между тем специфичность данных энергоресурсов, выражающаяся в одноразовости их применения, делает целесообразным максимальное использование имеющегося теплового потенциала, так как оставшийся потенциал, как правило, теряется безвозвратно. Следовательно, энергетически более эффективными должны быть схемы, полнее использующие имеющийся тепловой потенциал энергоресурсов.

Количественная оценка энергетической эффективности различных схем использования тепла геотермальных вод, ВЭР и солнечной энергии может производиться по коэффициенту использования тепла энергоресурсов*:

$$\eta_{исп}^{эн\ р} = Q_{исп}^ф / Q_{исп}^{макс}, \qquad (13.17)$$

---

* **Локшин Б. А.** Использование геотермальных вод для теплоснабжения М., Стройиздат, 1974.

где $Q^{ф}_{исп}$ — фактически используемое тепло энергоресурсов; $Q^{макс}_{исп}$ — максимально возможное для использования тепло энергоресурсов.

Максимально возможное для использования количество тепла геотермальных вод и вторичных энергоресурсов может быть определено из уравнения:

$$Q^{макс}_{нсп} = G_{рес}\, c_р\, (t_{рес} - t^{мин}_{усл}),$$

где $G_{рес}$ и $t_{рес}$ — расход (выход) и температура энергоресурсов; $c_р$ — теплоемкость энергоресурсов; $t^{мин}_{усл}$ — условная минимальная температура, до которой могут использоваться энергоресурсы.

Тепло энергоресурсов в системах теплоснабжения может быть использовано до так называемой температуры окружающей среды, под которой понимается температура окружающего воздуха или воды в естественных условиях (помещениях, водоемах или водопроводе). Соответственно значения $t^{мин}_{усл}$ при покрытии различных жилищно-коммунальных нагрузок получаются неодинаковыми: для отопления они равны расчетной температуре воздуха внутри помещений, для горячего водоснабжения — температуре воды из водопровода.

Для определения энергетических показателей целесообразно принять единую условную минимальную температуру $t^{мин}_{усл}$, равную наименьшей температуре из числа расчетных для различных видов нагрузок. Это позволяет сопоставлять эффективность использования энергоресурсов на покрытие различных видов нагрузок.

В качестве такой единой температуры $t^{мин}_{усл}$ может быть принята температура водопроводной воды в зимний период (5°С), которая принимается в качестве расчетной для подпиточной воды в традиционных системах теплоснабжения.

На основании формул (13.16) и (13.17) абсолютная величина экономии топлива может быть определена из формулы

$$\Delta B_{эк} = \Delta b_{эк}\, Q^{макс}_{исп}\, \eta^{эн.р}_{исп}.$$

Из уравнения видно, что экономия топлива будет тем больше, чем выше коэффициент использования тепла энергоресурсов и, следовательно, энергетически более эффективными будут схемы, полнее использующие тепловой потенциал энергоресурсов.

Экономию топлива при комбинированной выработке электрической и тепловой энергии определяют иногда относительно годового отпуска тепла с ТЭЦ по формуле

$$\Delta B_{эк} = \frac{Q^{год}_{отб}}{Q^{н}_{р}\,\eta^{ТЭЦ}_{к}}\;\frac{H^{ТЭЦ}_{ад}}{H^{КЭС}_{ад}}\;\frac{\eta^{ТЭЦ}_{о\,i}}{\eta^{КЭС}_{о\,i}} = \frac{Q^{год}_{ТЭЦ}}{Q^{н}_{р}\,\eta^{ТЭЦ}_{к}}\; y\beta$$

или при нескольких отборах пара из турбин ТЭЦ — по формуле

$$\Delta B_{эк} = \frac{Q^{год}_{ТЭЦ}}{Q^{н}_{р}\,\eta^{ТЭЦ}_{к}}\;(y_1\beta_1 + y_2\beta_2 + \ldots + y_i\beta_i),$$

где $Q^{год}_{отб}$ и $Q^{год}_{ТЭЦ}$ — годовой отпуск тепла соответственно из отбора пара турбины и суммарный от ТЭЦ; $Q^{н}_{р}$ — низшая теплота сгорания единицы топлива; $\eta^{ТЭЦ}_{к}$ — КПД котлов ТЭЦ, $\dfrac{H^{ТЭЦ}_{ад}}{H^{КЭС}_{ад}} = \dfrac{(i_н - i_{отб})^{ТЭЦ}_{ад}}{(i_н - i_к)^{КЭС}_{ад}}$ — отношение адиабатных теплоперепадов пара в турбинах на ТЭЦ и КЭС; $\eta^{ТЭЦ}_{о\,i}$ и $\eta^{КЭС}_{о\,i}$ — внутренний относительный КПД турбин ТЭЦ и КЭС; $\beta_i = Q^{год}_{отб\,i}/Q^{год}_{ТЭЦ}$ — относительная годовая доля тепла, покрываемая i-м отбором пара; 1, 2, ..., i — число отборов пара на ТЭЦ; $y = \dfrac{H^{ТЭЦ}_{ад}}{H^{КЭС}_{ад}}\;\dfrac{\eta^{ТЭЦ}_{о\,i}}{\eta^{КЭС}_{о\,i}}$.

Формулы являются приближенными, так как получены при отсутствии конденсационной выработки электрической энергии на ТЭЦ и при следующих соотношениях:

$$\frac{(i_{\text{н}}-\overline{t}_{\text{к}})^{\text{КЭС}}}{(t_{\text{отб}}-\overline{t}_{\text{к}})^{\text{ТЭЦ}}}\;\frac{\eta_{\text{эм}}^{\text{ТЭЦ}}}{\eta_{\text{эм}}^{\text{КЭС}}}\approx\frac{(i_{\text{и}}-\overline{t}_{\text{к}})^{\text{ТЭЦ}}}{(i_{\text{отб}}-\overline{t}_{\text{к}})^{\text{ТЭЦ}}}\approx 1;$$

$$\eta_{\text{к}}^{\text{ТЭЦ}}=\eta_{\text{к}}^{\text{КЭС}}=\eta_{\text{к}}^{\text{рк}}.$$

Достоинством их является простота расчетов и анализа путей повышения эффективности ТЭЦ. Действительно, для увеличения $\Delta B_{\text{эк}}$ следует повышать значения y и β. Повышение значений y может быть достигнуто путем:

1) увеличения начальных давлений пара перед турбиной, что связано с применением более прочных сталей, особенно для первых по ходу пара лопаток;

2) снижения давления пара в отборах турбин, что возможно при уменьшении температуры воды в подающих и обратных линиях теплосети;

3) повышения внутреннего относительного КПД турбин ТЭЦ за счет улучшения аэродинамики проточной части турбоагрегатов, применения в хвостовой части поворотных лопаток и др.

Повышение β может быть достигнуто путем уменьшения периодов работы ТЭЦ с недостаточной и пониженной тепловой нагрузкой и увеличением отпуска тепла из отборов турбин, особенно из отборов с низкими давлениями.

ГЛАВА 14. ОБРАБОТКА ВОДЫ ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ И СИСТЕМ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

§ 69. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К КАЧЕСТВУ ПОДПИТОЧНОЙ ВОДЫ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

В природной и водопроводной воде обычно содержатся различные газы, соли, коллоидные вещества, механические взвеси и т. п., которые вызывают внутреннюю коррозию оборудования и трубопроводов, что уменьшает срок их службы, а также приводят к образованию шлама в воде и отложений (накипи) на поверхностях. В результате этих процессов уменьшается проходное сечение труб, ухудшается теплопередача в теплообменных аппаратах, происходят локальные пережоги трубок в котлах и др. Во избежание отмеченных явлений восполнение потерь и разбора воды, пара и конденсата в системах теплоснабжения и в циклах ТЭЦ и котельных производится специально подготовленной подпиточной водой.

Качество подпиточной воды, т. е. допустимое содержание в ней различных примесей, должно удовлетворять определенным техническим, а для тепловых сетей дополнительно и санитарно-гигиеническим требованиям.

С технических позиций качество подпиточной воды должно быть таким, чтобы не происходили процессы коррозии металла и накипеобразования на поверхности. Это возможно только при полном отсутствии примесей в воде. Однако полностью устранить все примеси в воде весьма сложно и дорого, поэтому на практике воду очищают только до определенных пределов, которые в заданных конкретных условиях являются экономически целесообразными.

Допустимая с технико-экономических позиций степень очистки воды зависит от условий водно-химических режимов в подпитываемых контурах: чем выше температура и давление в них, тем более интенсивно протекают процессы коррозии и накипеобразования, а также от характера вредных последствий от накипеобразований. Последнее связано с тем, что слой накипи на поверхности металла в определенных условиях, например в трубопроводах тепловых сетей, может выполнять и положительные функции — предохранять металл от коррозии.

Отложение солей в виде накипи на поверхностях и образование шлама в воде при существующем уровне температур в тепловых сетях происходит в основном вследствие разложения содержащихся в воде бикарбонатов — двууглекислых солей кальция и магния по уравнениям:

$$Ca(HCO_3)_2 = CaCO_3 + H_2O + CO_2; \quad (14.1)$$

$$Mg(HCO_3)_2 = MgCO_3 + H_2O + CO_2. \quad (14.2)$$

Монокарбонаты $CaCO_3$ и $MgCO_3$ выпадают в виде осадков и отлагаются на поверхностях в виде твердых корок — накипи. Особенно твердую корку дает углекислый кальций $CaCO_3$.

По содержанию солей кальция и магния в воде характеризуется жесткость воды, которая подразделяется на карбонатную (временную), некарбонатную (постоянную) и общую (суммарную).

Карбонатная (временная) жесткость определяется по содержанию в воде легко разлагающихся при нагревании солей кальция и магния, т. е. по содержанию бикарбонатов $Ca(HCO_3)_2$ и $Mg(HCO_3)_2$. Некарбонатная (постоянная) жесткость определяется по содержанию других солей кальция и магния ($CaSO_4$, $MgSO_4$, $CaCl_2$, $MgCl_2$, $CaSiO_3$, $MgSiO_3$ и др.), которые трудно растворяются в воде. Общая (суммарная) жесткость определяется по суммарному содержанию всех солей кальция и магния в воде.

Жесткость воды измеряется в мг-экв/кг и мкг-экв/кг или мг-экв/л и мкг-экв/л, которые характеризуют массовое содержание, мг или мкг катионов кальция и магния в 1 кг или 1 л воды Например, если в 1 кг воды содержится 50 мг катионов кальция и 40 мг катионов магния, то жесткость воды составит:

$$Ж_в = Ж_{Ca} + Ж_{Mg} = \frac{G_{Ca^{2+}}}{20{,}04} + \frac{G_{Mg^{2+}}}{12{,}16} = \frac{50}{20{,}04} + \frac{40}{12{,}16} = 5{,}8 \text{ мг-экв/кг},$$

где $G_{Ca^{2+}}$ и $G_{Mg^{2+}}$ — массовое содержание (концентрация) в воде катионов кальция и магния, мг/кг, 20,04 и 12,16 — эквивалентная масса кальция и магния (молекулярный вес, деленный на валентность).

Коррозия стальных трубопроводов и оборудования в тепловых сетях вызывается в основном растворенными в воде газами: кислородом O_2 и двуокисью углерода CO_2, а также солями серной R_2SO_4 и соляной RCl кислот, которые являются и катализаторами кислородной и углекислотной коррозии.

Кислород, содержащийся в воде, при контакте с металлом соединяется с ним, вследствие чего корродируются стальные трубы. Чем выше концентрация кислорода в воде, тем больше коррозия металла.

Агрессивные качества воды, зависящие от содержания в ней двуокиси углерода CO_2, оцениваются индексом насыщения воды карбонатом кальция, который определяется по уравнению

$$I = pH - pH_s,$$

где pH — фактическая величина показателя концентрации ионов водорода в воде (десятичный логарифм величины концентрации ионов водорода, взятый с обратным знаком, $pH = -\lg C_{H^+}$); pH_s — значение pH в состоянии равновесного насыщения воды карбонатом кальция.

Чем больше содержится в воде CO_2, тем ниже концентрация ионов водорода в воде. Поэтому, если $pH < pH_s$, т. е. $I < 0$, то содержание CO_2 в воде избыточно. Это препятствует протеканию реакций по уравнениям (14.1) и (14.2), т. е. образованию на поверхности труб защитной карбонатной пленки. Вода имеет непосредственный контакт с металлом, что ведет к усиленной коррозии. Следовательно, такая вода является коррозионно-агрессивной.

Если $pH > pH_s$, т. е. $I > 0$, то содержание CO_2 в воде меньше равновесной концентрации. Это способствует разложению бикарбо-

натов $Ca(HCO_3)_2$ и $Mg(HCO_3)_2$ и образованию на поверхности труб слоя накипи, защищающей от коррозии. Следовательно, такая вода является коррозионно-неагрессивной.

Хлориды и сульфаты, как указывалось выше, также вызывают коррозию металла и являются катализаторами процессов коррозии. Кроме того, они разрушают карбонатную пленку на поверхности труб, что интенсифицирует процессы кислородной и углекислотной коррозии. Например, при наличии в воде NaCl происходит разрушение пленки $CaCO_3$ по уравнению:

$$CaCO_3 + 2\,NaCl + H_2O = CaCl_2 + CO_2 + 2\,NaOH.$$

Технические условия на качество подпиточной воды для различных водных режимов в подпитываемых контурах регламентируются нормами ПТЭ (правила технической эксплуатации ТЭС и сетей). Основные показатели качества подпиточной воды тепловых сетей приведены в табл. 14.1.

Наряду с техническими требованиями подпиточная вода тепловых сетей должна удовлетворять санитарно-гигиеническим требованиям: в ней не должны присутствовать вредные для здоровья человека примеси, а в системах с непосредственным водоразбором показатели ее должны соответствовать показателям питьевой воды.

ТАБЛИЦА 14.1. ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ПОДПИТОЧНОЙ ВОДЫ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Показатель	Значения показателей при максимально-возможной температуре сетевой воды, °С		
	75	76—100	101—200
Кислород, мг/кг	0,1	0,1	0,05
Свободная углекислота	Должна отсутствовать		
Карбонатная жесткость, мг-экв/кг	1,5	0,7	0,7
pH	6,5—8,5		
Взвешенные вещества, мг/кг	5		

Показатели питьевой воды (химический состав, вкус, прозрачность, запах и цвет) регламентируются ГОСТ 2874—73. В соответствии с ним, в питьевой воде допускается содержание взвешенных веществ не более 1,5 мг/л, минеральных солей от 100 до 1000 мг/л, железа до 0,3 мг/л, хлоридов до 350 мг/л, сульфатов до 500 мг/л, солей кальция и магния на уровне общей жесткости до 7 мг-экв/л. Не разрешается применение дистиллированной (лишенной солей) воды, так как она нарушает пищеварение и деятельность желез внутренней секреции. Строго регламентируется и предельно допустимое содержание в питьевой воде различных токсических веществ и добавок, применяемых для очистки и осветления воды.

§ 70. СПОСОБЫ БОРЬБЫ С ВНУТРЕННЕЙ КОРРОЗИЕЙ, ШЛАМОМ И НАКИПЬЮ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В системах теплоснабжения внутренняя коррозия трубопроводов и оборудования приводит к сокращению срока их службы, авариям и зашламлению воды продуктами коррозии, поэтому необходимо предусматривать меры борьбы с ней. Сложнее обстоит дело с солями, образующими накипь и шлам: с одной стороны, накипь и шлам ухудшают работу систем теплоснабжения, а с другой, слой накипи на поверхности трубопроводов препятствует проникновению кислорода к металлу и, следовательно, защищает их от коррозии. Поэтому в тепловых сетях нецелесообразно применять воду, полностью очищенную от накипеобразующих солей (в отличие от циклов ТЭЦ и котельных, где накипь не допускается вообще).

Внутренняя коррозия трубопроводов и оборудования и образование накипи и шлама в той или иной степени могут происходить в любой системе теплоснабжения. Связано это в основном с остаточным содержанием агрессивных газов (O_2, CO_2), а также солей (хлоридов, сульфатов, бикарбонатов и др.) в подпиточной воде, подсосами воздуха через неплотности и др. Особенно сильно эти процессы могут происходить при подпитке необработанной водопроводной водой, что часто происходит в местных установках горячего водоснабжения при закрытых системах теплоснабжения.

Коррозионная активность воды, как указывалось выше, оценивается по концентрации в воде кислорода, индексу насыщения воды карбонатом кальция и суммарной концентрации в воде хлоридов и сульфатов. Вода считается практически неагрессивной только при $I>0$ и $RCl+R_2SO_4<50$ мг/л. Во всех остальных случаях вода является агрессивной и поэтому необходимо предусматривать защиту от коррозии.

Основными направлениями борьбы с внутренней коррозией в системах теплоснабжения являются:

1) снижение коррозионной активности воды за счет уменьшения содержания в ней агрессивных компонентов (O_2, CO_2 и др.);

2) повышение антикоррозионной стойкости систем теплоснабжения путем покрытия поверхности металла специальными пленками, защищающими от коррозии;

3) изготовление элементов систем теплоснабжения из материалов, устойчивых против коррозии.

Для снижения коррозионной активности воды применяются два способа: физический — удаление агрессивных газов путем деаэрации (дегазации) и химический — связывание агрессивных компонентов химическими реагентами.

Деаэрация является в настоящее время наиболее распространенным способом подготовки воды для систем теплоснабжения. В зависимости от параметров греющей среды применяются термические деаэраторы атмосферного и вакуумного типа. Кроме того, иногда используется естественная деаэрация воды.

Связывание агрессивных компонентов химическими реагентами производится при подготовке воды как для холодного водоснабжения на водоочистных станциях, так и дополнительно для систем теплоснабжения.

На водоочистных станциях для связывания агрессивной углекислоты при $I<0$ применяется щелочная обработка воды известью, содой, гексаметафосфатом или триполифосфатом натрия, а для связывания избыточного кислорода — обработка воды сульфитом натрия, сернистым газом, гидразином.

В системах теплоснабжения коррозионные процессы протекают более интенсивно, чем в холодном водопроводе, поэтому противокоррозионная обработка воды на водоочистных станциях является, как правило, недостаточной. При этом проведение ее в больших размерах на водоочистных станциях не всегда целесообразно и возможно, так как доля воды, отбираемая из водопровода в системы теплоснабжения, небольшая, а расходы реагентов возрастают значительно.

Для систем теплоснабжения в настоящее время применяется обработка воды силикатом натрия (силикатирование), при которой связывается свободная углекислота, а на поверхности металла образуется прочная защитная пленка из окиси силиция SiO_2 (жидкое стекло). Кроме того, для уменьшения содержания O_2 и CO_2 в воде иногда используется обработка воды сульфитом натрия и щелочными реагентами, а также обработка воды в сталестружчатых и магномассовых фильтрах.

Внутренняя поверхность металла антикоррозионными пленками может покрываться как в процессе эксплуатации вследствие отложения труднорастворимых солей, образующихся из содержащихся или вводимых в воду химических реагентов, так и до эксплуатации путем специального нанесения на поверхность металла защитного слоя из некорродирующих веществ. К первым относятся отмеченные выше защитные пленки из карбоната кальция и окиси силиция, ко вторым — цинковое и эмалевое покрытия, выполняемые в заводских условиях для труб горячего водоснабжения.

Стальные оцинкованные трубы применяются в настоящее время достаточно широко. Как показала практика, срок их службы в 2—3 раза больше, чем черных стальных труб. Однако при изгибании и сварке труб, а также при температурах воды выше 60°С происходит отслоение и разрушение цинкового покрытия. Эмалированные трубы начинают только внедряться. Они являются более устойчивыми и долговечными, но более дорогими.

Материалы, устойчивые против коррозии, в системах теплоснабжения в настоящее время применяются весьма незначительно из-за дефицитности и дороговизны или технических несовершенств конструкций. К числу распространенных относятся теплообменники с латунными трубками и трубками из нержавеющей стали, чугунные отопительные приборы, различная арматура из чугуна, латуни и бронзы.

Образование накипи и шлама в системах теплоснабжения зависит от величины карбонатной (временной) жесткости воды. При $Ж_к < 2$ мг-экв/л (мягкая вода) накипь и шлам в системах, как правило, не образуются. При 2 мк-экв/л $< Ж_к < 4$ мг-экв/л на поверхности металла образуется тонкая пленка накипи (если $I > 0$ и $RCl + R_2SO_4 < 50$ мг/л), которая защищает его от коррозии и практически не влияет на работу систем теплоснабжения. При $Ж_к > 4$ мг-экв/л образуется толстая пленка накипи и шлама в системе, поэтому в этом случае необходимо предусматривать защиту от зашламления и накипеобразования.

Предотвращение образования шлама и накипи в системах теплоснабжения производится вследствие подпитки тепловых сетей умягченной водой или же водой со стабилизированной жесткостью (индекс насыщения $I = 0$).

Для подготовки умягченной воды применяются следующие методы: обработка воды в катионитовых фильтрах, щелочная обработка воды известью и содой и магнитная обработка воды.

Получение воды со стабилизированной жесткостью производится путем обработки исходной воды: при $I > 0$ — серной или соляной кислотой, гексаметафосфатом или триполифосфатом натрия; при $I < 0$ — известью, содой или путем удаления CO_2 аэрацией на вентиляторной градирне (декарбонизаторе).

§ 71. ВОДОПОДГОТОВКА ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ И МЕСТНЫХ СИСТЕМ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Подготовка подпиточной воды для тепловых сетей производится обычно в источниках тепла путем умягчения исходной водопроводной или природной (поверхностной, артезианской) воды в Na- и H-катионитовых фильтрах и ее дегазации в атмосферных или вакуумных деаэраторах. Кроме того, при высокой жесткости исходной воды применяют иногда предварительную щелочную обработку, а при значительном остаточном содержании агрессивных газов в подпиточной воде и подсосах воздуха в систему — последующую обработку воды силикатом или сульфитом натрия. Термическая стабилизация и магнитная обработка воды используются в настоящее время только в отдельных

случаях соответственно при мягкой воде с $Ж_в < 1$ мг-экв/л и в небольших системах теплоснабжения.

При использовании природной воды при необходимости ее предварительно обрабатывают, т. е. осветляют, обезжелезивают, а в системах с непосредственным водоразбором, кроме того, и обеззараживают в соответствии с санитарными нормами.

Подготовка подпиточной воды в источниках тепла излагается подробно в курсе котельных установок, поэтому ниже кратко рассмотрены только принципы и схемы основных способов водоподготовки для тепловых сетей.

Умягчение воды в катионитовых фильтрах используется для систем с непосредственным водоразбором при карбонатной жесткости исходной воды до 2 мг-экв/л; для закрытых систем — до 5 мг-экв/л или при совместной работе водогрейных котлов и пароводяных подогревателей с латунными трубками — до 3,5 мг-экв/л. При этом обычно применяется и деаэрация исходной воды. На рис. 14.1 представлена принципиальная схема установки.

Исходная природная вода, осветленная и обеззараженная, или вода из водопровода пропускается через катионитовый фильтр *1* (сульфоуголь, катионит КУ-2 или др.), где вследствие химических реакций происходит поглощение ионов Ca и Mg. При этом из катионита выделяются ионы Na или H, которые переходят в воду и образуют хорошо растворимые и не дающие накипи соли натрия или серную, соляную и угольную кислоту. В зависимости от типа обменивающегося иона и называют Na- и H-катионирование. Затем вода проходит декарбонизатор *2*, где удаляется CO_2, и собирается в баке умягченной воды *3*. Из бака вода подается насосами *4* в деаэратор *8* с предварительным подогревом для интенсификации дегазации в охладителе деаэрированной воды *5*, в охладителе выпара *6* и пароводяном подогревателе *7*. В деаэраторе происходит удаление агрессивных газов из подпиточной воды в результате продувки (вентиляции) его паром, который имеет более низкое парциальное давление этих газов. Деаэрированная вода собирается в баке, установленном под деаэратором, откуда подается в тепловую сеть с помощью подпиточных насосов *9* или в бак-аккумулятор *10*. Последний устанавливается обычно только в открытых системах теплоснабжения для уменьшения мощности водоподготовительных установок.

При работе происходит постепенное насыщение фильтра кальцием и магнием и снижение его очищающей способности. Поэтому его периодически промывают: при Na-катионировании — раствором поваренной соли (NaCl), при H-катионировании — серной кислотой (H_2SO_4). При этом происходят обратные процессы: кальций и магний переходят в промывающий раствор и сбрасываются в канализацию, а Na и H входят в состав катионита, восстанавливая его свойства.

Химические реакции для ионов Ca протекают по следующим формулам:

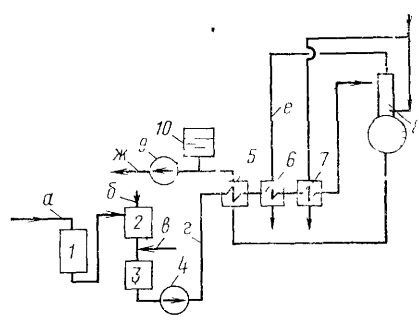


Рис. 14.1. Принципиальная схема подготовки подпиточной воды для тепловых сетей катионированием и деаэрацией

1 — катионитовый фильтр; *2* — декарбонизатор; *3* — бак умягченной воды, *4* — насос, *5* — охладитель деаэрированной воды; *6* — охладитель выпара; *7* — пароводяной подогреватель; *8* — деаэратор, *9* — подпиточный насос, *10* — бак-аккумулятор;
а — водопроводная вода; *б* — углекислота; *в* — едкий натр или серная кислота для уменьшения кислотности или щелочности; *г* — умягченная вода; *д* — греющий пар, *е* — выпар; *ж* — подпиточная вода

при Na-катионировании воды:

$$Na_2R + Ca(HCO_3)_2 = CaR + 2NaHCO_3;$$

$$Na_2 + CaSO_4 = CaR + Na_2SO_4;$$

при регенерации катионита поваренной солью

$$CaR + 2NaCl = Na_2R + CaCl_2;$$

при H-катионировании воды:

$$H_2R = Ca(HCO_3)_2 = CaR + 2H_2O + 2CO_2;$$

$$H_2R + CaSO_4 = CaR + H_2SO_4;$$

$$H_2R + CaCl_2 = CaR + 2HCl;$$

при регенерации катионита серной кислотой

$$CaR + H_2SO_4 = H_2R + CaSO_4.$$

Аналогично протекают реакции и для ионов Mg.

При Na-катионировании происходит увеличение щелочности, при H-катионировании — кислотности воды. Поэтому в умягченную воду добавляют соответственно серную кислоту и едкий натрий или применяют совместное H-, Na-катионирование. Остаточная карбонатная жесткость воды после катионитовых фильтров обычно составляет 0,2—0,5 мг-экв/кг, а остаточное содержание кислорода после деаэраторов — 0,05 мг/кг.

Удаление агрессивных газов из воды методом деаэрации основывается на зависимости содержания газов в воде от давления газов над водой и температуры воды Эта зависимость вытекает из закона Генри, в соответствии с которым при равновесном состоянии концентрация (содержание) растворенного газа в жидкости G_i^p, мг/л, прямо пропорциональна парциальному давлению данного газа над жидкостью и коэффициенту его растворимости в жидкости:

$$G_i^p = \psi_i^p . p_i^p,$$

где p_i^p — парциальное давление данного газа, Па, ψ_i^p — коэффициент массовой растворимости данного газа, мг/(л·Па).

Коэффициент растворимости ψ_i^p зависит от температуры жидкости. чем выше температура, тем меньше ψ_i^p.

При изменении давления газа p_i или температуры воды (т. е значения ψ_i) нарушается существовавшее равновесное состояние и начинает происходить десорбция (выделение) газа из воды или абсорбция (поглощение) газа водой, пока не наступит другое равновесное состояние, соответствующее новым значениям p_i и ψ_i Следовательно, содержание газа в воде можно менять путем изменения давления данного газа над водой или температуры воды. В частности, удаление газов из воды будет происходить при снижении их давления над водой и повышении температуры воды

В термических деаэраторах используются оба отмеченных фактора.

Уменьшение давления агрессивных газов внутри деаэратора достигается вследствие постоянного их удаления продувкой (вентиляцией) деаэратора паром, имеющим более низкие парциальные давления данных газов. Разность между парциальным давлением газа, которое наблюдалось бы в равновесном состоянии при исходной концентрации газов в воде, и действительным парциальным давлением газа в парогазовом пространстве деаэратора, образующимся при продувке паром, $\Delta p_i = p_i^p - p_i$ и является движущей силой термической деарации Чем больше разность Δp_i, тем более интенсивно идет процесс дегазации и тем меньше агрессивных газов остается в обработанной воде Так как содержание газов в паре, подаваемом для продувки, является неизменным, то повышение Δp_i может быть достигнуто за счет увеличения количества (скорости) пара и соответственно выпара из деаэратора

Количество удаляемого из воды газа в единицу времени может быть определено по уравнению.

$$G_i = S_i \Delta p_i F,$$

где S_i—коэффициент десорбции газа из воды; Δp_i — средняя разность парциальных давлений газа в равновесном состоянии и в парогазовом пространстве деаэратора, F — площадь поверхности контакта обрабатываемой воды с паром

Коэффициент десорбции S_i зависит от температуры воды: чем выше температура, тем меньше коэффициент растворимости газа ψ_i, а также вязкость и сила поверхностного натяжения воды и тем больше S_i. Температура воды может быть повышена

как при внешнем предварительном подогреве ее в теплообменниках (см. рис. 14.1), так и при внутреннем при смешивании воды с паром. Если внешний предварительный подогрев воды производится при температуре выше температуры испарения в деаэраторе, то вентиляция колонны производится за счет образующегося пара. Такие аппараты называют деаэраторами перегретой воды. При применении одновременно внешнего и внутреннего подогрева воды или только внутреннего деаэраторы называются смешивающего типа. Максимально возможная температура подогрева зависит от давления в деаэраторе, поэтому при необходимости глубокой дегазации воды применяют деаэраторы с повышенным давлением (до 0,7 МПа). Для подготовки подпиточной воды тепловых сетей не требуется глубокая дегазация воды, вследствие чего в основном используются атмосферные (давление до 0,12 МПа) и вакуумные (давление 0,05—0,07 МПа) деаэраторы.

Для увеличения площади поверхности контакта F в деаэраторах предусматривают специальное распределение или потоков воды в паровой среде, или пара внутри потока жидкости. Первый способ реализуется в струйно-капельных, пленочных и насадочных аппаратах; второй — в барботажных аппаратах. В последнем случае величина F на единицу объема аппарата получается в несколько раз большей. Если используется один из указанных способов, то деаэратор называют одноступенчатым, если оба способа одновременно, то двухступенчатым.

При щелочной обработке воды известью или одновременно известью и содой происходит связывание свободной углекислоты и образование труднорастворимых солей кальция и магния, выделяющихся в виде твердой фазы. Последние осаждают в отстойниках и затем удаляют. Так, при известковании протекают следующие реакции:

$$Ca(OH)_2 + CO_2 = CaCO_3 + H_2O;$$

$$Mg(HCO_3)_2 + 2Ca(OH)_2 = Mg(OH)_2 + 2CaCO_3 + 2H_2O.$$

Вследствие связывания CO_2 происходят увеличение pH воды и распад бикарбоната кальция по уравнению (14.1) с образованием $CaCO_3$. В виде твердой фазы выделяются $CaCO_3$ и $Mg(OH)_2$. При этом карбонатная жесткость воды снижается до 0,5—1 мг-экв/кг.

При обработке воды силикатом натрия (силикатировании) происходит связывание CO_2 по уравнению

$$Na_2O \cdot 3SiO_2 + 2CO_2 + H_2O = 2NaHCO_3 + 3SiO_2.$$

В результате этой реакции уменьшается углекислотная коррозия и происходит увеличение pH воды. Кроме того, уменьшается и кислородная коррозия, так как окись силиция SiO_2 (жидкое стекло) образует на поверхности трубопроводов плотную защитную пленку, которая изолирует металл от контакта с водой. Отмеченные обстоятельства, а также безвредность и недефицитность исходного материала явились причиной широкого использования этого метода в системах с непосредственным водоразбором.

При обработке воды сульфитом натрия (сульфитировании) происходит связывание кислорода по уравнению:

$$2Na_2SO_3 + O_2 = 2Na_2SO_4.$$

В результате снижается содержание кислорода в воде, вследствие чего уменьшается кислородная коррозия трубопроводов и увеличивается содержание сульфата натрия в воде. Последний является более безопасным в отношении коррозии трубопроводов.

Метод сульфитирования применяется в настоящее время только в закрытых системах, в основном для устранения коррозии, возникающей при подсосах воздуха через неплотности из-за неустойчивого гидравлического режима. В открытых системах сульфит натрия не применяется, так как это может привести к увеличению сульфатов в воде выше допустимой по санитарно-гигиеническим нормам концентрации для питьевой воды. К недостаткам метода также относятся: большие расходы реагента (на 1 г O_2 примерно 8 кг Na_2SO_3) и необходимость предварительного подогрева воды до 75—80°С (для протекания реакции).

Химические реагенты для обработки воды могут применяться как

в твердом (кусковые и гранулированные), так и в жидком (растворы различной концентрации) виде. В первом случае вода пропускается через слой реагента, во втором — раствор реагента вводится в воду. На рис. 14.2 показаны принципиальные схемы обработки воды твердыми и жидкими химическими реагентами. Доза вводимых в воду реагентов, используемых в твердом виде, регулируется количеством воды, пропускаемым через фильтр и по обводной линии; используемых в жидком виде, — количеством и концентрацией раствора, вводимого в воду.

Магнитная обработка воды, в соответствии со СНиП II-35-76 «Котельные установки», может предусматриваться при исходной воде с карбонатной жесткостью до 9 мг-экв/л, содержанием железа до 3 мг/л и при подогреве воды не выше 95°С. Вода с такой температурой применяется в настоящее время только в небольших системах теплоснабжения и для горячего водоснабжения.

Принципиальная схема установки магнитной обработки воды, разработанная ГПИ Сантехпроект*, показана на рис. 14.3. Подпиточная вода пропускается через магнитное силовое поле в противонакипном магнитном устройстве (ПМУ) и поступает в тепловую сеть. При этом растворенные в воде соли изменяют свою структуру и образуют высокодисперсную взвесь, не осаждающуюся на поверхности металла. Эта взвесь может быть выделена в виде осадка и удалена через шламоотделители.

Во избежание потери сетевой водой магнитных свойств в схеме предусматривается специальный антирелаксационный контур, через который пропускается до 25% циркулирующей в системе воды. Антирелаксационный контур подсоединяется в местах с максимальным и минимальным давлением сетевой воды, т. е. в местах нагнетания и всасывания сетевого насоса, и состоит из дополнительного ПМУ для омагничивания сетевой воды и сепаратного шламоотделителя для осаждения и удаления взвешенных веществ.

Качество умягчения воды при магнитной обработке зависит в основном от напряженности магнитного силового поля, скорости движения воды через магнитные аппараты и исходного состава воды. Аппараты могут строиться как с постоянными магнитами, так и с электромагнитами.

При использовании для горячего водоснабжения воды непосредственно из водопровода, что наблюдается обычно в закрытых системах теплоснабжения, возникает опасность внутренней коррозии и зашламления местных установок горячего водоснабжения. Внутренняя коррозия, как указывалось в § 70, происходит при наличии растворенного кислорода и агрессивной водопроводной воды с $I<0$ и $Cl+R_2SO_4>50$ мг/л; зашламление и интенсивное накипеобразование — воды с жесткостью $Ж_к>4$ мг-экв/л, $I>0$ и $Cl+R_2SO_4<50$ мг/л. В отмеченных случаях необходимо предусматривать соответственно противокоррозионную и противонакипную защиту местных систем горячего водоснабжения. Одним из основных путей такой защиты в настоящее время является местная децентрализованная обработка водопроводной воды в ЦТП и МТП.

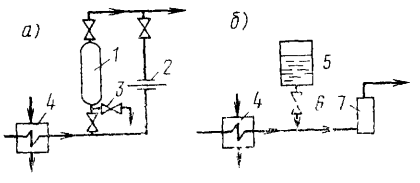


Рис. 14.2 Принципиальные схемы обработки воды твердыми (*а*) и жидкими (*б*) химическими реагентами

1 — фильтр-дозатор гранулированных реагентов; *2* — диафрагма; *3* — промывочный кран; *4* — подогреватель; *5* — бак с жидким реагентом; *6* — регулировочный клапан; *7* — смеситель

* **Борщев Д. Я.** Чугунные секционные котлы в коммунальном хозяйстве. М., Стройиздат, 1977.

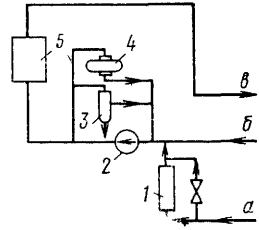


Рис 14 3 Принципиальная схема магнитной обработки воды
1 — ПМУ для подпиточной воды, *2* — сетевой насос, *3* — шламоотделитель, *4* — ПМУ для сетевой воды, *5* — подогреватель; *а* — водопроводная вода *б* и *в* — обратная и подающая сетевая вода

Следует отметить, что децентрализованная обработка воды связана, как правило, с повышением капитальных и эксплуатационных затрат, поэтому целесообразность ее применения и выбор конкретного метода обработки должны обосновываться технико-экономическими расчетами с учетом как технических, так и санитарно-гигиенических требований. Конкурирующими вариантами могут являться: противокоррозионная и противонакипная централизованная обработка исходной воды на водоочистных станциях (например, стабилизация водопроводной воды); применение специальных защитных покрытий (например, оцинкованных и эмалированных труб) и материалов, устойчивых против коррозии, и др.

Методы и средства противокоррозионной и противонакипной защиты местных систем горячего водоснабжения выбираются в зависимости от качества воды, коррозионной стойкости элементов систем горячего водоснабжения, возможности и доступности их ремонта и др. Обычно они более простые, чем централизованные установки для умягчения и деаэрации подпиточной воды тепловых сетей, так как температура воды, подаваемой на горячее водоснабжение, меньше температуры сетевой воды, и, следовательно, интенсивность внутренней коррозии и накипеобразования ниже.

Для противокоррозионной децентрализованной обработки воды могут применяться следующие методы: вакуумная и естественная деаэрация, обработка воды силикатом натрия (силикатирование) и обработка воды в магномассовых и сталестружчатых фильтрах; для противонакипной — магнитная обработка воды.

Вакуумная деаэрация, силикатирование и магнитная обработка воды относятся к основным методам и выполняются примерно так же, как и в источниках тепла.

При естественной деаэрации удаление агрессивных газов происходит вследствие уменьшения коэффициента растворимости газов в воде при увеличении температуры и уменьшении давления воды. Поэтому, если холодную воду нагреть и подать в открытый резервуар (расширитель), сообщающийся с атмосферой, то агрессивные газы будут удаляться из воды, пока не установится другое равновесное состояние, соответствующее новому коэффициенту растворимости газов в воде. Например, при нагреве воды до 60°С при атмосферном давлении содержание кислорода в воде может быть снижено на 55%, а углекислоты — на 78%. При уменьшении CO_2 в воде нарушается также условие равновесия ее с бикарбонатами, что вызывает разложение бикарбонатов и образование защитной пленки $CaCO_3$.

Принципиальная схема установки для естественной деаэрации воды приведена на рис. 14.4. Холодная водопроводная вода нагревается в теплообменнике горячего водоснабжения сетевой водой и поступает в открытый резервуар, в котором происходит удаление агрессивных газов. Из резервуара деаэрированная горячая вода подается потребителям. Резервуары могут использоваться в качестве баков-аккумуляторов для выравнивания неравномерностей суточного графика горячего водоснабжения.

Естественная деаэрация при температурах воды 60°С позволяет снизить концентрацию кислорода в воде примерно до 4,5 мг/л, поэто-

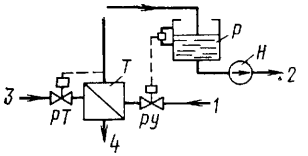


Рис 14 4 Принципиальная схема установки для естественной деаэрации воды

1 — холодная водопроводная вода; *2* — горячая деаэрированная вода; *3* — греющая сетевая вода; *4* — обратная вода; *Р* — расширитель, *Н* — насос, *Т* — теплообменник, *РТ* — регулятор температуры, *РУ* — регулятор уровня

му применение ее эффективно для воды с большим начальным содержанием кислорода (10—14 мг/л) и относительно небольшой агрессивностью ($I<-0{,}5$ и $RCl+R_2SO_4<50$ мг/л).

Обработка воды в магномассовых и сталестружчатых фильтрах производится путем пропускания воды через слой соответственно гранулированной магномассы (доломита) и металлических стружек, по схеме, показанной на рис 14 2,*а* Устанавливаются фильтры, как правило, в ЦТП, так как для нормальной их работы требуются периодическая промывка, рыхление и перезарядка, которые трудно организовать в МТП.

В магномассовых фильтрах происходит связывание растворенной в воде углекислоты, вследствие чего снижается коррозионная агрессивность воды, а также происходит разложение бикарбонатов и образование защитной пленки из $CaCO_3$. Такие фильтры применяются при небольшой концентрации кислорода в воде и $RCl+R_2SO_4<50$ мг/л.

В сталестружчатых фильтрах поглощение растворенного в воде кислорода происходит в результате окисления металла стружек При этом увеличивается содержание железа в воде, поэтому после сталестружчатых фильтров иногда требуется устанавливать очистительные кварцевые фильтры для улавливания хлопьев ржавчины Вследствие отмеченного, а также громоздкости фильтров, большой трудоемкости их обслуживания (при перезарядке) и необходимости расходования металла в настоящее время они не нашли широкого применения.

ГЛАВА 15. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

§ 72. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ МЕТОДИКИ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ

Технико-экономические расчеты проводятся для определения из нескольких (или множества) возможных вариантов наиболее рационального (оптимального) решения для заданных конкретных условий постановки задачи, полных капитальных и эксплуатационных расходов по проектируемому варианту, себестоимости отпускаемого тепла и др

Рациональные (оптимальные) решения находятся в настоящее время по минимуму приведенных затрат, которые при завершении строительства объекта в течение одного года определяются по формуле

$$З = E_н K + И,$$

где K — полные капитальные вложения на сооружение объекта, руб, $И$ — ежегодные эксплуатационные издержки на объект после полного пуска его в работу, руб/год, $E_н$ — нормативный коэффициент эффективности, определяемый установленным сроком окупаемости капиталовложений, $E_н=1/T_н$, 1/год

В энергетике приняты следующие значения $E_н$: при средних условиях строительства и серийно выпускаемом оборудовании — $E_н=0{,}12$ 1/год ($T_н=8{,}33$ год), при строительстве в северных районах $E_н=0{,}08$ 1/год и при внедрении новой техники — $E_н=0{,}15$ 1/год

Если строительство объекта ведется несколько лет, то происходит временное замораживание части средств, так как они длительное время (более одного года) не приносят дохода (не производят продукции). Чем дольше строится объект и чем больше средств вкладывается в начальный период, тем менее эффективными оказываются вложенные в него средства, поэтому при определении приведенных затрат учитывают ущерб от временного замораживания части средств и распределение капиталовложений по годам (фактор времени), а вложенные в течение нескольких лет средства приводятся по формуле сложных процентов к моменту пуска объекта в эксплуатацию (базисному году):

$$З = \sum_{t}^{T} E_{н} K_t \ (1 + E_{н\ п})^{T-t} + И,$$

где K_t — капитальные вложения в t-й год, руб.; T — базисный год приведения (год полного окончания строительства), год; $E_{н.п}$ — нормативный коэффициент приведения разновременных затрат, учитывающий ущерб от временного замораживания части средств.

В энергетике приняты следующие значения $E_{н\ п}$. при средних условиях строительства — $E_{н.п}=0{,}08$, при внедрении новой техники — $E_{н\ п}=0{,}1$.

Если часть объекта вводится в эксплуатацию до полного завершения строительства, т. е. производит продукцию (приносит доход), то появляются частичные издержки на эксплуатацию. При этом доход от реализации продукции перекрывает появившиеся эксплуатационные издержки. В этом случае и капитальные вложения и частичные эксплуатационные издержки приводятся по формуле сложных процентов к базисному году, а приведенные затраты определяются по формуле

$$З = \sum_{t}^{T} (E_{н} K_t + И_t) \ (1 + E_{н.п})^{T-t} + И,$$

где $И_t$ — эксплуатационные издержки в t-й год, руб.

При сравнении вариантов должны соблюдаться следующие условия:

1) полная энергетическая взаимозаменяемость сравниваемых вариантов, т. е. удовлетворение потребителей требуемыми видами энергии как в количественном, так и качественном плане, с равной степенью надежности, уровнем комфорта; при этом сравниваемые варианты должны обеспечивать равенство балансов мощностей энергосистемы;

2) рассмотрение каждого из сравниваемых вариантов при оптимальных для него условиях (схемах, конструкциях, параметрах, режимах работы и т. п.), с учетом всех сопутствующих ему затрат в смежные отрасли и реализации достижений технического прогресса;

3) определение экономических показателей сравниваемых вариантов для одного и того же уровня цен, момента времени для одинаковых климатических и территориальных условий.

Необходимо отметить, что полное соблюдение условий сопоставления на практике весьма сложно и даже не всегда возможно. По ряду причин сравниваемые варианты не обладают одинаковой степенью надежности, уровнями комфорта, эстетики и т п., а некоторые свойства энергетических объектов, их влияние на окружающую среду и смежные области народного хозяйства могут быть вообще не исследованы или даже неизвестны

Вследствие этого при сравнении вариантов иногда отмечается некоторая условность, связанная с невозможностью приведения вариантов к абсолютно тождественным условиям или невозможностью отражения отличающихся условий в величине приведенных затрат.

Так, при сравнении вариантов с неодинаковой степенью надежности, комфорта и т. п., помимо капиталовложений и эксплуатационных расходов, следовало бы в расчетные формулы ввести элемент, учитывающий возможный народнохозяйственный ущерб от перерыва (ухудшения) энергоснабжения (математическое ожидание до-

полнительных ежегодных издержек, которые будет нести народное хозяйство). Однако учет ущерба осложняется из-за его случайной природы и низкой достоверности определения.

Сложность приведения вариантов к абсолютно сопоставимым условиям, а также неточности исходных данных при определении капиталовложений и эксплуатационных расходов (вследствие усреднения) накладывают определенные погрешности на найденные оптимальные решения. Поэтому при технико-экономических расчетах варианты считаются равноэкономичными, если величины приведенных затрат по ним различаются не более чем на 5%. При этом выбор рационального решения производится с учетом дополнительных факторов: надежности, уровня комфорта, условий обслуживания, расхода металла и др.

При нахождении рациональных (оптимальных) решений в общем случае следует учитывать все элементы систем теплоснабжения: источник тепла, тепловую сеть и абонентские установки, а также сопутствующие затраты в смежные отрасли, т. е. изменения капиталовложений и эксплуатационных расходов в зависимых или взаимосвязанных с рассматриваемыми вариантами отраслях. Ограничение технико-экономического расчета одним из элементов системы и абстрагирование от других элементов и смежных отраслей может привести к неправильным результатам, так как снижение капиталовложений и эксплуатационных расходов по одному элементу часто приводит к росту этих расходов по другому элементу или в смежной отрасли.

При решении технико-экономических задач влияние изменения энергетических факторов на экономику других отраслей учитывают по так называемым «замыкающим затратам» на топливо, электроэнергию и тепловую энергию. Они представляют собой удельные приведенные затраты, которые будет нести народное хозяйство при обеспечении дополнительной потребности в топливе, электроэнергии и тепле в различных районах страны. При этом при наличии различных толпив в районе дополнительное количество его может быть взято только из числа наиболее неэффективных (дорогих), которые используются в последнюю очередь, т. е. замыкают топливно-энергетический баланс района. При использовании замыкающих топлив в источниках электрической и тепловой энергии, установленных в конкретных районах, определяются замыкающие затраты на электроэнергию и тепло.

Основными составляющими капитальных вложений и эксплуатационных расходов, которые приходится учитывать при технико-экономических расчетах в области теплоснабжения, являются следующие:

1) капитальные вложения:

в источники тепловой и электрической энергии: теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), районные тепловые электрические станции (КЭС), районные или местные котельные;

в тепловые и электрические сети и в центральные (ЦТП) и местные (МТП) тепловые пункты;

в местные абонентские установки и отдельные элементы систем теплоснабжения: насосы, теплообменники, баки-аккумуляторы и др.

2) эксплуатационные расходы:

ежегодные отчисления от перечисленных выше капиталовложений на амортизацию, текущий ремонт, технику безопасности и др.;

ежегодные издержки на топливо, тепловые потери, перекачку теплоносителя, воду, химводоочистку подпиточной воды и на обслуживание систем теплоснабжения.

Кроме того, при строительстве систем теплоснабжения приходится иногда учитывать дополнительные затраты, связанные с отторжением земли, переносом существующих производств с компенсацией теряемой продукции и др.

По эксплуатационным расходам определяется себестоимость отпускаемого тепла:

$$S = \Sigma И/Q,$$

где $\Sigma И$ — сумма эксплуатационных расходов, руб/год; Q — годовой отпуск тепла, ГДж/год или Гкал/год.

§ 73. КАПИТАЛОВЛОЖЕНИЯ В ЭЛЕМЕНТЫ И УЗЛЫ И ЕЖЕГОДНЫЕ ОТЧИСЛЕНИЯ ОТ НИХ

Капитальные вложения в элементы и узлы систем теплоснабжения должны определяться по сметным данным, составленным на основании проектных проработок сравниваемых вариантов, рабочих чертежей или типовых проектов. При отсутствии таковых для предварительных расчетов могут использоваться укрупненные показатели. В последнем случае капитальные вложения в элементы и узлы системы теплоснабжения определяются, как правило, по формуле

$$K = K_{уд} P,$$

где $K_{уд}$ — удельные капиталовложения в отдельные элементы или узлы, руб/ед. изм.; P — полная мощность (габариты) элемента или узла, выраженная в единицах измерения (тепловая и электрическая мощность, нагрузка, суммарная длина сети, площадь теплообменной поверхности и т. п.).

Удельные капиталовложения в различные элементы и узлы выводятся на основе обработки данных по стоимости сооружения реальных объектов и являются усредненными. Численные значения их зависят от конкретных условий сооружения и режимов работы элемента или узла, конструктивных его особенностей и габаритов, типа материала, применяемого для его изготовления, и др.

Полная мощность (габариты) элемента или узла находится расчетом по конкретным исходным данным задачи и с учетом существующих видов и типоразмеров оборудования.

При сравнении комбинированного способа производства электроэнергии и тепла на ТЭЦ с раздельным способом производства электроэнергии на КЭС и тепла в котельных капиталовложения по вариантам определяются для одинаковых величин отпуска электроэнергии и тепла, равных для ТЭЦ. При этом дополнительно учитывают, что современные КЭС строятся на большие единичные мощности и располагаются обычно вблизи источников топлива и водоснабжения на значительно большем расстоянии от потребителей по сравнению с ТЭЦ. В результате мощность эквивалентной КЭС должна быть больше электрической мощности замещаемой ТЭЦ на величину потерь в линиях электропередачи с учетом разницы в расходе электроэнергии на собственные нужды КЭС и котельной по сравнению с ТЭЦ. Котельные строятся на меньшие мощности и располагаются ближе к потребителям тепла, чем ТЭЦ и, следовательно, мощность котельных должна быть меньше на величину снижения теплопотерь в тепловой сети:

$$N_{КЭС} = (1 + c_э)\ N_{ТЭЦ}; \quad Q_{кот} = (1 - c_т)\ Q_{ТЭЦ},$$

где $N_{ТЭЦ}$ и $Q_{ТЭЦ}$ — электрическая и тепловая мощности ТЭЦ, кВт и ГДж/ч (Гкал/ч); $c_э$ — коэффициент, учитывающий возрастание мощности КЭС по сравнению с электрической мощностью замещаемой ТЭЦ; $c_т$ — коэффициент, учитывающий снижение мощности котельной по сравнению с тепловой мощностью замещаемой ТЭЦ.

В ориентировочных расчетах значения коэффициентов могут приниматься: $c_э = 0{,}06 \div 0{,}08$ и $c_т = 0{,}02 \div 0{,}03$ для районных и промышленных котельных.

Входящие в состав эксплуатационных расходов ежегодные отчисления от капиталовложений в отдельные элементы и узлы систем теплоснабжения определяются по выражению

$$И_{отч} = f_{отч} K,$$

где $f_{отч}$ — общая доля ежегодных отчислений от капиталовложений, 1/год.

Величина $f_{отч}$ содержит следующие составляющие:

$$f_{отч} = f_{ам} + f_{т.р} + f_{общ},$$

где $f_{ам} = f_р + f_{к.р}$ — доля амортизационных отчислений на реновацию (простое воспроизводство) и капитальный ремонт; $f_{т.р}$ — доля отчислений на текущий ремонт; $f_{общ}$ — доля отчислений на общестанционные или общесетевые расходы (содержание управленческого аппарата, охрану труда, технику безопасности и пр.).

Доли амортизационных отчислений на реновацию и капитальный ремонт нормируются Госпланом СССР для каждого вида оборудования в зависимости от условий его работы*.

Доля отчислений на текущий ремонт берется обычно в долях (процентах) величины $f_{ам}$, а на общественные или общестанционные расходы — в долях (процентах) суммы $f_{ам}+f_{т.р}$. Для энергетического оборудования они принимаются примерно равными $f_{т.р}=0{,}18 f_{ам}$ и $f_{общ}=0{,}27(f_{ам}+f_{т.р})$, при этом общая доля ежегодных отчислений составит:

$$f_{отч}=f_{ам}\,[(1+0{,}18)+0{,}27\,(1+0{,}18)]=f_{ам}\,1{,}18\cdot 1{,}27=1{,}5\,f_{ам}.$$

Значения удельных капиталовложений по укрупненным показателям в ценах 1975 г. и амортизационных отчислений от капиталовложений по элементам и узлам систем теплоснабжения даны ниже.

Источники тепловой и электрической энергии. Удельные капиталовложения в сооружение современных ТЭЦ, КЭС и котельных при работе на газомазутном топливе составляют:

отопительные ТЭЦ при закрытой системе теплоснабжения мощностью 300—1000 МВт — 212—181 руб/кВт;

промышленно-отопительные ТЭЦ мощностью 160—770 МВт — 265—186 руб/кВт;

конденсационные электрические станции (КЭС) мощностью 1200—4800 МВт — 128—116 руб/кВт;

паровые (промышленные) котельные при давлении пара 1,2—1,6 МПа мощностью 40—600 ГДж/ч — 15—10 тыс. руб/(ГДж/ч);

водогрейные котельные при закрытой системе теплоснабжения мощностью, ГДж/ч: 200—1600 — 4,5—2,5 тыс. руб/(ГДж/ч); 30—80 — 8—6 тыс. руб/(ГДж/ч).

При работе на твердом топливе значения удельных капиталовложений возрастают на 20—50%. При открытой системе теплоснабжения капиталовложения увеличиваются вследствие затрат на оборудование более мощной химводоподготовки из расчета примерно 600 руб/(м³/ч) для подпитки в тепловую сеть и 3—4 тыс. руб/(м³/ч) — в цикл станции. Из указанных затрат 40—50% расходуется на строительные работы, 15—20% — на монтажные работы и 30—45% — на оборудование.

Для основного оборудования источников энергии установлены следующие величины амортизационных отчислений от капиталовложений:

$f_{ам}=6{,}5\%$ (из них $f_{р}=3{,}5\%$; $f_{кр}=3$) — для паровых турбоагрегатов в комплекте с электрогенератором и вспомогательным оборудованием, конденсаторов, конденсатных, питательных, циркуляционных и других насосов; деаэраторов; РОУ; регенеративных подогревателей и другого оборудования в пределах машинного зала;

$f_{ам}=8{,}5\%$ (из них $f_{р}=3{,}5\%$ и $f_{кр}=5\%$) — для котельных установок со вспомогательным оборудованием, установленным в котельном цехе при работе на малозольном твердом топливе. Для других условий принимаются следующие коэффициенты при сжигании: высокосернистого мазута $\varphi=1{,}4$; газа $\varphi=0{,}8$; горючих сланцев $\varphi=2{,}3$, а при работе котлов до 3500 ч в год $\varphi=0{,}7$;

$f_{ам}=10{,}5\%$ (из них $f_{р}=3{,}5\%$ и $f_{кр}=7\%$) — для прочего вспомогательного силового тепломеханического оборудования (топливоподачи, химводоочистки, бойлерная установка с насосами и др.).

Для котлов-утилизаторов и теплообменного оборудования, применяемых при использовании вторичных энергоресурсов, геотермальных вод и т. п., значения амортизационных отчислений более высокие и

---

* **Нормы амортизационных отчислений** по основным фондам народного хозяйства СССР М Экономика, 1974.

принимаются по соответствующим отраслям промышленности (цветной, химической, буровой и др.).

Удельные капитальные затраты в геотермальные скважины, руб/м, определяются в зависимости от глубины бурения по формуле

$$K_{\text{уд}}^{\text{скв}} = a + b\,h^2\,\psi,$$

где a и b — постоянные коэффициенты, зависящие от географического района, принимаемые по табл. 15.1; h — глубина бурения, км; ψ — коэффициент, зависящий от скорости бурения (при достигнутой коммерческой скорости $\psi=1$, при увеличении скорости в 2 раза $\psi=0{,}8$).

Тепловые сети. Удельные капиталовложения в городские тепловые магистральные и распределительные сети (без учета транзитных сетей) при расчетных температурах воды 150/70°С в тыс. руб/(ГДж/ч) расчетной максимальной нагрузки определяются по формуле

$$K_{\text{уд}}^{\text{т с}} = 3{,}47\,\varphi_{\text{с}}\,\varphi_{\text{п}}\,\frac{Q^{0,16}}{q^{0,8}},$$

ТАБЛИЦА 15.1. ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ a И b

Географический район	a, руб.	b, руб/км²	Географический район	a, руб.	b, руб/км²
Сибирь, Северный Урал, Сахалин	75—80	9—8	Азербайджан, Грузия, Дагестан	55—60	5—4
Казахстан, Средняя Азия	65—70	6—4	Краснодарский и Ставропольский край	40—42	1,7—1,2
Украина	50—55	6—5			

где Q — расчетная максимальная тепловая нагрузка района, ГДж/ч; q — теплоплотность района в пределах площади застройки, ГДж/(ч·га); $\varphi_{\text{с}}$ и $\varphi_{\text{п}}$ — поправочные коэффициенты

Теплоплотность района q, ГДж/(ч·га), в зависимости от этажности зданий составляет ориентировочно: одноэтажные — 0,65—0,85; двухэтажные — 1—1,7; трехэтажные — 1,7—2,3; четырехэтажные — 2,3—3; пяти- и шестиэтажные — 2,7—3,4; двенадцатиэтажные и выше — 4—6.

Коэффициент $\varphi_{\text{с}}$ учитывает характер изменения текущего расхода воды в сети в зависимости от схем присоединения потребителей, метода регулирования отпуска тепла и соотношения нагрузок горячего водоснабжения и отопления $\rho = Q_{\text{г.в}}^{\text{р}}/Q_{\text{от}}^{\text{р}}$. Значения его принимаются по табл. 15.2.

Коэффициент $\varphi_{\text{п}}$ учитывает тип и условия прокладки тепловой сети. Значения его принимаются следующими: в непроходных каналах с подвесной изоляцией при сухом грунте — 1, при мокром грунте — 1,1—1,2; при бесканальной прокладке в сухом грунте с использованием монолитных оболочек из армопенобетона — 0,7—0,75, из бутумперлита — 0,65—0,7, а засыпных гидрофобных порошков (асфальтоизол и др.) — 0,6—0,65.

При ориентировочных расчетах для отмеченных выше условий может определяться удельная материальная характеристика теплосети, м²/(ГДж/ч):

$$M_{\text{уд}} = 11{,}9\,\varphi_{\text{с}}\,\frac{Q^{0,16}}{q^{0,8}},$$

и удельный расход металла, т/(ГДж/ч), на сооружение теплосети (трубы, арматура, строительные конструкции):

$$m_{\text{уд}} = 0{,}216\,M_{\text{уд}}.$$

Капиталовложения в тепловой сети распределяются следующим образом. При канальных прокладках в мокрых грунтах на строитель-

ТАБЛИЦА 15.2. ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА φ_c

Система теплоснабжения	Значение коэффициента φ_c при ρ, равном			Система теплоснабжения	Значение коэффициента φ_c при ρ, равном		
	0	0,1	0,2		0	0,1	0,2
Закрытая с двухступенчатой смешанной схемой присоединения теплообменников горячего водоснабжения	1	1,07	1,13	теплообменников горячего водоснабжения Открытая и закрытая при регулировании отпуска тепла по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения	1	0,96	0,92
Открытая и закрытая с параллельной схемой присоединения	1	1,03	1,05				

ные работы приходится 85—65% и на монтажно-изоляционные — 15—35%, в сухих грунтах на строительные работы 75—50% и на монтажно-изоляционные — 25—50%. При бесканальных прокладках в мокрых грунтах на строительные работы приходится 70—40% и на монтажно-изоляционные — 30—60%, в сухих грунтах на строительные работы — 50—30% и на монтажно-изоляционные — 50—70% (первые цифры при условном диаметре трубопроводов $D_у=50$ мм, вторые — $D_у=1000$ мм).

Амортизационные отчисления от капиталовложений в тепловые сети при стальных трубопроводах с подвесной изоляцией и воздушным зазором, т. е. при канальных прокладках, установлены $f_{ам}=4{,}8\%$, из них $f_р=4\%$ и $f_{к.р}=0{,}8\%$. Для других условий рекомендуется принимать: при прокладке тепловых сетей в коллекторах и технических подпольях $f_{ам}=1{,}9\%$, из них $f_р=1{,}2\%$ и $f_{к.р}=0{,}7\%$; при бесканальной прокладке $f_{ам}=6{,}2\%$, из них $f_р=5{,}2\%$ и $f_{к.р}=1\%$; для трубопроводов горячего водоснабжения (из неоцинкованных, неэмалированных и других труб) $f_{ам}=13{,}1\%$, из них $f_р=8{,}3\%$ и $f_{к.р}=4{,}8\%$*.

При решении некоторых задач используется также другая методика определения капиталовложений в тепловые сети, изложенная в главе 7.

Электрические сети. Необходимость определения капиталовложений в электрические сети возникает при сравнении раздельного способа выработки электроэнергии и тепла с комбинированным, так как КЭС располагаются, как правило, на большем удалении от потребителей, чем ТЭЦ.

Дополнительные капиталовложения в электрические сети при КЭС в ориентировочных расчетах могут быть определены по формуле [52]:

$$\Delta K_{э.с} = \Delta K_{уд}^{э.с} N_{ТЭЦ},$$

где $\Delta K_{уд}^{э.с}$ — дополнительные удельные капиталовложения в электрические сети, равные при воздушных линиях электропередач 15—20 руб/кВт; $N_{ТЭЦ}$ — электрическая мощность ТЭЦ, кВт.

Амортизационные отчисления от капиталовложений в электрические сети установлены в зависимости от вида и напряжения линии электропередач. Для воздушных линий напряжением 330 кВт и выше величина их равна $f_{ам}=2{,}4\%$, из них $f_р=2\%$ и $f_{к.р}=0{,}4\%$.

Центральные и местные тепловые пункты. Удельные капиталовложения в оборудование ЦТП в закрытых системах теплоснабжения, тыс. руб/(ГДж/ч) расчетной тепловой нагрузки, могут быть определены по формулам:

* **Методические рекомендации** по экономической оценке способов прокладки инженерных коммуникаций в городах (открытый способ прокладки). М., Стройиздат 1977.

при зависимой схеме присоединения систем отопления

$$K_{уд}^{ЦТП} = (6{,}4 - 8{,}3)\sqrt{Q};$$

при независимой схеме присоединения систем отопления

$$K_{уд}^{ЦТП} = (8{,}8 - 10{,}8)\sqrt{Q}.$$

Удельные капиталовложения в оборудование МТП составляют: при зависимой схеме присоединения систем отопления $K_{уд}^{МТП} = 0{,}6 \div 0{,}83$ тыс. руб/(ГДж/ч), при независимой — $K_{уд}^{МТП} = 0{,}95 \div 1{,}2$ тыс. руб/(ГДж/ч). При открытых системах значения удельных капиталовложений в оборудование тепловых пунктов (без учета оборудования химводоподготовки) уменьшаются при зависимой схеме на 20% и при независимой на 30%.

Удельная стоимость оборудования химводоочистки в тепловых пунктах при ориентировочных расчетах может приниматься $K_{уд}^{ХВО} = 300 \div 600$ руб/(м³/ч) расчетного расхода воды на химводоочистку.

Амортизационные отчисления для оборудования тепловых пунктов в среднем составляют $f_{ам} = 10{,}5\%$, из них $f_р = 3{,}5\%$ и $f_{к.р} = 7\%$.

В некоторых задачах требуется оценить затраты на сооружение здания под ЦТП и МТП. При размещении теплового пункта в отдельном здании удельные капиталовложения составляют $K_{уд}^{зд} = 70 \div 80$ руб/м³ наружного объема здания. При размещении теплового пункта в помещении производственного или жилого здания удельная стоимость может приниматься $K_{уд}^{п} = 150 \div 155$ руб/м² площади, занимаемой оборудованием.

Амортизационные отчисления от капиталовложений в здания установлены в зависимости от его назначения (производственное или жилое) и типа, применяемых строительных материалов и др. В частности, для одноэтажных производственных зданий с железобетонными и металлическими каркасами, со стенами из каменных материалов, крупных блоков и панелей, с железобетонными, металлическими и другими долговечными покрытиями, с площадью пола до 5000 м², которые наиболее подходят для ЦТП, установлены $f_{ам} = 2{,}6\%$, из них $f_р = 1{,}2\%$ и $f_{к.р} = 1{,}4\%$. При этом следует дополнительно учитывать, что при использовании зданий специально для ЦТП, котельных, насосных и т. п., в которых предусматриваются упрощенные виды инженерных систем, внешней и внутренней отделки к норме амортизационных отчислений следует применять коэффициент 0,8.

Абонентские установки. Удельные капиталовложения в отопительные установки в системах с радиаторами при расчетных температурах воды 95/70°С и тепловых нагрузках 0,4—2 ГДж/ч составляют $K_{уд}^{аб} = 7 \div 5$ тыс. руб/(ГДж/ч) расчетной тепловой нагрузки, половина из которых идет на отопительные приборы.

Удельная стоимость отдельных элементов и амортизационные отчисления от них могут приниматься по табл. 15.3.

§ 74. ЕЖЕГОДНЫЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИЗДЕРЖКИ

Расходы на топливо определяются по формуле

$$И_{топл} = z_{топл} B,$$

где $z_{топл}$ — стоимость единицы условного или натурального топлива, руб/т или руб/м³; B — годовой расход условного или натурального топлива, т/год или м³/год.

Стоимость единицы топлива при укрупненных расчетах должна приниматься по удельным замыкающим затратам на топливо франко-генерирующей установки, определяемым по уравнению:

ТАБЛИЦА 15.3. ЗНАЧЕНИЯ УДЕЛЬНОЙ СТОИМОСТИ И АМОРТИЗАЦИОННЫХ ОТЧИСЛЕНИЙ

Элементы	Удельная стоимость, руб/м²	Амортизационные отчисления, %	Элементы	Удельная стоимость, руб/м²	Амортизационные отчисления, %
Чугунные отопительные радиаторы	5—6	2,5	Аккумуляторные установки	30—40 (руб/м³)	8
Калориферы	2—3	5	Насосные установки	20—40 (руб/кВт)	10
Водоводяные теплообменники	20—40	10,5			

$$z_{\text{топл}} = z^{\text{зам}}_{\text{топл}} + \Delta z_{\text{доп}},$$

где $z^{\text{зам}}_{\text{топл}}$ — удельные замыкающие затраты на топливо в рассматриваемом районе; $\Delta z_{\text{доп}}$ — дополнительные удельные приведенные затраты на внутрирайонное и местное распределение топлива от районных топливных баз или основных магистралей до источников энергии

В ориентировочных расчетах значения $\Delta z_{\text{доп}}$ для районных котельных могут приниматься: при твердом топливе — 2 руб/т, при газомазутном топливе — 3,5 руб/т, а $z^{\text{зам}}_{\text{топл}} = 48 \div 52$ руб/тут (в ценах 1982 г. для Центрального района).

Годовые расходы топлива на КЭС, котельных и ТЭЦ определяются по формулам, приведенным в главе 13, при условии подачи потребителям одного и того же количества электрической и тепловой энергии. При этом значения удельных расходов условного топлива (нетто) для ориентировочных расчетов при работе на твердом топливе могут приниматься: для КЭС — $b_{\text{КЭС}} = 315 \div 380$ г/(кВт·ч), для котельных $b_{\text{кот}} = 41 \div 46$ кг/ГДж (172—193 кг/Гкал); для коммунальных ТЭЦ на выработку электрической энергии по теплофикационному циклу $b^{\text{э}}_{\text{т ф}} = 160 \div 168$ г/(кВт·ч), по конденсационному циклу $b^{\text{э}}_{\text{т к}} = 360 \div 460$ г/(кВт·ч), на выработку тепла $b^{\text{т}}_{\text{т}} = 40 \div 45$ кг/ГДж.

При газомазутном топливе удельные расходы топлива ниже на 3—5 %.

Расходы на воду и химводоочистку учитываются при использовании геотермальных вод, сравнении вариантов открытой и закрытой систем теплоснабжения и некоторых других технико-экономических задачах, где неодинаковы величины подпитки и химводоподготовки.

Стоимость воды, потребляемой в течение года, может быть определена по формуле

$$И_{\text{в}} = z_{\text{в}} V_{\text{в}},$$

где $V_{\text{в}}$ — годовой расход воды, м³; $z_{\text{в}}$ — удельная стоимость воды, в среднем 0,04—0,06 руб/м³.

Ежегодные издержки на химводоочистку определяются по формуле

$$И_{\text{ХВО}} = z_{\text{ХВО}} V_{\text{ХВО}},$$

где $V_{\text{ХВО}}$ — годовой расход химически очищенной воды, м³; $z_{\text{ХВО}}$ — стоимость приготовления 1 м³ химически очищенной воды, руб/м³.

В ориентировочных расчетах удельная стоимость приготовления химически очищенной воды для тепловых сетей может приниматься: на ТЭЦ — $z_{\text{ХВО}} = 0{,}02 \div 0{,}03$ руб/м³; на котельных — $z_{\text{ХВО}} = 0{,}045 \div 0{,}095$ руб/м³.

Расходы на тепловые потери определяются по формуле

$$И_{\text{т.п}} = z_{\text{т}} Q_{\text{т.п}},$$

где $Q_{\text{т п}}$ — величина годовых тепловых потерь, ГДж/год (Гкал/год); $z_{\text{т}}$ — замыкающие (приведенные) затраты на тепло, руб/ГДж (руб/Гкал).

Величина годовых тепловых потерь при приближенных расчетах, когда не известна изоляционная конструкция теплопровода, может быть найдена по выражению

$$Q_{т.п} = q\,M_{ус},$$

где $M_{ус} = M + 0{,}15\Sigma l$ — условная материальная характеристика теплосети, рассчитанная по наружной поверхности изоляции, м² (здесь M — материальная характеристика теплосети, отнесенная к площади поверхности трубопроводов, м²; Σl — суммарная длина трубопроводов, м); q — удельные годовые теплопотери, отнесенные к 1 м² условной материальной характеристики теплосети.

Значения q, ГДж/(м²·год), определяются по формуле

$$q = 3{,}6\,\pi\,k\,(\tau_{ср} - t_0)\,(1+\beta)\,n\cdot 10^{-6},$$

где k — коэффициент теплопередачи теплопровода с учетом толщины и материала изоляции и канала и вида грунта, отнесенный условно к наружной поверхности изоляции, Вт(м²·°С); $\tau_{ср}$ — среднегодовая температура теплоносителя, °С; t_0 — среднегодовая температура грунта или окружающей среды, °С; β — коэффициент местных тепловых потерь; n — число часов работы тепловой сети в год.

Для предварительных расчетов можно принимать: $k = 0{,}8 \div 1{,}2$ Вт/(м² · °С) и $\beta = 0{,}2 \div 0{,}3$.

При выборе изоляционной конструкции теплопровода величина годовых теплопотерь может быть определена по выражению

$$Q_{т.п} = \left(\sum_1^i q_i^{ср}\,l_i\right)(1+\beta)\,n\cdot 10^{-6},$$

где $q_i^{ср}$ — удельные тепловые потери на i-м участке теплопровода при среднегодовых температурах теплоносителя и окружающей среды, Вт/м, определяемые по формулам, приведенным в тепловом расчете; l_i — длина i-го участка теплопровода, м; 1, 2, ..., i — число участков теплопровода.

Значения замыкающих (приведенных) затрат на тепловую энергию в ориентировочных расчетах могут приниматься: при выработке тепла на ТЭЦ — $z_т = 2{,}5 \div 3{,}5$ руб/ГДж, в крупных районных котельных — $z_т = 2 \div 3$ руб/ГДЖ и мелких котельных $z_т = 4 \div 6$ руб/ГДж.

Расходы на перекачку теплоносителя определяются стоимостью электроэнергии, расходуемой на привод различных насосов (сетевых, циркуляционных, смесительных, конденсатных и др.) по формуле

$$И_{пер} = Э_{пер}\,z_э,$$

где $z_э$ — удельная стоимость электроэнергии, руб/(кВт·ч) [в укрупненных расчетах — удельные замыкающие затраты на электроэнергию, составляющие для большинства объединенных энергосистем при числе часов использования максимума нагрузки $n_{макс} = 6000 \div 7000$ ч/год примерно $z_{эл} = 28 \div 25$ руб/(МВт·ч)]; $Э_{пер}$ — годовой расход электроэнергии на привод насосов, кВт·ч/год.

Годовой расход электроэнергии $Э_{пер}$ определяется:

при подаче переменных в течение года расходов теплоносителя

$$Э_{пер} = N_н\,n;$$

при подаче переменных в течение года расходов теплоносителя

$$Э_{пер} = \sum_1^i N_i\,n_i = N_1\,n_1 + N_2\,n_2 + \ldots + N_i\,n_i,$$

где $N_н$ — потребляемая насосами мощность при подаче расчетного расхода воды $G_н$, кВт; N_1, N_2, ..., N_i — то же, при подаче расходов воды, G_1, G_2, ..., G_i; n — число часов работы насоса в году; n_1, n_2, ..., n_i — число часов работы в году насоса с расходами воды G_1, G_2, ..., G_i.

Потребляемая насосами мощность при различных расходах воды и постоянной частоте вращения может быть определена по формуле

$$N_i = N_н\,[x + (1-x)\,\overline{G}_i],$$

где $N_н$ — мощность насоса при номинальном режиме (при максимальном КПД); $x = N_{х.х}/N_н$ — коэффициент холостого хода [здесь $N_{х\,х}$ — мощность насоса при холостом ходе ($G=0$)]; $G_i = G_i/G_н$ — относительный расход воды, подаваемой насосом (здесь G_i и $G_н$ — расходы воды на текущем и номинальном режиме).

Потребляемая насосом мощность $N_н$, кВт, на номинальном режиме определяется по формуле

$$N_н = \frac{G_н \Delta p_н}{\rho \eta_{н.у}} 10^{-3},$$

где $G_н$ и $\Delta p_н$ — расход и перепад давления, создаваемый насосом на номинальном режиме, кг/с и ПА; ρ — плотность воды, кг/м^3; $\eta_{н\,у}$ — КПД насосной установки (произведение КПД насоса и электродвигателя) на номинальном режиме.

Для средних условий $x=0{,}2 \div 0{,}5$; $\sigma = 975$ кг/м и $\eta_{н.у} = 0{,}7 \div 0{,}8$.

При изменении частоты вращения насоса пересчет параметров производится по соотношениям:

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{G_1}{G_2} = \sqrt{\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2}} = \sqrt[3]{\frac{N_1}{N_2}},$$

где G_1, Δp_1 и N_1 — расход, перепад давления и потребляемая мощность при частоте вращения m_1; G_2, Δp_2 и N_2 — то же, при частоте вращения m_2.

Затраты на обслуживание систем теплоснабжения определяются в основном заработной платой эксплуатационного и ремонтного персоналов. Стоимость содержания эксплуатационного персонала, руб/год, находится по формуле

$$И_{обс} = (1 + \varphi)\, A b,$$

где A — число эксплуатационного персонала; b — среднегодовая зарплата персонала, в среднем $b = 1500$ руб/год; φ — отчисления на общестанционные или общесетевые расходы, равные обычно $\varphi = 0{,}27$.

Численность эксплуатационного персонала необходимо определять на основе штатных ведомостей. При их отсутствии в ориентировочных расчетах можно пользоваться формулой

$$A = П P,$$

где $П$ — штатный коэффициент (усредненная величина численности персонала, приходящаяся на единицу расчетной мощности или нагрузки), имеющий размерность для КЭС и ТЭЦ — чел/МВт, для котельных и тепловых сетей — чел/(ГДж/ч) [чел/(Гкал/ч)]; P — электрическая мощность ТЭЦ и эквивалентной КЭС, МВт; расчетная тепловая мощность котельной и нагрузка района, ГДж/ч(Гкал/ч).

Значение штатных коэффициентов зависит от мощности и количества оборудования, устанавливаемого в источниках энергии и тепловых сетях, вида применяемого топлива и теплоносителя, радиуса действия тепловых сетей, теплоплотности района и др.

Ориентировочно штатные коэффициенты по эксплуатационному персоналу в источниках тепловой и электрической энергии при работе на газомазутном топливе в зависимости от установленной мощности составляют для ТЭЦ мощностью 200—800 МВт $П = 0{,}9 \div 0{,}4$ чел МВт, для КЭС мощностью 400—2400 МВт $П = 0{,}5 \div 0{,}1$ чел/МВт, для районных котельных мощностью 400—3200 ГДж/ч (100—700 Гкал/ч) $П = 0{,}1 \div 0{,}04$ чел/(ГДж/ч) [0,4—0,16 чел/(Гкал/ч)]. При работе на твердом топливе указанные выше значения штатных коэффициентов возрастают для ТЭЦ и КЭС — на 20—30%, для котельных — 40—50%.

Для тепловых сетей штатные коэффициенты по эксплуатационному персоналу, чел/(ГДж/ч), могут быть определены по формуле

$$П = \frac{4{,}5\sqrt{F}}{Q},$$

где Q — расчетная тепловая нагрузка района, ГДж/ч; F — площадь района, га. В среднем, для тепловых сетей $П = 0{,}05 \div 0{,}07$ чел/(ГДж/ч) [0,2—0,3 чел/(Гкал/ч)].

Стоимость содержания ремонтного персонала, составляющего обычно 25—30% численности эксплуатационного персонала, учитывается отчислениями на капитальный и текущий ремонты для элементов и узлов систем теплоснабжения.

§ 75. СОСТАВЛЕНИЕ И РЕШЕНИЕ УРАВНЕНИЙ ПРИ ОПТИМИЗАЦИИ И СРАВНЕНИИ ВАРИАНТОВ

Каждый технико-экономический расчет по определению рационального (оптимального) решения начинается с анализа условий постановки задачи и определения переменных составляющих, т. е. статей расходов, изменяющихся в зависимости от искомых параметров или вариантов. По переменным составляющим и составляется расчетное уравнение (целевая функция) Постоянные составляющие, которые не зависят от искомых параметров или вариантов, в расчетные уравнения не включаются, так как не влияют на оптимальное решение.

В зависимости от вида задачи оптимизация рассматриваемых решений, т. е. параметров в них, является или основной целью или предварительным этапом, необходимым для правильного сравнения вариантов. Во всех случаях целевая функция должна быть составлена таким образом, чтобы поиск оптимальных параметров производился комплексно, т е. совместно и с учетом технических, технологических, санитарно-гигиенических и других условий и ограничений по каждому из них. При этом учитывается взаимное влияние их друг на друга, т. е. находится общий «глобальный» оптимум (минимальные приведенные затраты) в системе. Раздельное определение оптимальных параметров (при фиксированных значениях остальных) не является, как правило, корректным, так как частные оптимумы могут не дать «глобального» оптимума.

Если все составляющие, входящие в целевую функцию, выражаются аналитически через искомые параметры, то задача может быть решена чисто математически, путем дифференцирования по оптимизируемым параметрам и приравнивания производных нулю.

Если влияние искомых параметров на составляющие трудно или невозможно выразить аналитически, то задача решается обычно методом вариантов. При этом результаты расчетов представляются в виде графиков (или таблиц), характеризующих зависимости приведенных затрат от искомых параметров, из которых и находятся оптимальные решения.

При числе искомых параметров более трех-четырех и неявном влиянии их на отдельные составляющие задача решается, как правило, на ЭВМ с применением специальных методов математического программирования. Ниже рассмотрены условия постановки и принципы решения двух характерных задач.

Определение оптимальной расчетной температуры воды в подающей магистрали теплосети. Данная задача так же, как и другие по определению оптимальных параметров, может быть поставлена для общего случая, когда известен только объект теплоснабжения, т. е. расположение и нагрузки потребителей, и для множества частных случаев, когда известны (заданы) дополнительные факторы. В каждом конкретном случае решение задачи должно производиться с учетом всех факторов.

К неизвестным факторам в общем случае могут относиться: тип системы теплоснабжения (открытая, закрытая, однотрубная, двухтрубная и т. п.); конфигурация теплосети; число и расположение источников тепла; типы, схемы, оборудование и режимы работы элементов системы (источника тепла, тепловых сетей и абонентских установок и др.), так как при изменении каждого из отмеченных факторов решение задачи может быть различное.

Чем больше факторов одновременно рассматривается (варьируется), тем более правильно определяется оптимальное решение для рассматриваемого конкретного объекта теплоснабжения. Однако при этом возрастает сложность решения задачи, поэтому на практике задачи обычно упрощаются, т. е. решаются для частных случаев, когда известны (заданы) дополнительные факторы.

Так, при теплоснабжении от ТЭЦ, когда известны типы установленных турбин и система теплоснабжения, целевая функция по оптимизации температуры может быть представлена в виде:

$$З = (f_{п\,к} + E_н)\ K_{п\,к} + (f_{т.с} + E_н)\ K_{т.с} + (f_{тб} + E_н)\ K_{тб} + (f_{с\,н} + E_н)\ K_{с\,н} + \\ + И_{топл} + И_{пер} + И_{т.п} \to \min.$$

При повышении расчетной температуры подаваемой в теплосеть воды снижается доля годовой тепловой нагрузки, покрываемая из отборов турбин ТЭЦ, и возрастает доля, покрываемая от пиковых котлов. Это приводит к росту величины конденсационной выработки электроэнергии, что увеличивает расход топлива на выработку электроэнергии на ТЭЦ, и к росту расхода топлива в пиковых котлах, т. е. возрастанию составляющей $И_{топл}$. Вследствие увеличения требуемой мощности пиковых котлов, т. е. капитальных затрат на них, растет и составляющая $(f_{п.к}+E_н)K_{п\,к}$.

В тепловых сетях при повышении расчетной температуры подаваемой воды снижается расход воды, что приводит к уменьшению ежегодных издержек на перекачку теплоносителя $И_{пер}$, требуемой установленной мощности сетевых насосов, т. е. составляющей $(f_{с.н}+E_н)K_{с.н}$, и требуемого диаметра трубопроводов теплосети, т. е. составляющей $(f_{т.с}+E_н)K_{т.с}$. При этом возрастают тепловые потери $И_{т.п}$ и снижается величина наружной коррозии трубопроводов, при учете которой уменьшается величина $f^{*}_{т,с}$.

В абонентских установках жилых и общественных зданий повышение расчетной температуры подаваемой воды приводит в основном к уменьшению требуемой площади поверхности нагрева теплообменных аппаратов, производящих подогрев теплоносителя для местных абонентских систем, т. е. составляющей $(f_{тб}+E_н)K_{тб}$. На местные же системы в большинстве практических случаев это не влияет, так как максимальные значения температур теплоносителя в них ограничены санитарно-гигиеническими требованиями и ниже, чем в тепловой сети. Таким образом, при повышении расчетной температуры подаваемой в теплосеть воды составляющие $(f_{п\,к}+E_н)K_{п\,к}$, $И_{топл}$ и $И_{т\,п}$ возрастают, а $(f_{т.с}+E_н)K_{т.с}$, $(f_{с.н}+E_н)K_{с.н}$, $(f_{тб}+E_н)K_{тб}$ и $И_{пер}$ уменьшаются, и наоборот, следовательно, при каком-то оптимальном значении расчетной температуры подаваемой в теплосеть воды сумма их будет минимальная.

При теплоснабжении от котельных, когда известные типы установленных котлов и система теплоснабжения, целевая функция по оптимизации параметров имеет вид:

$$З = (f_{т.с} + E_н)\ K_{т\,с} + (f_{с\,н} + E_н)\ K_{с.н} + (f_{тб} + E_н)\ K_{тб} + И_{пер} + И_{т.п} \to \min.$$

При повышении расчетной температуры подаваемой сетевой воды возрастает только величина $И_{т\,п}$, остальные составляющие уменьшаются. Влияние последних, как правило, превалирует, поэтому повышение температуры подаваемой сетевой воды до технически допустимых значений всегда выгодно.

---

* **Братенков В. Н., Дубницкая Л. Е., Братенков А. Н.** К вопросу об учете коррозии трубопроводов тепловых сетей — Промышленная энергетика, 1976, № 10

Следует отметить, что помимо расчетной температуры подаваемой в теплосеть воды на значения $K_{т.с}$, $K_{с.н}$, $И_{т.п}$, $И_{пер}$ оказывает влияние принятая величина удельных падений давления в теплосети, на $K_{т.с}$ и $И_{т.п}$ — толщина изоляции трубопроводов, на $K_{тб}$ — температура греющей сетевой воды на выходе из теплообменников (от нее зависит требуемая площадь поверхности нагрева и расход греющей сетевой воды). Отмеченные параметры также относятся к независимым, так как для каждой из расчетных температур подаваемой сетевой воды их значения могут выбираться оптимальными. Поэтому в рассматриваемой задаче наиболее правильно осуществлять совместный поиск оптимальных значений всех независимых параметров.

Такой поиск наиболее точно, т. е. с учетом взаимного влияния независимых параметров и варьированием неизвестных факторов, может быть произведен на электронно-вычислительных машинах (ЭВМ). Простейшая блок-схема алгоритма программы по выбору оптимального решения на ЭВМ представлена на рис. 15.1.

Сравнение систем теплоснабжения. Сравнение различных решений, и в частности, систем теплоснабжения, должно производиться, как указывалось выше, по приведенным затратам, составленным при оптимальных условиях для каждого из вариантов в рассматриваемых конкретных условиях постановки задачи. Оптимальным является вариант, для которого $З=\min$.

Между тем на практике выбор рационального решения часто производят путем сравнения его с заменяемым базисным вариантом, в качестве которого берется применяемое или типовое решение, без предварительной его оптимизации для рассматриваемых конкретных условий и учета достигнутого уровня технического прогресса. Такое сравнение в общем случае не является корректным и может быть применено только при ориентировочных технико-экономических расчетах и одновременном рассмотрении нескольких возможных вариантов.

Так, для одной из часто встречающихся задач — выбора способа энергоснабжения: комбинированного от ТЭЦ или раздельного (электроснабжение от КЭС и теплоснабжение от районной котельной) — применяются два метода сравнения.

Первый метод «замещаемых установок» состоит в том, что приведенные затраты в конкурирующем с ТЭЦ раздельном варианте определяются суммой затрат на КЭС и РК, эквивалентных соответственно электрической и тепловой мощностям замещаемой ТЭЦ и выполненных при оптимальных как для КЭС, так и для РК условиях:

$$З_р = З_{КЭС} + З_{РК},$$

где $З_{КЭС}$ и $З_{РК}$ — приведенные затраты на КЭС и РК.

Оптимальные условия для КЭС отмечаются при применении агрегатов на максимальные для данной энергосистемы единичные мощности с оптимальными (как правило, сверхвысокими и закритическими) начальными параметрами пара; для РК — наиболее совершенных типов современного оборудования при оптимальной концентрации выработки тепла и централизации теплоснабжения от них.

Второй метод «замыкающих затрат» на энергию состоит в том, что приведенные затраты в конкурирующем с ТЭЦ раздельном варианте определяются по средним удельным приведенным (замыкающим) затратам на отпуск электрической и тепловой энергии в рассматриваемом районе:

$$З_р = z_э Э_{КЭС} + z_т Q_{РК},$$

где $z_э$ и $z_т$ — удельные замыкающие затраты на электрическую, руб/(кВт·ч), и тепловую, руб/ГДж (или руб/Гкал), энергию; $Э_{КЭС}$ и $Q_{РК}$ — годовой отпуск эквивалентных количеств электроэнергии, кВт·ч/год, и тепла ГДж/год (Гкал/год).

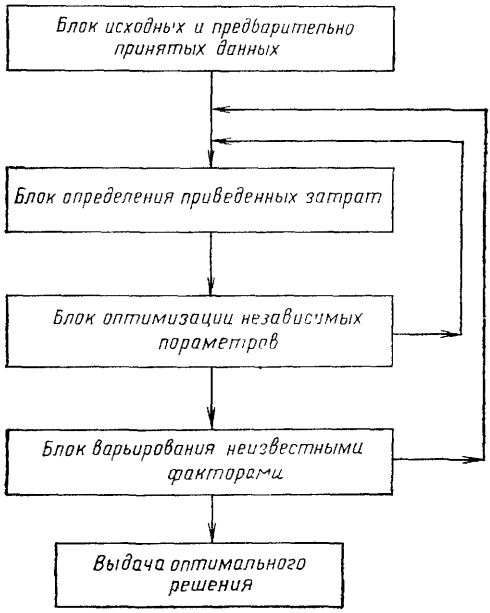


Рис 15 1 Простейшая блок-схема алгоритма программы по выбору оптимального решения

В удельных замыкающих затратах на энергию учитываются вид и стоимость замыкающего топлива, а также структура генерирующих мощностей в данном районе. В частности, значения $z_э$ определяются с учетом выработки электроэнергии как в базисных, так и пиковых электростанциях всех типов (КЭС, ГЭС, ТЭЦ, АЭС и др.), работающих в данной энергосистеме.

В результате получается, что при втором методе показатели раздельного варианта определяются при сложившейся в силу различных причин структуре энергоснабжения и, следовательно, результаты расчетов по рассмотренным методам будут различные

Так как результаты расчетов зависят от применяемого метода сравнения, то выбор метода должен быть предварительно обоснован для каждой задачи.

Результаты сравнения и как следствие области рационального применения различных решений в значительной степени зависят от принятых в расчете исходных данных: технических, экономических и др. При изменении исходных данных в каждом из вариантов изменяются оптимальные условия и значения отдельных составляющих приведенных затрат. Поэтому результаты, полученные для одних исходных данных, нельзя, как правило, использовать для других условий.

Пример 15.1. Определить целесообразность сооружения ТЭЦ с турбинами Т-100-130 для жилого района с расчетной тепловой нагрузкой $Q_р = 4000$ ГДж/ч при значениях замыкающих затрат. на топливо $z_{топл} = 50$ руб/т, электроэнергию $z_э = 28$ руб/МВт и тепло $z_т = 2{,}5$ руб/ГДж. Годовой график отпуска тепла в районе соответствует показанному на рис. 13.6, а число часов использования максимумов: тепловой нагрузки $n_и^т = 3400$ ч/год, электрической нагрузки $n_и^э = 6000$ ч/год

При расчете варианта ТЭЦ приняты следующие исходные данные: удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении (с учетом регенерации) $\bar{Э}_т = 120$ кВт$\times$ $\times$ч/ГДж (500 кВт·ч/Гкал); удельные расходы топлива на выработку электроэнергии по теплофикационному циклу $b_т^э = 160$ кг/(МВт·ч), и по конденсационному циклу $b_{т.к}^э = 360$ кг/(МВт·ч); на выработку тепла, отпускаемого из отборов турбин и пиковых водогрейных котлов $b_т^т = b_{п.к} = 40$ кг/ГДж, удельные капиталовложения в ТЭЦ $K_{уд}^{ТЭЦ} = 210$ руб/кВт; общая доля годовых отчислений от капиталовложений $f_{отч} = 0{,}1$ 1/год; штатный коэффициент $П = 0{,}7$ чел/МВт, средняя заработная плата обслуживающего персонала $b = 1500$ руб/год; отчисления от заработной платы $\varphi = 0{,}27$. Доля годового теплового графика, покрываемая из отборов турбин $\beta = 0{,}85$. Коэффициенты увеличения эквивалентной мощности КЭС $c_э = 0{,}08$ и уменьшения РК $c_т = 0{,}03$.

Длительность строительства ТЭЦ составляет 3 года, капиталовложения распределяются по годам равномерно, пуск в работу производится после полного окончания строительства.

Решение. Для покрытия тепловой нагрузки устанавливаем три турбины Т-100-130 с суммарной расчетной тепловой мощностью теплофикационных отборов примерно $Q_{отб} = 2000$ ГДж/ч и пиковые водогрейные котлы на $Q_{п.к} = 2000$ ГДж/ч При этом коэффициент теплофикации составит $\alpha_{ТЭЦ} = 0{,}5$, что соответствует оптимальным значениям для коммунальных ТЭЦ Расчет сводим в табл 15 4.

Таблица 154 **К ПРИМЕРУ РАСЧЕТА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЭЦ**

Величины	Формула и численные значения
Мощность ТЭЦ	$N_{\text{ТЭЦ}} = 3\,N_{\text{турб}} = 3 \cdot 100 = 300$ МВт
Мощность эквивалентной КЭС	$N_{\text{КЭС}} = N_{\text{ТЭЦ}}\,(1 + c_{\text{э}}) = 300\,(1 + 0{,}08) = 324$ МВт
Мощность эквивалентной РК	$Q_{\text{РК}} = Q_{\text{р}}\,(1 - c_{\text{т}}) = 4000\,(1 - 0{,}03) = 3860$ ГДж/ч
Годовая выработка электроэнергии на ТЭЦ	$\mathcal{Э}^{\text{год}}_{\text{ТЭЦ}} = N_{\text{ТЭЦ}}\,n^{\text{э}}_{\text{и}} = 300 \cdot 6000 = 1{,}8 \cdot 10^6$ МВт·ч/год
Годовая выработка электроэнергии на эквивалентной КЭС	$\mathcal{Э}^{\text{год}}_{\text{КЭС}} = N_{\text{КЭС}}\,n^{\text{э}}_{\text{и}} = 324 \cdot 6000 = 1{,}95 \cdot 10^6$ МВт·ч/год
Годовой отпуск тепла с ТЭЦ	$Q^{\text{год}}_{\text{ТЭЦ}} = Q_{\text{р}}\,n^{\text{т}}_{\text{н}} = 4000 \cdot 3400 = 13{,}6 \cdot 10^6$ ГДж/год
Годовой отпуск тепла из отборов турбин	$Q_{\text{отб}} = \beta \cdot Q^{\text{год}}_{\text{ТЭЦ}} = 0{,}85 \cdot 13{,}6 \cdot 10^6 = 11{,}56 \cdot 10^6$ ГДж/год
Годовой отпуск тепла из пиковых котлов	$Q_{\text{п.к}} = (1 - \beta)\,Q^{\text{год}}_{\text{ТЭЦ}} = (1 - 0{,}85)\,13{,}6 \times 10^6 = 2{,}04 \cdot 10^6$ ГДж/год
Годовой отпуск тепла из эквивалентной РК	$Q^{\text{год}}_{\text{РК}} = Q^{\text{э}}_{\text{РК}}\,n^{\text{т}}_{\text{и}} = 3860 \cdot 3400 = 13{,}2 \cdot 10^6$ ГДж/год
Выработка электроэнергии на ТЭЦ по теплофикационному циклу	$\mathcal{Э}_{\text{т}} = \bar{\mathcal{Э}}_{\text{т}}\,Q_{\text{отб}} = 120 \cdot 11{,}56 \cdot 10^6 = 1{,}39 \cdot 10^9$ кВт·ч/год $= 1{,}39 \cdot 10^6$ МВт·ч/год
Выработка электроэнергии на ТЭЦ по конденсационному циклу	$\mathcal{Э}_{\text{т.к}} = \mathcal{Э}^{\text{год}}_{\text{ТЭЦ}} - \mathcal{Э}_{\text{т}} = (1{,}8 - 1{,}39)\ 10^6 = 0{,}41 \cdot 10^6$ МВт·ч/год
Расход топлива на ТЭЦ	$B_{\text{ТЭЦ}} = b^{\text{э}}_{\text{т}}\,\mathcal{Э}_{\text{т}} + b^{\text{э}}_{\text{т.к}}\,\mathcal{Э}_{\text{т.к}} + b^{\text{т}}_{\text{т}}\,Q_{\text{отб}} + b_{\text{п.к}}\,Q_{\text{п.к}} = 160 \cdot 1{,}39 \cdot 10^6 + 360 \cdot 0{,}41 \cdot 10^6 + 40\,(11{,}56 + 2{,}04)\ 10^6 = 915 \cdot 10^6$ кг/год $= 915 \cdot 10^3$ т/год
Ежегодные издержки на топливо	$И_{\text{топл}} = z_{\text{топл}}\,B_{\text{ТЭЦ}} = 50 \cdot 915 \cdot 10^3 = 45{,}7 \cdot 10^6$ руб/год
Численность обслуживающего персонала на ТЭЦ	$A = П\,N_{\text{ТЭЦ}} = 0{,}7 \cdot 300 = 210$ чел
Стоимость обслуживания	$И_{\text{обс}} = A\,b\,(1 + \varphi) = 210 \cdot 1500\,(1 + 0{,}27) = 0{,}4 \cdot 10^6$ руб/год
Капиталовложения в ТЭЦ за весь период строительства	$K_{\text{ТЭЦ}} = K^{\text{ТЭЦ}}_{\text{уд}}\,N_{\text{ТЭЦ}} = 210 \cdot 300 \cdot 10^3 = 63 \cdot 10^6$ руб.
Капиталовложения, приведенные к моменту пуска ТЭЦ	$K_{\text{пр}} = \sum_{t}^{T} \frac{K_{\text{ТЭЦ}}}{T}\,(1 + E_{\text{н.п}})^{T-t} = 21 \cdot 10^6\,(1 + 0{,}08)^2 + 21 \cdot 10^6\,(1 + 0{,}08) + 21 \cdot 10^6 = 68{,}3 \cdot 10^6$ руб.
Годовая составляющая от капиталовложений с учетом отчислений	$S_{\text{ТЭЦ}} = (f_{\text{отч}} + E_{\text{н}})\,K_{\text{пр}} = (0{,}1 + 0{,}12)\ 68{,}3 \cdot 10^6 = 15 \cdot 10^6$ руб/год
Приведенные затраты при ТЭЦ	$З_{\text{ТЭЦ}} = S_{\text{ТЭЦ}} + И_{\text{топл}} + И_{\text{обс}} = (45{,}7 + 0{,}4 + 15)\ 10^6 = 61{,}1 \cdot 10^6$ руб/год
Приведенные затраты на эквивалентную КЭС	$З_{\text{КЭС}} = z_{\text{э}}\,\mathcal{Э}^{\text{год}}_{\text{КЭС}} = 28 \cdot 1{,}95 \cdot 10^6 = 54{,}5 \cdot 10^6$ руб/год
Приведенные затраты на эквивалентную РК	$З_{\text{РК}} = z_{\text{т}}\,Q^{\text{год}}_{\text{РК}} = 2{,}5 \cdot 13{,}2\ 10^6 = 33 \cdot 10^6$ руб/год
Экономия приведенных затрат в варианте с ТЭЦ	$\Delta\,\bar{З} = \frac{(З_{\text{КЭС}} + З_{\text{РК}}) - З_{\text{ТЭЦ}}}{(З_{\text{КЭС}} + З_{\text{РК}})}\ 100 = \frac{(54{,}5 + 33) - 61{,}1}{87{,}5}\ 100 = 30\%$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Богуславский Л. Д. Экономика теплогазоснабжения и вентиляции. М., Стройиздат, 1977.
Витальев В. П. Бесканальные прокладки тепловых сетей. М., Энергия, 1971.
Громов Н. К. Абонентские устройства водяных тепловых сетей. М., Энергия, 1979, 246 с.
Громов Н. К. Городские теплофикационные системы., М., Энергия, 1974.
Зиигер Н. М. Гидравлические и тепловые режимы теплофикационных систем. М., Энергия, 1977, 355 с.
Копьев С. Ф. Теплоснабжение. М., Стройиздат, 1953, 496 с.
Отопление и вентиляции. Учебник для вузов. В 2-х ч. Ч. I. Отопление/П. Н. Каменев, А. Н. Сканави, В. Н. Богословский и др. 3-е изд., перераб. и доп. М., Стройиздат, 1975, 483 с.
Отопление и вентиляция. Учебник для вузов. В 2-х ч. Ч. 2. Вентиляция/В. Н. Богословский, В. И. Новожилов, Б. Д. Симаков, В. П. Титов, Под ред. В. Н. Богословского. М., Стройиздат, 1976, 440 с.
Сазонов Б. В. Тепловые электрические станции. М., Энергия, 1974.
Сафоиов А. П. Автоматизация систем централизованного теплоснабжения. М., Энергия, 1974.
СНиП II-34-76. Горячее водоснабжение. М., Стройиздат, 1976. 28 с.
СНиП II-Л.1-71. Жилые здания. М., Стройиздат, 1971, 32 с.
СНиП II-33-75. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. М., Стройиздат, 1976, 111 с.
СНиП II-3-79. Строительная теплотехника. М., Стройиздат, 1979.
СНиП II-36-73. Тепловые сети. М., Стройиздат, 1974, 56 с.
Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. 4-е изд. М., Энергия, 1975, 376 с.
Соколов Е. Я., Громов Н. К., Сафоиов А. П. Эксплуатация тепловых сетей. М., Госэнергоиздат, 1955, 352 с.
Соловьев Ю. П. Проектирование теплоснабжающих установок промышленных предприятий. 2-е изд. М., Энергия, 1978, 192 с.
Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей/Под ред. А. А. Николаева. М., Стройиздат, 1965, 359 с
Теплофикация СССР. Сборник статей/Под ред. С. Я. Белинского, Н. К. Громова, М., Энергия, 1977.
Хлудов А. В. Горячее водоснабжение. 4-е изд. М., Стройиздат, 1957, 464 с.
Шубин Е. П. Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов. М., Энергия, 1979, 360 с.
Шубин Е П., Левин Б. И. Проектирование теплоподготовительных установок ТЭЦ и котельных М., Энергия. 1970, 494 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

При пользовании предметным указателем следует иметь в виду, что в рубриках, представляющих собой сочетание прилагательного и существительного, применена инверсия — существительное поставлено на первое место.

Б

Бак-аккумулятор 95—97
Блок-схема алгоритма программы 331, 332

В

Вложения капитальные 321—326
Водоподготовка для тепловых сетей и местных систем горячего водоснабжения 313—319
Водоподогреватели водоводяные 61, 62
— паровые 61—63
— пластинчатые 65
Выбор схем присоединения систем отопления зданий 215

Г

Гелиотеплоснабжение 290—292
График годовой расхода тепла 24
— интегральный потребления и подачи тепла 99
— пьезометрический 206
— температур отопительно-бытовой 115, 119, 123
— — повышенный 129, 136, 139, 143

Д

Деаэрация 313—315
— естественная 318

Ж

Жесткость воды 309, 310

З

Закон Пуассона 246
Затраты приведенные 319, 320
— удельные капитальные 321—326
Защита тепловых сетей от наружной коррозии 180—183
— теплопроводов от грунтовых и поверхностных вод и блуждающих токов 160

К

Камеры 161, 162
Каналы непроходные 160
— проходные 158—160
Компенсаторы линзовые 170, 172
— осевые 170—172
— радиальные 170, 172—175
Компенсация естественная 170, 172
Комплексы безразмерные 73, 75
Конденсатоотводчики 64
Коррозия внутренняя стальных трубопроводов и оборудования 310—312
Котельные 270, 281
— атомные 272, 287—290
— водогрейные 281—287
— пароводогрейные 284
— паровые 283, 284
Котлы водогрейные пиковые 281
Коэффициент гидравлического трения 70, 71, 186
— местных сопротивлений 70, 71, 186
— нагрева 76
— охлаждения 76
— смешения (подмешивания) 34, 57
— теплоотдачи конвекцией 69
— — от конденсирующегося пара 69
— теплопередачи 67
— теплофикации 304—306

М

Материалы и конструкции теплоизоляционные 167—169

Н

Накипь и шлам в системах теплоснабжения 309, 312, 313

О

Обработка воды магнитная 316, 317
— — силикатом натрия (силикатирование) 313, 315—316
— — сульфитом натрия (сульфитирование) 316
Опоры 175—180
— неподвижные 178—180
— подвижные 175—178
Отпуск с ТЭЦ горячей воды 274—276
— — — пара 278

П

Параметр потока отказов 245
— (характеристика) теплообменника 77, 78

Пересечение теплопроводов 156, 158—165
Подача тепла нормальная 39
— — связанная 37
Подогреватели емкостные 61
— скоростные 61
— теплофикационные пароводяные 277—281
Подпитка воды в тепловую сеть 276
Показатель надежности системы 249
Потери давления линейные 183, 191
— — местные 186, 191
— — удельные 185
— тепла удельные через наружные ограждения 10
Поток отказов 245
Прокладка бесканальная 160
— теплопроводов 156, 158—165
Профиль продольный 157

Р

Разрегулировка систем 226
Расход тепла годовой 16
— — на вентиляцию часовой 12
— — — горячее водоснабжение 14
— — — отопление часовой 9
— топлива на ТЭЦ 298—303
— — при раздельной выработке электрической энергии и тепла 295—298
Расходы эксплуатационные 321, 326—329
Расчет гидравлический 183
— — водяных сетей 192
— — конденсатопроводов 198
— — паропроводов 194
— — разветвленных тепловых сетей 192
— экономических диаметров теплопроводов 202
Реакторы атомные энергетические 289, 290
Регулирование отпуска тепла качественное 112, 114, 115
— — — количественное 112, 113
— по суммариому расходу тепла 128
Регуляторы автоматические непрямого действия 84
— — прямого действия 80—83
Режим гидравлический тепловых сетей 206
— подогревателей переменный 126
— — расчетный 124
Резервирование 253

С

Секционирование 253
Системы горячего водоснабжения тупиковые 91
— — — циркуляционные 91
— теплоснабжения двухтрубные водяные 31
— — закрытые 31, 39—44
— — однотрубные 38
— — открытые 32, 44—47
— — паровые 49
Сопротивление участка гидравлическое 185
Сопротивления термические 236
Схемы присоединения местных систем
— сбора конденсата 50, 51

Т

Таблица гидравлического расчета 187—190
— значений эквивалентных длин 191
Тепловыделения внутренние 12
Теплопроводы надземные 162
— подземные 158—162
Теплоэлектроцентраль (ТЭЦ) 270, 272—281
Требования к режиму давлений в тепловых сетях 206
Трубы и арматура 165—167
ТЭЦ атомные 272, 287—290

У

Узел водоразборный 93
Умягчение воды в катионитовых фильтрах 313, 314
Устойчивость гидравлическая 225
Устройства компенсационные 169—175
Устроиство подпиточное 210

Ф

Формула Альтшуля 184
— Блазиуса 183
— показателя надежности 252
— Шифринсона 183
— Форхгеймера 238

Э

Эквивалент среды тепловой 111
Экономия топлива при использовании геотермальных вод, избыточных вторичных энергоресурсов и солнечной энергии 306—308
— — — комбинированной выработке электрической энергии и тепла 303—306, 308
Элеватор 34, 54
Энергия геотермальная 270, 271, 284—287
Энергоресурсы вторичные 271, 283—287

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
Введение	4
Глава 1. **Определение расходов тепла**	8
§ 1. Классификация потребителей тепла и методы определения его расходов	8
§ 2. Расходы тепла жилыми зданиями	9
§ 3. Расходы тепла общественными зданиями	18
§ 4. Удельные (на одного жителя) расходы тепла жилыми и общественными зданиями и годовые графики	22
§ 5. Расходы тепла промышленными и сельскохозяйственными объектами	25
§ 6. Суммарные расходы тепла	27
Глава 2. **Системы теплоснабжения**	27
§ 7. Основные элементы системы теплоснабжения, теплоносители	27
§ 8. Водяные системы теплоснабжения	29
§ 9. Двухтрубные водяные системы теплоснабжения	31
§ 10 Однотрубные водяные системы теплоснабжения	48
§ 11. Паровые системы теплоснабжения	49
Глава 3. **Оборудование тепловых пунктов**	54
§ 12. Элеваторы и смесительные насосы	54
§ 13. Водоподогреватели	61
§ 14. Тепловой и гидравлический расчет теплообменных аппаратов	67
§ 15. Расчет переменных режимов теплообменных аппаратов	73
§ 16. Автоматические регуляторы	79
Глава 4. **Горячее водоснабжение**	88
§ 17. Общие положения	88
§ 18. Основные требования к качеству горячей воды	89
§ 19. Разновидности систем горячего водоснабжения	90
§ 20 Элементы оборудования систем горячего водоснабжения	97
§ 21. Расчет трубопроводов и подбор циркуляционного насоса	100
Глава 5. **Регулирование отпуска тепла и расчет абонентских вводов**	111
§ 22. Назначение регулирования и его виды	111
§ 23. Регулирование отпуска тепла на отопление в водяных системах теплоснабжения	113
§ 24. Отопительно-бытовой график температур сетевой воды в закрытых системах теплоснабжения. Расчет параллельной и смешанной схем абонентского ввода	122
§ 25. Регулирование по суммарному расходу тепла в закрытых системах теплоснабжения. Расчет последовательных схем абонентского ввода	128
§ 26. Регулирование отпуска тепла в открытых системах теплоснабжения и расчет абонентских вводов	138
§ 27. Регулирование отпуска тепла на отопление в паровых системах теплоснабжения	146

§ 28. Регулирование отпуска тепла на вентиляцию 147
Глава 6. **Схемы, конструкции и оборудование тепловых сетей** 151
§ 29. Схемы тепловых сетей 151
§ 30. Трасса и профиль тепловой сети . 155
§ 31. Конструкции тепловых сетей при различных видах их прокладки 158
§ 32. Элементы теплопроводов и их расчет 165
§ 33. Защита тепловых сетей от наружной коррозии 180
Глава 7. **Гидравлический расчет тепловых сетей** 183
§ 34. Расчет диаметров трубопроводов и гидравлических потерь в них 183
§ 35. Гидравлический расчет разветвленных водяных тепловых сетей 192
§ 36. Гидравлический расчет паропроводов 194
§ 37. Гидравлический расчет конденсатопроводов 198
§ 38. Расчет экономических диаметров теплопроводов по оптимальным потерям давления 202
Глава 8. **Гидравлические режимы тепловых сетей** 206
§ 39. Пьезометрические графики. Требования к режиму давлений 206
§ 40. Выбор схем присоединения систем отопления зданий при сложном рельефе местности 215
§ 41. Разработка пьезометрического графика при сложном рельефе местности и протяженных тепловых сетях 219
§ 42. Переменные гидравлические режимы закрытых систем теплоснабжения. Гидравлическая устойчивость 225
§ 43. Переменные гидравлические режимы открытых систем теплоснабжения . . . 226
Глава 9. **Тепловой расчет сети** . . . 236
§ 44 Расчет теплопотерь теплопроводами при надземной прокладке 236
§ 45. Расчет теплопотерь теплопроводами при бесканальной прокладке 237
§ 46 Расчет теплопотерь теплопроводами при прокладке в каналах 240
§ 47 Расчет падения температуры теплоносителя 242
Глава 10. **Надежность тепловых сетей** 243
§ 48. Основные понятия надежности теплоснабжения 243
§ 49. Надежность элементов тепловых сетей. Поток отказов 244
§ 50. Оценка качества функционирования теплоснабжающих сетей 247
§ 51. Показатели надежности тепловых сетей 249
§ 52. Расчет надежности тепловых сетей. Резервирование и секционирование . . 252
§ 53. Построение схем тепловых сетей с учетом надежности теплоснабжения . . 260
Глава 11. **Эксплуатация тепловых сетей** 263
§ 54 Задачи и структура эксплуатационной службы 263
§ 55. Обслуживание и ремонт тепловых сетей 265
§ 56. Диспетчерское управление и телемеханизация тепловых сетей 268
Глава 12. **Источники тепла** 270
§ 57. Основные виды энергии и источники тепла, используемые для теплоснабжения 270
§ 58. Тепловые паротурбинные ТЭЦ . . 272
§ 59. Типы и принципиальные схемы котельных 281
§ 60. Использование для теплоснабжения геотермальных вод и вторичных энергоресурсов 284
§ 61. Атомные ТЭЦ и атомные котельные 287
§ 62 Гелиотеплоснабжение и тепловые насосы 290
Глава 13. **Энергетическая эффективность источников тепла** 293
§ 63. Энергетические основы теплофикации 293
§ 64. Расход топлива при раздельной выработке электрической энергии и тепла 295
§ 65. Расход топлива на ТЭЦ 298
§ 66. Экономия топлива при комбинированной выработке электрической энергии и тепла 302
§ 67. Коэффициент теплофикации. Выбор основного оборудования ТЭЦ 304
§ 68. Экономия топлива при использовании геотермальных вод, избыточных вторичных энергоресурсов и солнечной энергии 305
Глава 14. **Обработка воды для тепловых сетей и систем горячего водоснабжения** 308
§ 69 Основные требования к качеству подпиточной воды тепловых сетей . . 308
§ 70. Способы борьбы с внутренней коррозией, шламом и накипью в системах теплоснабжения 310
§ 71. Водоподготовка для тепловых сетей и местных систем горячего водоснабжения 312
Глава 15. **Технико-экономический расчет систем теплоснабжения** 318
§ 72. Основные положения методики технико-экономических расчетов 318
§ 73. Капиталовложения в элементы и узлы и ежегодные отчисления от них . . 321
§ 74 Ежегодные эксплуатационные издержки 325
§ 75. Составление и решение уравнений при оптимизации и сравнении вариантов 329
Список литературы 334
Предметный указатель 334