

Проф. Е. Я. СОКОЛОВ

ТЕПЛОФИКАЦИЯ И ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ

ИЗДАНИЕ ТРЕТЬЕ, ПЕРЕРАБОТАННОЕ

*Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования РСФСР
в качестве учебника для энергетических
высших учебных заведений и факультетов*



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1963 ЛЕНИНГРАД

В книге изложены энергетические основы теплофикации, описаны системы теплоснабжения, даны теория и методика расчета тепловых сетей, рассмотрены методы регулирования отпуска тепла, приведены конструкции и методы расчета оборудования теплоподготовительных установок, тепловых сетей и абонентских вводов, даны основные сведения по методике технико-экономических расчетов и по организации эксплуатации тепловых сетей.

В приложении помещен справочный материал, необходимый при проектировании и эксплуатации тепловых сетей.

Книга предназначена для студентов энергетических высших учебных заведений и факультетов. Она также может служить пособием для инженеров, проектирующих и эксплуатирующих теплофикационные установки и тепловые сети.

Соколов Ефим Иосифович

Теплофикация и тепловые сети

М. — Л., Госэнергоиздат, 1963. 360 с. с черт.

Редактор А. П. Садонов

Техн. редактор Н. А. Бульбаев

Сдано в набор 16/VII 1963 г.

Подписано к печати 30/X 1963 г.

Т-13956

Бумага 70×108¹/₁₆

30,82 п. л.

Уч.-изд. л. 34,8

Тираж 18 000 экз.

Цена 1 р. 32 к.

Заказ 491

Типография № 1 Госэнергоиздата. Москва, Шлюзовая наб., 10.

Отпечатано в типографии Госхимиздата, Москва, Угрешская, 12. Заказ 1372

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	5	4-9. Режим отбора и система регулирования	126
Введение	7	4-10. Совместная работа ТЭЦ и пиковых котельных	129
Глава первая. Энергетическая эффективность теплофикации	16	Глава пятая. Гидравлический расчет тепловых сетей	134
1-1. Метод оценки эффективности теплофикации	16	5-1. Задача гидравлического расчета	134
1-2. Определение расхода топлива на комбинированную выработку	17	5-2. Схемы и конфигурации тепловых сетей	135
1-3. Определение расхода топлива на раздельную выработку	21	5-3. Основные расчетные зависимости	137
1-4. Сравнение расходов топлива на ТЭЦ и конденсационных тепловых электростанциях	23	5-4. Порядок гидравлического расчета	145
1-5. Определение абсолютной экономии топлива при теплофикации	26	5-5. Пьезометрический график	149
1-6. Определение удельной экономии топлива при теплофикации	26	5-6. Методика расчета разветвленных тепловых сетей	154
1-7. Определение удельного расхода топлива в газотурбинных установках	30	5-7. Выбор расчетных расходов воды	158
Глава вторая. Тепловое потребление	32	5-8. Определение параметров сетевых, подпиточных и конденсатных насосов	159
2-1. Классификация тепловой нагрузки	32	5-9. Расчет длинных транзитных паропроводов	160
2-2. Сезонная нагрузка	33	5-10. Расчет паропроводов — спутников	161
2-3. Круглогодовая нагрузка	41	Глава шестая. Гидравлический режим тепловых сетей	161
2-4. Годовые графики нагрузки	43	6-1. Гидравлическая характеристика системы	161
2-5. Тепловые карты	47	6-2. Расчет гидравлического режима закрытых систем теплоснабжения	165
Глава третья. Системы теплоснабжения	50	6-3. Гидравлическая характеристика регулирующих органов	170
3-1. Тепловые схемы ТЭЦ	50	6-4. Гидравлическая устойчивость	171
3-2. Водяные системы	55	6-5. Расчет гидравлического режима открытых систем теплоснабжения	175
3-3. Паровые системы	72	6-6. Гидравлический режим тепловых сетей с насосными подстанциями	179
3-4. Выбор теплоносителя и системы теплоснабжения	77	6-7. Расчет потокораспределения в кольцевых сетях и в сетях, питаемых от нескольких источников	182
Глава четвертая. Режим отпуска тепла	79	Глава седьмая. Теплофикационное оборудование ТЭЦ	185
4-1. Условные обозначения	79	7-1. Типы установок	185
4-2. Системы регулирования	80	7-2. Пароводяные подогревательные установки	186
4-3. Тепловые характеристики теплообменных аппаратов	85	7-3. Водоподготовка для тепловых сетей	197
4-4. Качественное регулирование	93		
4-5. Количественное регулирование	96		
4-6. Качественно-количественное регулирование	97		
4-7. Регулирование разнородной нагрузки	102		
4-8. Выбор системы центрального регулирования отпуска тепла	126		

7-4. Паропреобразовательные установки	205
7-5. Термокомпрессоры	206
7-6. Автоматизация теплофикационных установок ТЭЦ	215

Глава восьмая. Оборудование абонентских вводов

8-1. Типы установок	222
8-2. Конденсатосборные установки	222
8-3. Определение расчетных расходов воды для абонентских вводов	226
8-4. Абонентские водоводяные подогревательные установки	230
8-5. Проверочный расчет теплового баланса отопительных установок	235
8-6. Смесительные узлы	236
8-7. Аккумуляторные установки	241
8-8. Защита от коррозии, шлама и накипи местных систем горячего водоснабжения	247
8-9. Автоматизация абонентских вводов	249

Глава девятая. Оборудование тепловых сетей

9-1. Трасса и профиль теплопроводов	254
9-2. Строительные конструкции теплопроводов и типы прокладок	255
9-3. Теплоизоляционные материалы и конструкции	267
9-4. Трубы и их соединения	272
9-5. Опоры	278
9-6. Компенсация температурных деформаций	286

Глава десятая. Тепловой расчет

10-1. Основные расчетные зависимости	296
10-2. Методика теплового расчета	301
10-3. Теплопотери и коэффициент эффективности теплоизоляции	304
10-4. Падение температуры теплоносителя и выпадение конденсата	305
10-5. Выбор толщины теплоизоляционного слоя	306

Глава одиннадцатая. Эксплуатация тепловых сетей

11-1. Организация эксплуатации	307
11-2. Режим работы и регулирование системы	308
11-3. Методы обнаружения и ликвидации аварий	310
11-4. Борьба с коррозией	312

Глава двенадцатая. Техничко-экономический расчет систем теплоснабжения

12-1. Методика технико-экономических расчетов	315
12-2. Начальные вложения в энергогенерирующие установки и ежегодные отчисления от них	317
12-3. Расход и стоимость топлива. Начальные вложения в топливную базу и транспорт топлива	319
12-4. Дополнительные начальные вложения в электрические сети и ежегодные отчисления	321
12-5. Начальные вложения в тепловые сети и ежегодные отчисления от них	321
12-6. Начальные вложения в абонентские установки и ежегодные отчисления	325
12-7. Стоимость перекачки теплоносителя	325
12-8. Стоимость тепловых потерь	326
12-9. Стоимость обслуживания	327
12-10. Сравнение систем теплоснабжения	328
12-11. Выбор оптимального давления пара в отборе турбины	329
12-12. Выбор оптимального графика температур для тепловой сети	329
12-13. Выбор экономического удельного падения давления в сети	330
12-14. Расчет экономической толщины тепловой изоляции	332

Приложения

Литература	354
Алфавитный указатель	358

ПРЕДИСЛОВИЕ

Первое издание этой книги как учебника для втузов под названием «Тепловые сети» вышло в 1948, второе издание — в 1956 г.

За период, прошедший после выхода в свет второго издания, произошло значительное развитие техники теплофикации и тепловых сетей. Резко выросли масштабы теплофикации. Значительно повысились мощность теплоэлектроцентралей и единичная мощность теплофикационных агрегатов. Широким фронтом вводятся в работу мощные ТЭЦ с высокими начальными параметрами пара. Введены в опытную эксплуатацию первые газотурбинные теплофикационные установки. В системах теплофикации и централизованного теплоснабжения находят значительное применение мощные пиковые водогрейные котлы.

Получила практическое использование параллельная работа нескольких источников теплоснабжения на общие тепловые сети.

Развивается строительство тепловых сетей. Растет радиус действия сетей. В крупных городах возникают кольцевые сети.

За последнее десятилетие выросла доля тепловой нагрузки, покрываемая водой в качестве теплоносителя. В городах, а также во многих промышленных районах повысилась доля нагрузки горячего водоснабжения в суммарной тепловой нагрузке ТЭЦ. Это вызывает необходимость модернизации и дальнейшего развития систем теплоснабжения, методов регулирования отпуска тепла, принципов автоматизации и методов расчета

тепловых сетей и абонентских вводов. Непрерывно осуществляется прогресс в конструировании и сооружении тепловых сетей, в первую очередь — в направлении снижения расхода металла, индустриализации и механизации строительно-монтажных работ на трассе.

Значительную актуальность получают вопросы технико-экономического сравнения и оценки систем теплоснабжения в связи с непрерывным совершенствованием КЭС, ТЭЦ и районных котельных и улучшением их технико-экономических показателей.

При подготовке третьего издания необходимо было, придерживаясь общей программы курса и не увеличивая заметно объема книги, правильно отразить в ней современный уровень науки и техники теплофикации и тепловых сетей и основные задачи дальнейшего их развития.

Третье издание книги выходит под названием «Теплофикация и тепловые сети» в соответствии с названием программы стабильного курса, читаемого в энергетических институтах и на энергетических факультетах политехнических институтов.

В третьем издании по методическим мотивам несколько модернизирована общая архитектура книги путем перестановки некоторых глав, а также некоторого перераспределения материала между главами. Во все главы введены примеры, иллюстрирующие основные расчетные методы.

Большинство глав переработано. В частности, внесены следующие существенные добавления и

изменения в содержание и методику изложения отдельных глав.

В главе «Энергетическая эффективность теплофикации» дан приближенный метод определения величины комбинированной выработки электроэнергии на базе регенеративного подогрева конденсата.

В этой же главе приведена методика расчета энергетической эффективности газотурбинных теплофикационных установок.

В главе «Тепловое потребление» показана зависимость отопительной характеристики зданий от строительных, геометрических и климатических факторов.

В главе «Системы теплоснабжения» приведен подробный анализ двухтрубных и однострунных водяных тепловых сетей.

Существенно переработана глава «Режим отпуска тепла». Теоретические основы этой главы построены на базе уравнения характеристики теплообменных аппаратов. В этой главе рассмотрены также схемы и режимы совместной работы ТЭЦ и пиковых котельных.

В главе «Гидравлический расчет тепловых сетей» уточнено расчетное уравнение для шероховатых труб, дан метод определения расчетного расхода воды в сети в зависимости от характера тепловой нагрузки, системы теплоснабжения и схемы абонентских вводов.

В главе «Гидравлический режим сетей» приведен расчет гидравлического режима открытых сетей и расчет потокораспределения в кольцевых сетях и сетях, питаемых от нескольких источников.

В главе «Теплофикационное оборудование ТЭЦ» более подробно изложены вопросы водоподготовки для тепловых сетей.

Существенно переработан и дополнен материал, связанный с главой «Оборудование абонентских вводов». Рассмотрены вопросы совместной работы абонентских конденсатных насосов на общий конденсатопровод. Рассмотрены методы защиты от коррозии местных установок горячего водоснабжения. Даны методы расчета основного оборудования абонентских вводов.

В главе «Оборудование тепловых сетей» отражен опыт последних лет в области строительства и эксплуатации подземных теплопроводов, улучшения теплоизоляционных конструкций и механизации строительства. Механический расчет сетей приведен в соответствие с энергетической теорией прочности.

В главе «Тепловой расчет» уточнен метод расчета температуры пара по длине паропровода.

В главе «Эксплуатация тепловых сетей» введено понятие об эквивалентной наружной температуре.

Значительной доработке подверглась глава «Технико-экономический расчет систем теплоснабжения».

Глава построена на базе метода нормативного срока окупаемости дополнительных капиталовложений. Уточнены исходные удельные технико-экономические показатели. Приведен метод технико-экономического сравнения комбинированной и раздельной систем теплоэнергоснабжения.

За весьма ценные советы и замечания по рукописи автор выражает сердечную благодарность доценту, канд. техн. наук В. Б. Пакшверу и коллективу кафедры «Теплофикации и гидроэнергетики» Ивановского энергетического института в лице проф. П. В. Трошина, доц. Б. Г. Борисова, доц. В. Н. Ерофеева и инж. М. П. Федотова.

Особую благодарность автор выражает доценту, канд. техн. наук А. П. Сафонову за большой труд по редактированию книги.

В связи с введением с 1963 г. в СССР в качестве предпочтительной Международной системы единиц СИ (SI) в книге все основные расчетные выражения приведены в двух системах единиц — в системе МКГСС (метр, килограмм-сила, секунда), и Международной системе СИ. В приложении приведены основные и производные единицы системы СИ, основные соотношения между единицами системы МКГСС и тепловыми единицами, основанными на калории, и единицами системы СИ.

Автор

ВВЕДЕНИЕ

Программа Коммунистической партии Советского Союза, принятая XXII съездом партии, предусматривает в течение ближайших 20 лет (с 1961 по 1980 гг.) создание в СССР материально-технической базы коммунизма и превращение промышленности СССР в технически самую совершенную и мощную промышленность мира.

Электрификация СССР, являющаяся стержнем строительства экономики коммунистического общества, будет развиваться опережающими темпами.

Намечено с 1961 по 1970 гг. увеличить электровооруженность труда почти в 3 раза; широко развернуть на базе дешевой электроэнергии электроемкие производства; осуществить массовую электрификацию транспорта, сельского хозяйства, быта городского и сельского населения. К 1980 г. будет в основном завершена электрификация всей страны. Годовое производство электроэнергии должно быть доведено в 1970 г. до 900—1 000 млрд. кВт·ч, а в 1980 г. до 2 700—3 000 млрд. кВт·ч.

Осуществляемый в настоящее время семилетний план развития народного хозяйства, рассчитанный на период 1959—1965 гг., представляющий собой ближайший этап реализации Программы КПСС, предусматривает в качестве главного направления в области электроэнергетики строительство тепловых электростанций на базе дешевых углей, природного газа и мазута, ускоренное развитие электросетей и последовательное осуществление работ по

созданию единой энергетической системы СССР. В 1965 г. выработка электроэнергии в СССР превысит 500 млрд. кВт·ч.

Электрификация в СССР развивается комплексно. Одним из ее важных направлений является теплофикация, т. е. централизованное теплоснабжение на базе комбинированной выработки тепла и электрической энергии.

Теплофикация существенно улучшает использование топлива на тепловых электростанциях вследствие объединения процесса выработки электрической энергии с получением тепла для централизованного теплоснабжения и приводит к заметному удешевлению теплоснабжения благодаря правильной организации режима теплоснабжения и значительному сокращению обслуживающего персонала. При теплофикации источником теплоснабжения является теплоэлектротростраль (ТЭЦ), на которой комбинированным методом производится выработка тепла и электрической энергии.

При комбинированной выработке удельный расход топлива на получение электрической энергии получается примерно вдвое меньше, чем на современных конденсационных тепловых электростанциях.

Государственный план электрификации России — ГОЭЛРО, разработанный по инициативе В. И. Ленина и одобренный VIII Всероссийским съездом Советов в декабре 1920 г., исходил из необходимости электрификации всей страны с целью бесперебойного развития ее производительных сил,

обеспечивающих материально-техническую базу построения социалистического общества.

В ГОЭЛРО отмечалась важность развития принципов комбинирования на базе совместного производства электроэнергии и тепла, а также применения энерготехнологического комбинирования в промышленности.

Советская теплофикация является широким развитием и реализацией идеи комбинированного производства тепла и электрической энергии, заложенной в плане ГОЭЛРО. Выступая в январе 1930 г. на Первом Всесоюзном съезде по теплофикации, руководитель Комиссии, разработавшей план ГОЭЛРО, академик Г. М. Кржижановский сказал: «Нельзя отделять электрификацию от теплофикации. Это два великих крыла, у которых каждому свое, которые объединяются в одном общем учении об энергификации нашего хозяйства, такой энергификации, которая является основной строительной базой всего нашего народнохозяйственного плана» [Л. 177].

Органическая связь теплофикации с электрификацией остается неизбежной и на современном этапе развития энергетики.

При теплофикации реализуются два основных принципа рационального энергоснабжения:

а) комбинированное производство тепла и электрической энергии, осуществляемое на теплоэлектроцентрали;

б) централизация теплоснабжения, т. е. подача тепла от одного источника многочисленным тепловым потребителям.

Первый принцип — комбинированное производство тепла и электрической энергии является специфической особенностью теплофикации. Второй принцип — централизация теплоснабжения не является специфической особенностью теплофикации. Централизация теплоснабжения может быть осуществлена не только при подаче тепла от ТЭЦ, но и при подаче тепла от других источников, например круп-

ных котельных или промышленных теплоутилизационных установок.

Выбор рациональной степени централизации теплоснабжения, т. е. числа источников теплоснабжения для удовлетворения тепловой нагрузки района, зависит от ряда экономических и местных условий. С повышением степени централизации, т. е. уменьшением числа источников теплоснабжения, как правило, повышается экономичность выработки тепла и снижаются начальные затраты и расходы по эксплуатации источников теплоснабжения, но одновременно увеличиваются начальные затраты на сооружение тепловых сетей и эксплуатационные расходы по транспорту тепла.

Экономически централизация теплоснабжения в промышленности всегда рациональна в пределах предприятия, а также в большинстве случаев в пределах группы близлежащих предприятий.

При плотной застройке централизация городского теплоснабжения также всегда целесообразна в пределах данного района, а во многих случаях — в пределах города.

Для экономического оправдания теплофикации необходима, как правило, определенная степень концентрации тепловой нагрузки, позволяющая сооружать ТЭЦ повышенной электрической мощности.

С повышением степени централизации теплоснабжения, как правило, улучшаются санитарные условия городов и промышленных районов, благодаря концентрации топливосжигания в небольшом количестве пунктов, размещаемых при сернистых и многозольных топливах на значительном расстоянии от жилых кварталов и промышленных цехов. Кроме того, в мощных котельных ТЭЦ или крупных районных котельных могут быть рационально использованы современные методы газо- и золоочистки, которые по техническим и экономическим условиям трудно применить в мелких котельных.

Централизация теплоснабжения значительно облегчает использова-

ние низкосортного местного топлива, сжигание которого в мелких котельных затруднено.

При централизации теплоснабжения от котельных не осуществляется комбинированная выработка электрической энергии на базе теплового потребления, поэтому суммарный расход топлива на удовлетворение теплового и электрического потребления получается больше, чем при теплофикации.

Теплофикация является высшей формой централизации теплоснабжения и наиболее рациональным методом использования топливных ресурсов страны для теплоэнергоснабжения.

В условиях планового хозяйства СССР теплофикация является одним из методов улучшения топливно-энергетического баланса, поскольку на базе развивающегося теплового потребления вырабатывается комбинированным методом значительная доля всей потребности страны в электрической энергии.

Возникновение идеи централизованного теплоснабжения относится к 80-м годам прошлого столетия. В 1877 г. в г. Локпорте в США была сооружена первая установка для централизованного теплоснабжения. Однако в США в течение длительного периода (около 60 лет) централизованное теплоснабжение городов не связывалось с организацией комбинированной выработки тепла и электрической энергии. В большинстве случаев централизованное теплоснабжение городов осуществлялось там от центральных котельных. В некоторых из этих котельных были установлены машины с противодавлением, которые использовались главным образом для собственных нужд и не имели практического значения с точки зрения электроснабжения городов.

Первые районные теплофикационные установки в Европе возникли в начале XX в. В 1908 г. была пущена в работу первая районная теплофикационная установка в Дрездене (Германия). Вслед за ней возникли теплофикационные установки как в других городах Германии, так и в других европейских странах. Однако и эти установки в течение длительного периода ограничивались весьма небольшими электрическими мощностями, не имевшими сколько-нибудь серьезного значения с точки зрения электроснабжения этих городов.

Только незадолго до начала второй мировой войны и особенно в послевоенный период в США и других капиталистических странах начали уделять значительное внимание теплофикации.

В частящее время в США работает ряд мощных городских (Нью-Йорк, Милвоки, Лачсинг и др.) и промышленных (Астория, Тичден и др.) теплоэлектроцентралей.

Теплофикационные установки сооружены в Дании (Копенгаген), Франции (Париж), ФРГ и других странах.

История советской теплофикации неразрывно связана с общим развитием советской энергетики.

До революции в России теплофикации в современном понимании не было. Имелось несколько фабрично-заводских теплосиловых установок, в которых отработавший пар использовался для теплоснабжения, как, например, Трехгорная мануфактура, фабрика Циндель (ныне Ситиенабинная фабрика № 1) и др., но в этих установках теплоснабжение ограничивалось только потребностью самих предприятий, не охватывало близлежащие жилые районы и соседние предприятия, поэтому они не могут рассматриваться как районные теплофикационные установки.

Прогрессивными русскими учеными делались и до Великой Октябрьской социалистической революции попытки осуществления теплофикационных установок не только для теплоснабжения промышленных предприятий, но и для теплоснабжения жилых и общественных зданий. Однако эти установки также ограничивались пределами одного владения и в условиях царской России не могли превратиться в установки районного теплоснабжения [Л. 163].

Использование всех преимуществ теплофикации возможно лишь при концентрации тепловой нагрузки и при сочетании планов развития теплоэлектроцентралей и тепловых сетей с ростом теплового потребления, что под силу только плановому социалистическому хозяйству.

Днем рождения советской теплофикации считается 25 ноября 1924 г. В этот день в Ленинграде был включен в работу первый теплопровод общего пользования, сооруженный по проекту и под руководством пионеров советской теплофикации инж. Л. Л. Гинтера и проф. В. В. Дмитриева. По первому теплопроводу общего пользования было подано тепло от ленинградской электростанции № 3 (ныне ТЭЦ имени Л. Л. Гинтера) первым тепловым потребителям (дом № 96 по Фонтанке, Казачьи бани, больница имени Нечаева и др.).

Вслед за Ленинградом началась теплофикация Москвы. Инициатором теплофикации Москвы был Всесоюзный теплотехнический институт. В 1928 г. был проложен в Москве первый теплопровод об-

щего пользования от экспериментальной ТЭЦ ВТИ к заводам «Динамо», и др. и началось теплоснабжение потребителей отработавшим паром.

Пуск первых теплофикационных установок в Ленинграде и Москве явился стимулом для развития теплофикации в Ростове, Харькове, Киеве, Ярославле, Иванове, Самаре, Казани и во многих других городах СССР. В период с 1924 по 1930 гг. теплофикация в СССР развивалась главным образом по инициативе отдельных передовых энергетиков. Отсутствовал перспективный план строительства теплоэлектроцентралей и тепловых сетей.

Для этого периода характерно проектирование и сооружение небольших промышленных станций, рассчитанных в основном на обслуживание какого-либо предприятия и прилегающего поселка без сколько-нибудь широкого учета соседних потребителей тепла.

Широкое развитие советской теплофикации началось в 1931 г. после постановления июньского Пленума ЦК ВКП(б) (июнь 1931 г.), открывшего новую эпоху в этой области энергетики. В решениях июньского Пленума ЦК указывалось:

«ЦК считает, что в дальнейшем плане электрификации страны должна быть во всем объеме учтена задача развернутого строительства мощных теплоэлектроцентралей в первую очередь в крупных индустриальных центрах как старых (Москва, Ленинград, Харьков и др.), так и новых (Челябинск, Сталинград и др.). Пленум ЦК предлагает ВСНХ разработать план строительства мощных теплоэлектроцентралей и форсировать практическое разрешение проблемы теплофикации».

После июньского Пленума ЦК наряду с дальнейшим строительством ТЭЦ небольшой и средней мощности при отдельных промышленных предприятиях и в небольших городах началось строительство мощных теплоэлектроцентралей (100—200 Мвт) для районного теплоснабжения в крупных городах и

при вновь создаваемых крупных промышленных комбинатах.

За 17 лет, прошедших от пуска в работу первой советской теплофикационной установки до начала Великой Отечественной войны, советская теплофикация добилась крупных успехов. Теплоэлектроцентрали и тепловые сети были сооружены в большинстве старых городов и, как правило, во всех новых городах и промышленных районах.

На рис. 0-1 приведены некоторые данные, характеризующие развитие теплофикации с момента ее зарождения до настоящего времени и показаны перспективы ее развития до конца текущего семилетия (1965 г.) [Л. 41, 95, 111, 163, 167].

В 1940 г. отпуск тепла от ТЭЦ превысил 25 млн. Гкал, мощность действующих ТЭЦ достигла 2 млн. квт, протяженность тепловых сетей 650 км, а годовая экономия топлива составила около 2,5 млн. т у. т. По мощности действующих установок, величине комбинированной выработки тепла и электрической энергии и протяженности тепловых сетей наша страна превосходила все страны Западной Европы, вместе взятые.

Немецко-фашистские захватчики, оккупировавшие в первый период Великой Отечественной войны значительную территорию Советского Союза, нанесли огромный вред теплофикации. Теплофикационные установки, находившиеся на оккупированной территории, были выведены из строя. Оккупантами были разрушены мощные теплоэлектроцентрали в Харькове, Киеве, Донбассе, Ростовской области, Подмосковном бассейне, Волгограде и много промышленных и коммунальных теплофикационных установок в других городах.

Большой ущерб теплофикации был нанесен не только в результате повреждений, связанных с военными действиями и преднамеренным выводом оккупантами оборудования из строя, но и в результате холодной консервации оборудования в прифронтовых районах и в городах, подвергавшихся блокаде.

Великая Отечественная война явилась серьезной проверкой для всего энергетического хозяйства страны, в том числе и для советской теплофикации. Несмотря на исключительно тяжелые условия, мощность теплофикационных установок СССР за годы Великой Отечественной войны не уменьшилась благодаря демонтажу и перебазировке значительной части станционного оборудования из прифронтовой полосы на Восток, развернутому строительству теплофикации в военные годы на Урале, в Сибири и на Волге и быстрому восстановлению теплофикационных установок после изгнания немецких захватчиков.

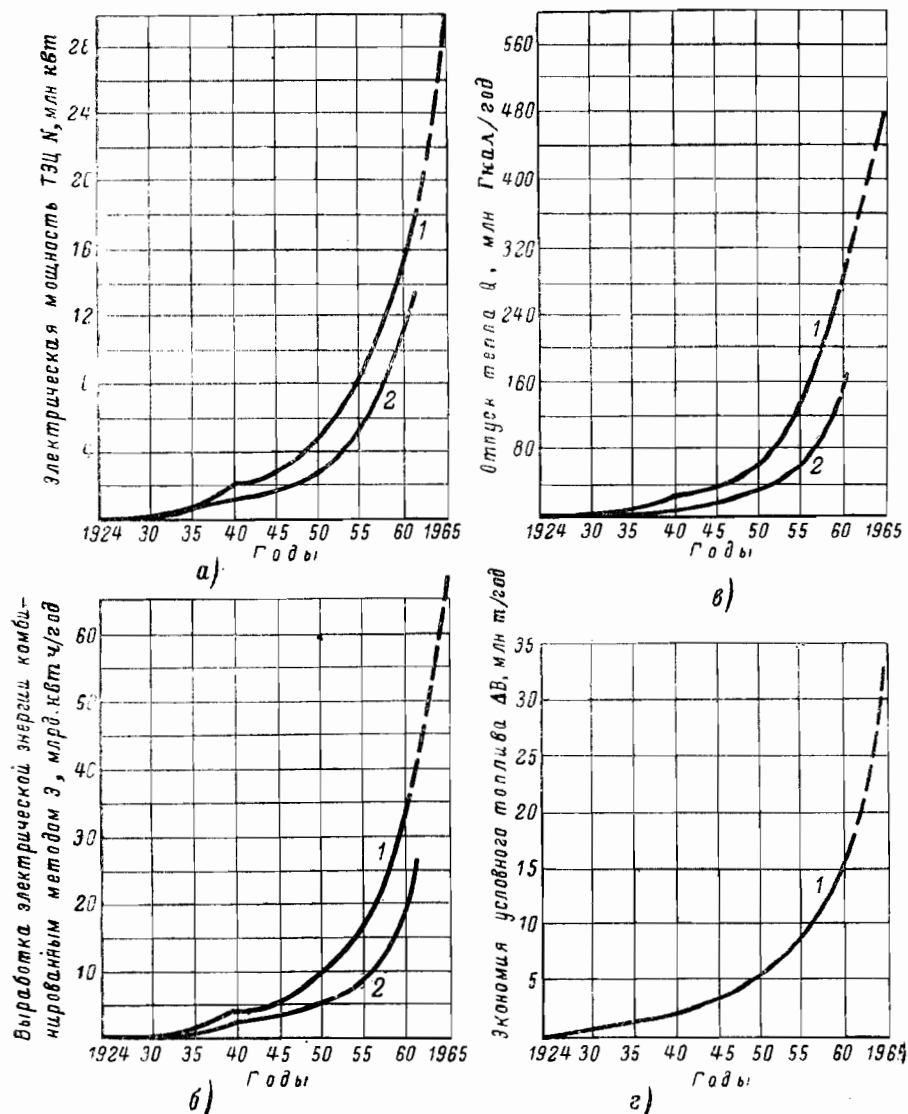


Рис. 0-1. Развитие теплофикации в СССР.

1 — всего (пунктиром ориентировочные данные); 2 — станции общего пользования; а — электрическая мощность ТЭЦ; б — выработка электрической энергии комбинированным методом; в — отпуск тепла; г — экономия условного топлива.

В трудных условиях военного времени при недостатке топлива и материалов теплоэлектроцентрали и тепловые сети выполнили свои обязательства перед промышленностью, значительно увеличив отпуск тепла за годы войны, и бесперебойно снабжали теплом население городов и промышленных районов. Строительство тепловых сетей в годы Великой Отечественной войны не прекращалось, хотя производилось оно в крайне ограниченных размерах из-за острого дефицита в стальных трубах. Ускоренными темпами проводились работы по ремонту и восстановлению поврежденных сетей.

Особенно высокое развитие получила теплофикация в послевоенные годы. В 1958 г., т. е. к началу текущего семилетия, годовой отпуск тепла от ТЭЦ составил

225 млн. Гкал, т. е. превысил довоенный отпуск в 9 раз; мощность действующих ТЭЦ составила 14 млн. кВт, т. е. превысила довоенную мощность в 7 раз; длина магистральных тепловых сетей составила 2800 км, т. е. превысила довоенную в 4,3 раза, и годовая экономия условного топлива составила около 12 млн. т, т. е. превысила довоенную в 4,8 раза.

Особенно высок темп развития теплофикации в последние годы. По основным показателям: годовому отпуску тепла, установленной мощности теплофикационных турбин, комбинированной выработке

электрической энергии на базе теплового потребления теплофикация СССР выросла за период 1950—1958 гг. в 3—4 раза и за 4 года текущего семилетия с 1959 по 1962 г. еще в 1,7 раза.

В 1962 г. отпуск тепла от ТЭЦ составил около 340 млн. Гкал, из них от станций общего пользования около 190 млн. Гкал; мощность теплофикационных турбин была равна 22 млн. кВт, из них на станциях общего пользования около 16 млн. кВт; комбинированная выработка электрической энергии на базе внешнего теплового потребления составила 48 млрд. кВт·ч, в том числе на станциях общего пользования около 29 млрд. кВт·ч.

Намечается довести к 1965 г.: отпуск тепла от ТЭЦ до 480 млн. Гкал, электрическую мощность теплофикационных турбин на ТЭЦ до 30 млн. кВт и комбинированную выработку электрической энергии на базе теплового потребления до 75 млрд. кВт·ч.

По пути Советского Союза идут страны народной демократии. За послевоенный период мощные теплоэлектроцентрали сооружены в Польской Народной Республике, Румынской Народной Республике, Германской Демократической Республике, Болгарской Народной Республике, Венгерской Народной Республике, Чехословацкой Социалистической Республике и других странах [Л. 14]. В большинстве этих стран (кроме ГДР и Чехословакии) до прихода к власти народной демократии теплофикации не было.

Несмотря на общие значительные успехи, в развитии советской теплофикации имеются также серьезные недостатки. Одним из существенных пробелов современного состояния теплофикации является недостаточное использование тепловых отборов теплофикационных турбин, вызываемое в большинстве случаев низкими темпами сооружения тепловых сетей. Полному использованию отборов препятствует в ряде случаев недостаточная мощность котлов для покрытия пиковой сезонной тепловой нагрузки, а так-

же несвоевременная готовность вновь сооружаемых абонентских установок.

В 1962 г. установленная мощность теплофикационных турбин была равна 22 млн. кВт, а выработка электроэнергии комбинированным методом составила около 48 млрд. кВт·ч, таким образом работа теплофикационных турбин по чисто тепловому режиму составила в среднем только 2 200 ч/год.

Для успешного развития теплофикации необходимо комплексное решение проблемы тепло- и электроснабжения городов и районов. Под этим углом зрения должен производиться выбор типа и мощности источников тепло- и электроснабжения и режима их совместной работы.

Для повышения экономичности теплофикации имеет решающее значение увеличение доли электрической выработки на ТЭЦ по комбинированному методу. Необходимо полнее загрузить тепловые отборы теплофикационных турбин и ограничить выработку на ТЭЦ электрической энергии конденсационным методом.

Советский Союз является первой страной в мире, где развитие теплофикации поставлено на плановой и научной базе, поэтому основные технические вопросы теплофикации получили в СССР принципиально иное решение, чем в Западной Европе и США. Советская теплофикация базируется на районные теплоэлектроцентрали, от которых тепло отпускается как промышленным предприятиям, так и расположенным поблизости городам и населенным пунктам.

Для удовлетворения отопительно-вентиляционной и бытовой нагрузки жилых и общественных зданий, а также промышленных предприятий в качестве теплоносителя для тепловых сетей используется главным образом вода. В настоящее время Советский Союз обладает самыми крупными водяными сетями в мире. Применение воды в качестве теплоносителя позволяет использовать для теплоснабжения

отработавший пар низкого давления из отборов теплофикационных турбин. Использование отработавшего пара низкого давления повышает эффективность теплофикации благодаря увеличению выработки электрической энергии на базе теплового потребления.

Тепловая экономичность ТЭЦ улучшается при повышении начальных параметров, снижении давления пара в отборах турбин, применении многоступенчатого подогрева сетевой воды, увеличении числа часов использования тепловой мощности отборов и ограничении величины так называемой «привязанной» конденсационной мощности теплофикационных турбин.

Для уменьшения выработки на ТЭЦ электрической энергии по конденсационному режиму в последние годы для покрытия круглогодической технологической нагрузки, а также базовой части отопительно-бытовой нагрузки начали более широко применять турбины с противодавлением (т. е. без «привязанной» конденсационной мощности).

Использованию турбин с противодавлением способствует выравнивание годового графика тепловой нагрузки ТЭЦ. Поэтому особенно желательно присоединять к ТЭЦ нагрузку, имеющую круглогодичный характер (технологическую и горячее водоснабжение), а также нагрузку, максимум которой проходит в летний или осенне-весенний период (установки для выработки холода эжекционным или абсорбционным методами; обогрев теплиц, парников и открытого грунта).

Улучшению экономических показателей ТЭЦ способствует укрупнение ТЭЦ и увеличение единичной мощности котельных и турбинных агрегатов, блочная компоновка оборудования, а также применение дешевых водогрейных котлов и паровых котлов низкого давления для покрытия кратковременных пиков сезонной тепловой нагрузки и резервирования технологической промышленной тепловой нагрузки. Использование дешевых водогрейных котлов большой мощности дает, кроме того, в ряде случаев выиг-

рыш в очередности капиталовложений, позволяя с минимальными затратами на сооружение источника тепла централизовать теплоснабжение в тех районах, где ввод в действие ТЭЦ отстает по времени от ввода тепловых потребителей. После ввода в действие ТЭЦ эти водогрейные котлы используются для покрытия пиковой части тепловой нагрузки.

Изменение структуры топливного баланса страны в сторону значительного увеличения доли газа и жидкого топлива является благоприятным моментом для централизации теплоснабжения, так как при применении газового или жидкого топлива начальная стоимость ТЭЦ или районной котельной значительно меньше, чем при твердом топливе. Кроме того, при этом снижаются затраты на сооружение тепловых сетей, так как источники тепла, работающие на газе, а во многих случаях и на жидком топливе, могут быть размещены вблизи тепловых потребителей, без нарушения санитарных норм.

С начала развития советской теплофикации был взят курс на высокие начальные параметры пара на ТЭЦ. Первые советские теплоэлектроцентрали сооружались, как правило, с начальными параметрами пара 30—36 *ата*, 400—425°С, хотя в тот период большинство работавших тепловых электростанций имели начальные параметры 19—20 *ата*, 250—275°С. Первые советские тепловые электростанции, построенные с высокими начальными параметрами пара и освоившие работу на высоких параметрах, были теплоэлектроцентрали.

Однако подавляющее большинство теплоэлектроцентралей, построенных до Великой Отечественной войны, были станциями среднего давления. В послевоенный период советскими машиностроительными заводами было начато серийное изготовление котлов и теплофикационных турбин высокого давления (90 *ата*, 480°С) и началось широкое строительство теплоэлектроцентралей высокого давления, а также частичный перевод ТЭЦ со

среднего на высокое давление путем установки предвключенных турбин. С 1954 г. на районных ТЭЦ устанавливались, как правило, турбины с начальными параметрами 90 *ата*, 500°С. В 1958 г. начали вступать в строй теплофикационные турбины мощностью 50 *Мвт* с начальными параметрами 130 *ата*, 565°С.

В настоящее время наши заводы выпускают серийно высокоэкономичные теплофикационные турбины с отопительными отборами пара мощностью 50 и 100 *Мвт* на начальные параметры 130 *ата*, 565°С с многоступенчатым подогревом сетевой воды, а также турбины мощностью 50 *Мвт* с двумя регулируемыми давлениями пара для теплоснабжения промышленных и коммунальных потребителей. Ведется проектирование теплофикационных турбин еще большей мощности, порядка 250 *Мвт* на начальные параметры 240 *ата*, 580°С. Большая работа по созданию и совершенствованию теплофикационных турбин проведена Ленинградским металлическим заводом, Хральским турбомоторным заводом, Калужским турбинным заводом и др.

В районах, обеспеченных газом, экономически оправдывается применение парогазовых установок и газовых турбин. В ближайшие годы на ряде городских ТЭЦ будут включены в работу газовые турбины мощностью 25 и 50 *Мвт*.

В 1959 г. вступили в работу первые мощные водогрейные пиковые котлы на газе и жидком топливе, разработанные Всесоюзным теплотехническим институтом совместно с Оргэнергостроем.

В Советском Союзе выпускаются пароводяные теплообменные аппараты большой мощности для подогрева сетевой воды на теплоэлектроцентралях, а также компактные водоводяные подогреватели для абонентских вводов.

Очень важным звеном теплофикационной системы являются тепловые сети, по которым транспортируется тепло от источника теплоснабжения тепловым потребителям.

Для повышения экономичности теплофикации необходимо значительно улучшить использование тепловых отборов теплофикационных турбин, а это непосредственно связано с проблемой ускорения и удешевления строительства тепловых сетей. Для предупреждения «бросовых» затрат на временные котельные строительство тепловых сетей должно опережать ввод в действие тепловых потребителей.

В Советском Союзе разработаны конструкции подземных теплопроводов для различных условий прокладки и оборудование для тепловых сетей и абонентских вводов.

Многие современные конструкции теплопроводов состоят из укрупненных элементов, заранее изготовленных на заводах, что позволяет осуществить высокую степень механизации строительно-монтажных работ. Строительство таких тепловых сетей заключается в сборке на трассе готовых элементов при помощи соответствующих транспортно-подъемных механизмов и монтажных приспособлений. Однако, несмотря на имеющиеся успехи, тепловые сети стоят еще очень дорого. В настоящее время начальные затраты на сооружение тепловых сетей составляют в городах около 50% от начальной стоимости ТЭЦ, а в промышленных районах с большим удельным весом технологической нагрузки 25—30% от начальной стоимости ТЭЦ. На сооружение тепловых сетей затрачивается большое количество металла (стали) в виде труб порядка 15 т на 1 *Гкал/ч* расчетной нагрузки в городских водяных сетях и 7—8 т на 1 *Гкал/ч* в паровых сетях.

Для обеспечения дальнейшего развития теплофикации необходимо значительно усовершенствовать схемы и конструкции тепловых сетей в направлении: снижения капиталовложений и трудозатрат на сооружение, уменьшения расхода металла и ускорения строительства.

Основные пути решения этой задачи:

а) разработка новых и усовершенствование действующих систем теплоснабжения и режимов регули-

рования для сокращения расхода теплоносителя на единицу передаваемого тепла;

б) преимущественное осуществление сплошной теплофикации районов, вместо так называемой «выборочной» теплофикации, рассчитанной только на присоединение новых зданий.

в) внедрение наиболее совершенных промышленных сборных строительно-изоляционных и механических конструкций, механизация строительных и монтажных работ;

г) блочный монтаж оборудования камер, колодцев и абонентских вводов;

д) снижение толщины стенки стальных трубопроводов за счет пересмотра и уточнения действующих нормативов, а также применение неметаллических труб на участках невысокой температуры и пониженного давления.

При эксплуатации систем централизованного теплоснабжения должны осуществляться наиболее рациональные режимы выработки, транспорта и распределения тепла с учетом требований ТЭЦ, тепловых сетей и потребителей.

Для обеспечения качественного и экономичного теплоснабжения потребителей теплофикационные установки должны оснащаться приборами авторегулирования, дистанционного контроля и управления. Советскими научно-исследовательскими институтами, наладочными и эксплуатационными организациями (ВТИ, ОРГРЭС, Теплосеть Мосэнерго) разработаны оригинальные конструкции приборов для автоматического регулирования гидравлического и теплового режимов тепловых сетей абонентских вводов и станционных установок.

Из-за большой протяженности и разветвленности тепловых сетей особенно актуальна задача дистанционного контроля параметров теп-

лоносителя (давления, температуры, расхода) и дистанционного управления запорными и регулирующими органами.

Работа в области автоматизации и дистанционного контроля тепловых сетей является еще далеко не завершенной. Необходимо усовершенствовать применяющиеся авторегуляторы для абонентских вводов и наладить их серийное изготовление. Кроме того, необходимо разработать конструкции авторегуляторов для промышленных систем теплоснабжения.

В системах централизованного теплоснабжения находят широкое применение различного рода струйные аппараты.

В Советском Союзе разработана теория и методика расчета струйных приборов и созданы рациональные конструкции таких аппаратов для различных условий их применения.

Успешному осуществлению советской теплофикации способствуют научные исследования, тесно увязанные с практикой. В этих исследованиях наряду с научными работниками активно участвует инженерно-технический персонал, проектирующий, сооружающий и эксплуатирующий теплофикационные установки.

Советскими энергетиками создана наука, позволяющая правильно решать все основные технические и технико-экономические вопросы теплофикации и разрабатывать пути ее дальнейшего развития.

В настоящей книге изложены основы расчета систем теплоснабжения и оборудования теплофикационных установок ТЭЦ, тепловых сетей и абонентских вводов.

Освоение этого материала необходимо для грамотного проектирования и организации рациональной эксплуатации современных теплофикационных установок.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОФИКАЦИИ

1-1. МЕТОД ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОФИКАЦИИ

Теплоэлектроцентраль производит два вида энергии: электрическую и тепловую. Эти виды энергии не являются экономически равноценными, поэтому их нельзя сравнивать между собой лишь по тепловому эквиваленту, считая 1 *квт·ч* равноценным 860 *ккал* тепла. Электрическая энергия является более совершенным видом энергии, но выработка ее связана со значительно большими потерями, чем выработка тепловой энергии.

Так, выработка электрической энергии на современных конденсационных электрических станциях с начальными параметрами 130 *атм*, 565°С производится при к. п. д. (нетто) порядка 34—36%, в то время как тепло вырабатывается в рядовых местных котельных с к. п. д. порядка 50—60%, а в крупных районных котельных на газе с к. п. д. порядка 75—90%.

Поэтому эффективность теплофикации нельзя оценивать так называемым коэффициентом использования тепла топлива, представляющим отношение суммы тепловых эквивалентов отпущенных от ТЭЦ тепла и электрической энергии к тепловому эквиваленту сожженного топлива

$$\eta_{\text{и}} = \frac{Q + 860\mathcal{E}}{BQ_{\text{п}}^{\text{p}}}, \quad (1-1)$$

где Q — количество отпущенного тепла, *ккал*;

$\mathcal{E}$ — количество выработанной электрической энергии, *квт·ч*;

B — количество сожженного топлива, *кг*;

$Q_{\text{п}}^{\text{p}}$ — низшая теплотворность топлива, *ккал/кг*.

В выражении (1-1) электрическая энергия оценивается по тепловому эквиваленту (860 *ккал/квт·ч*) и суммируется с теплом.

Снижение выработки электрической энергии на теплоэлектроцентрали за счет увеличения выработки тепла приводит к некоторому росту коэффициента использования тепла топлива вследствие уменьшения электромеханических потерь в турбогенераторной установке. Однако при этом народнохозяйственная эффективность теплофикации уменьшается, так как недовыработанную на теплоэлектроцентрали электрическую энергию приходится вырабатывать на конденсационной электрической станции при значительно более низком к. п. д.

Электрическая энергия может быть выработана комбинированным методом на ТЭЦ при к. п. д. (нетто) порядка 75—80%, в то время как к. п. д. выработки электрической энергии на современных конденсационных станциях составляет около 35%.

При увеличении комбинированной выработки электрической энергии на теплоэлектроцентрали возрастает народнохозяйственная эффективность теплофикации, так как

снижается расход топлива в системе на выработку наиболее дорогого вида энергии — электрической энергии, хотя коэффициент использования тепла топлива на ТЭЦ (η_n) при этом несколько уменьшается.

Наиболее правильно оценивать эффективность теплофикации по экономии топлива, получаемой при удовлетворении заданного теплового и электрического потребления.

1-2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА НА КОМБИНИРОВАННУЮ ВЫРАБОТКУ

Расход топлива на комбинированную выработку тепла и электрической энергии на теплоэлектроцентрали (без учета конденсационной выработки) может быть определен как сумма двух слагаемых

$$B_T = B_{T,э} + B_{T,т}, \quad (1-2)$$

где $B_{T,э}$ — расход топлива на выработку электрической энергии;

$B_{T,т}$ — расход топлива на выработку тепла.

Если суммарный расход топлива B_T распределить пропорционально тепловому эквиваленту того и другого вида энергии, то каждое из этих слагаемых может быть определено следующим образом [Л. 109]:

$$B_{T,э} = b_{\tau}^э \mathcal{E}_T = b_{\tau} \mathcal{E}_T Q_T, \text{ кг}; \quad (1-3a)$$

$$B_{T,т} = b_{\tau}^т Q_T, \text{ кг}, \quad (1-4a)$$

где $b_{\tau}^э$ — удельный расход топлива на комбинированную выработку электроэнергии, $\text{кг/квт} \cdot \text{ч}$;

$b_{\tau}^т$ — удельный расход топлива на выработку тепла, кг/Гкал ;

Q_T — количество отработавшего тепла, отданного из отборов тепловым потребителям, Гкал ;

$\mathcal{E}_T$ — удельная выработка электрической энергии комбинированным методом, отнесенная к единице тепла, отданного из отборов тепловым потребителям, $\text{квт} \cdot \text{ч/Гкал}$;

$\mathcal{E}_T = \mathcal{E}_T Q_T$ — количество электрической энергии, выработанной комбинированным методом, $\text{квт} \cdot \text{ч}$.

Удельный расход условного топлива на комбинированную выработку электрической энергии

$$b_{\tau}^э = \frac{860}{7000 \eta_{к.с} \eta_{э.м}} = \frac{0,123}{\eta_{к.с} \eta_{э.м}}, \text{ кг/квт} \cdot \text{ч}. \quad (1-5)$$

Удельный расход условного топлива на выработку тепла

$$b_{\tau}^т = \frac{10^6}{7000 \eta_{к.с}} = \frac{143}{\eta_{к.с}}, \text{ кг/Гкал}. \quad (1-6)$$

Из совместного решения уравнений (1-3a) и (1-5), а также (1-4a) и (1-6) находим расходы условного топлива:

$$B_{T,э} = 0,123 \frac{\mathcal{E}_T Q_T}{\eta_{к.с} \eta_{э.м}}, \text{ кг}; \quad (1-3б)$$

$$B_{T,т} = 143 \frac{Q_T}{\eta_{к.с}}, \text{ кг}, \quad (1-4б)$$

где $\eta_{к.с}$ — к. п. д. котельной электростанции;

$\eta_{э.м}$ — электромеханический к. п. д. турбогенератора (произведение механического к. п. д. турбины на к. п. д. электрогенератора).

На современных ТЭЦ основная комбинированная выработка электрической энергии производится на базе тепла, отдаваемого из теплофикационных отборов тепловым потребителям, т. е. на базе внешнего теплового потребления.

Кроме того, часть электрической энергии производится комбинированным методом на базе внутреннего теплового потребления, т. е. тепла, используемого для регенеративного подогрева конденсата, поступающего в питательную систему ТЭЦ из теплофикационной установки (теплофикационных подогревателей и потребителей пара), а также для регенеративного подогрева химочищенной воды, восполняющей потерю конденсата в теплофикационной системе.

На базе тепла из регенеративных отборов турбин на ТЭЦ вырабатывается комбинированным методом дополнительное количество электрической энергии, составляющее на современных мощных ТЭЦ с высокими начальными параметрами значительную величину порядка 15—20% от комбинированной выработки на базе внешнего теплового потребления.

Неучет дополнительной комбинированной выработки электрической энергии ТЭЦ на базе регенеративного подогрева конденсата приводит к существенному занижению энергетического эффекта теплофикации.

Поэтому удельная комбинированная выработка электрической энергии на ТЭЦ должна определяться как сумма двух слагаемых [Л. 169, 202]:

$$\mathcal{E}_T = \mathcal{E}_0 + \mathcal{E}_{в.т} = \mathcal{E}_0 (1 + e_T), \quad (1-7)$$

где $\mathcal{E}_T$ — полная удельная комбинированная выработка, *квт.ч/Гкал*;

$\mathcal{E}_0$ — удельная комбинированная выработка на базе тепла, отданного внешним тепловым потребителям, *квт.ч/Гкал*;

$\mathcal{E}_{в.т}$ — удельная комбинированная выработка на базе внутреннего теплового потребления ТЭЦ, т. е. на базе регенеративного подогрева конденсата теплофикационной установки, *квт.ч/Гкал*;

$e_T = \frac{\mathcal{E}_{в.т}}{\mathcal{E}_0}$ — относительная комбинированная выработка на внутреннем тепловом потреблении ТЭЦ.

Удельная комбинированная выработка на базе внешнего теплового потребления определяется из выражения

$$\mathcal{E}_0 = 1163 \frac{H_T \eta_{oi} \eta_{0.м}}{(i_T - \bar{i}_{к.т})}, \text{ квт.ч/Гкал}, \quad (1-8)$$

где H_T — адиабатное теплопадение пара в турбине от началь-

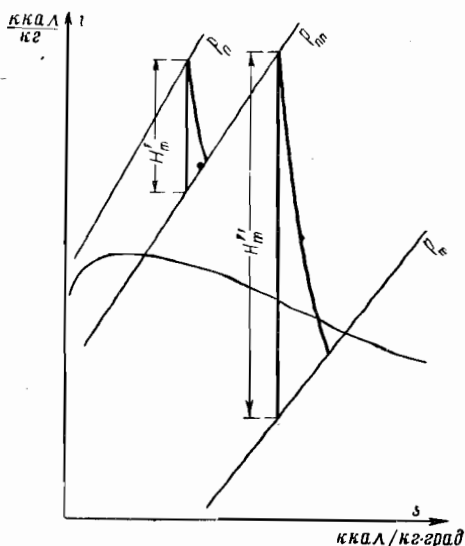


Рис. 1-1. Процесс расширения пара в турбине с промперегревом.

ных параметров до давления в отборе, *ккал/кг*;

η_{oi} — внутренний относительный к. п. д. турбины;

i_T — энтальпия пара в отборе турбины, *ккал/кг*;

$\bar{i}_{к.т}$ — энтальпия конденсата пара из отбора, *ккал/кг*.

В турбинах с промперегревом адиабатное теплопадение H_T является суммой двух слагаемых — адиабатного теплопадения H'_T от начальных параметров до давления $p_{п.п}$ в промперегревателе и адиабатного теплопадения H''_T от состояния пара после промперегревателя до давления в отборе p_T (рис. 1-1):

$$H_T = H'_T + H''_T.$$

Точный расчет удельной выработки $\mathcal{E}_{в.т}$ на базе внутреннего теплового потребления ТЭЦ довольно сложен и может производиться только для конкретной тепловой схемы ТЭЦ.

Для предварительной оценки величины $\mathcal{E}_{в.т}$ можно пользоваться упрощенным методом [Л. 106, 169].

Реальную схему регенеративного подогрева конденсата можно заменить условной схемой, состоящей из одного регенеративного смешивающего подогревателя, как это показано на рис. 1-2.

В этот регенеративный подогреватель поступает конденсат из теплофикационной установки и нагревается в нем от своей начальной температуры $t_{к.т}$ до температуры питательной воды $t_{п.в}$.

Регенеративный отбор для этого подогревателя выбирается таким образом, чтобы температура насыщения греющего пара t_p была равна среднеарифметической температуре нагреваемой среды в этом подогревателе

$$t_p = \frac{t_{к.т} + t_{п.в}}{2} \quad (1-9)$$

Смесь конденсата теплофикационной установки и конденсата греющего пара при температуре $t_{п.в}$ перекачивается из смешивающего регенеративного подогревателя в котел.

Расчетная тепловая нагрузка смешивающего регенеративного подогревателя в рассматриваемой условной схеме может быть определена как произведение часового расхода нагреваемой среды, т. е. конденсата теплофикационной установки, на разность ее энтальпий на выходе из подогревателя и входе в него

$$Q_p = G_T (\bar{i}_{п.в} - \bar{i}_{к.т}), \text{ ккал/ч}, \quad (1-10)$$

где G_T — расход нагреваемой среды через подогреватель, кг/ч;

$\bar{i}_{п.в}$, $\bar{i}_{к.т}$ — энтальпии питательной воды и конденсата теплофикационной установки на выходе из подогревателя и входе в него, ккал/кг.

Рассматриваемая условная регенеративная схема реально не осуществима, так как практически невозможно нагреть среду выше температуры насыщения греющего пара, а в данном случае $t_{п.в} > t_p$. Эта схема является только методическим приемом, позволяющим без существенных ошибок и довольно просто определить величину комбинированной выработки на базе внутреннего теплового потребления ТЭЦ.

При давлении ниже критического адиабатный перепад водяного

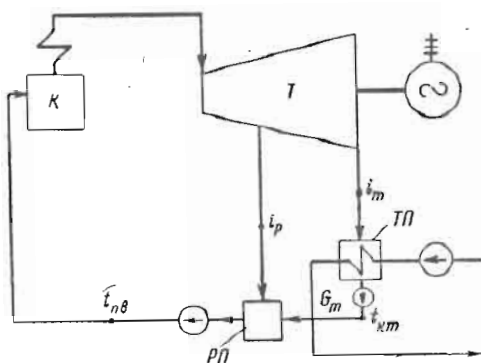


Рис. 1-2. Условная схема регенеративного подогрева конденсата на ТЭЦ.

К — котел; Т — турбина; ТП — теплофикационный подогреватель; РП — регенеративный подогреватель.

пара практически пропорционален разности температур насыщения в конечных точках процесса. Поэтому суммарная работа, произведенная в турбине паром, отобранном для регенеративного подогрева при многоступенчатой регенерации и равномерном распределении температурных интервалов ступеней подогрева, близка по величине к работе, полученной в турбине при расширении такого же потока пара от тех же начальных параметров до давления, соответствующего температуре насыщения, равной среднеарифметической температуре насыщения крайних точек равномерного многоступенчатого регенеративного отбора.

При давлениях ниже критического с достаточной для практических расчетов точностью адиабатный перепад расширения водяного пара можно определить по формуле

$$H = a \Delta t_n, \text{ ккал/кг}, \quad (1-11)$$

где Δt_n — разность температур насыщения пара в начале и конце процесса адиабатного расширения, град;

a — постоянный коэффициент, зависящий от начальных параметров пара, ккал/кг · град.

В нижеследующей таблице приведены значения коэффициента a для начальных параметров пара, широко используемых на современных тепловых электростанциях.

Значения коэффициента α

Начальное давление, <i>атм</i> . .	130	90	90	35	35	20
Начальная температура, $^{\circ}\text{C}$. .	565	535	500	565	435	360
Коэффициент α , <i>ккал/кг·град</i>	1,13	1,19	1,15	1,56	1,31	1,34

При рассматриваемой условной схеме регенеративного подогрева удельная комбинированная выработка на базе внутреннего теплового потребления ТЭЦ определяется по формуле

$$\varepsilon_{\text{в.т}} = 1163 \frac{H_p \eta_{oi} \eta_{\text{в.м}}}{(i_t - \bar{i}_{\text{к.т}})} \frac{(\bar{i}_{\text{п.в}} - \bar{i}_{\text{к.т}})}{(\bar{i}_p - \bar{i}_{\text{п.в}})}, \text{ квт} \cdot \text{ч} / \text{Гкал}, \quad (1-12)$$

где i_t , i_p — энтальпии пара в теплофикационном и регенеративном отборах, *ккал/кг*;

$$i_t = i_0 - H_t \eta_{oi};$$

$$i_p = i_0 - H_p \eta_{oi};$$

H_t , H_p — адиабатные перепады от состояния пара перед турбиной до теплофикационного и регенеративного отборов, *ккал/кг*;

i_0 — энтальпия пара перед турбиной, *ккал/кг*.

Из совместного решения уравнений (1-8) и (1-12) находится относительная комбинированная выработка на внутреннем тепловом потреблении ТЭЦ

$$e_t = \frac{H_p}{H_t} \frac{\bar{i}_{\text{п.в}} - \bar{i}_{\text{к.т}}}{i_p - \bar{i}_{\text{п.в}}}. \quad (1-13)$$

Относительная выработка электрической энергии на базе внутреннего теплового потребления ТЭЦ e_t растет с увеличением начальных параметров пара, повышением температуры питательной воды и понижением давления в отборах теплофикационных турбин.

На рис. 1-3 приведены значения удельной комбинированной выработки ε_t и относительной выработки на базе внутреннего теплового потребления ТЭЦ e_t . При расчете e_t было принято, что конденсат возвращается из теплофикационной установки в регенеративную систему ТЭЦ при температуре, равной температуре насыщения пара в отборе турбины, т. е. конденсат не переохлажден.

При восполнении потерь конденсата холодной водой из химводоочистки величина e_t существенно возрастает.

В Международной системе единиц (СИ) теплота и электрическая энергия измеряется одними и теми же единицами — джоулями (*дж*), поэтому удельная комбинированная выработка электрической энергии на базе теплового потребления представляет собой безразмерное отношение E_t .

Аналогичный показатель эффективности теплофикации был в свое время предложен проф. Б. П. Тарановым [Л. 174].

Связь между безразмерной удельной комбинированной выра-

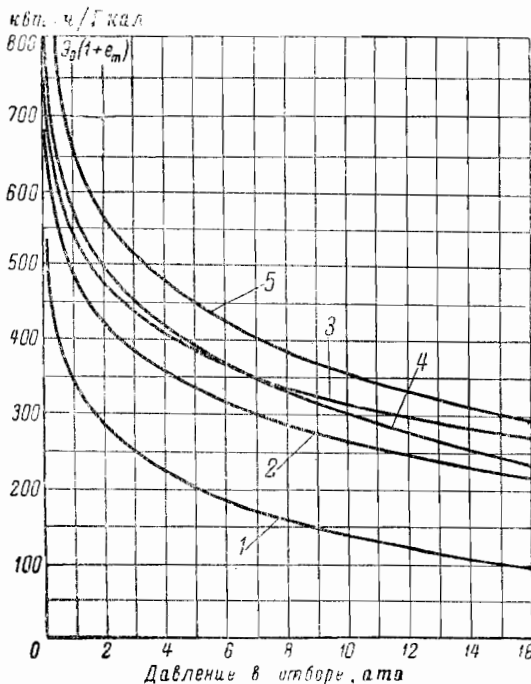


Рис. 1-3а. Удельная комбинированная выработка электрической энергии на ТЭЦ.

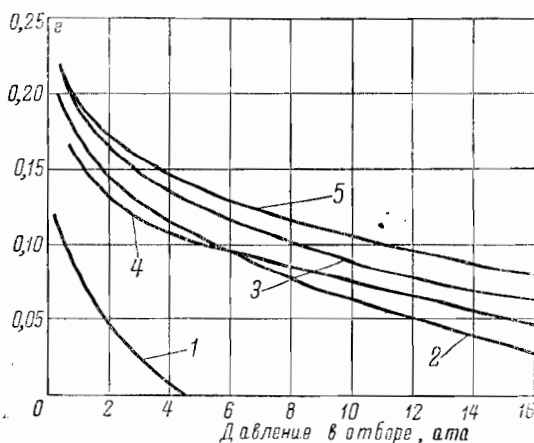
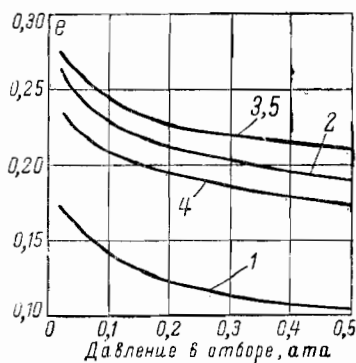


Рис. 1-36. Относительная комбинированная выработка электроэнергии на внутреннем тепловом потреблении.

№ кривых	Начальные параметры		Параметры промпрегрева		Температура питательной воды °C
	атм	°C	атм	°C	
1	35	435	—	—	150
2	90	535	—	—	215
3	130	565	—	—	230
4	130	565	32	565	230
5	240	580	40	565	260

$$\eta_{oi} = 0,8; \quad \eta_{om} = 0,98.$$

боткой E и размерной удельной комбинированной выработкой ε_T кВт·ч/Гкал определяется выражением

$$E_T = 0,00086 \varepsilon_T. \quad (1-14)$$

Из совместного решения уравнений (1-7), (1-8), (1-14) находим:

$$E_T = \frac{H_T \eta_{oi} \eta_{om}}{i_T - t_{k,T}} (1 - e_T). \quad (1-15)$$

1-3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА НА РАЗДЕЛЬНУЮ ВЫРАБОТКУ

Расход топлива при раздельной выработке тепла и электрической

энергии является суммой двух слагаемых

$$B_p = B_{p,a} + B_{p,t}, \quad (1-16)$$

где $B_{p,a}$ — расход топлива на выработку электрической энергии на конденсационной тепловой электростанции;

$B_{p,t}$ — расход топлива на выработку тепла в местных котельных потребителях или в центральной котельной.

На современных конденсационных тепловых электростанциях (КЭС) с развитой регенерацией электрическая энергия вырабатывается двумя методами: а) конденсационным и б) комбинированным на базе регенеративного подогрева конденсата.

Принципиальное отличие КЭС от ТЭЦ заключается в том, что в первых отсутствует комбинированная выработка электрической энергии на базе внешнего теплового потребления, поэтому доля чисто конденсационной выработки электрической энергии на КЭС во много раз больше, чем на ТЭЦ.

В конденсаторе паровой турбины конденсируется пар при температуре t_k . Полученный конденсат подогревается в регенеративных подогревателях паром из отборов турбины от температуры t_k до температуры питательной воды $t_{ж.в.}$ На базе этого подогрева вырабатывается комбинированным методом электрическая энергия.

Для определения относительной выработки комбинированным методом электрической энергии на конденсационных тепловых электростанциях на базе регенеративного подогрева конденсата может быть принята условная регенеративная схема, аналогичная рис. 1-2, с той лишь разницей, что вместо теплофикационного подогревателя ТП в схему включается конденсатор.

По аналогии с уравнением (1-13) можно написать выражение для относительной выработки электроэнергии на внутреннем тепловом потреблении КЭС, т. е. на базе ре-

генеративного подогрева конденсата

$$e_k = \frac{H_p}{H_k} \frac{\bar{t}_{п.в} - \bar{t}_k}{i_p - \bar{t}_{п.в}}, \quad (1-17)$$

где e_k — отношение комбинированной выработки на КЭС к чисто конденсационной выработке;

H_k — адиабатный перепад от параметров пара перед турбиной до давления в конденсаторе, ккал/кг ;

$\bar{t}_k$ — энтальпия конденсата после конденсатора, ккал/кг .

Остальные обозначения те же, что и в формулах (1-10) и (1-12).

Так как на каждый $\text{квт} \cdot \text{ч}$, полученный чисто конденсационным методом, вырабатывается $e_k \text{ квт} \cdot \text{ч}$ комбинированным методом, то средний удельный расход условного топлива на КЭС составит:

$$b_k^3 = \frac{860}{7000} \frac{1}{\eta_{к.с} \eta_{э.м}} \times \left[\frac{\frac{1}{\eta_i} + e_k}{1 + e_k} \right] =$$

$$= \frac{0,123}{\eta_{к.с} \eta_{э.м} \eta_i} \frac{1 + e_k \eta_i}{1 + e_k} \approx \frac{0,123}{\eta_{к.с} \eta_{э.м}} \frac{1}{(\eta_i + 0,2e_k)}, \text{ кг/квт} \cdot \text{ч}, \quad (1-18)$$

где η_i — внутренний абсолютный к. п. д. чисто конденсационной выработки;

$$\eta_i = \frac{H_k \eta_{oi}}{i_0 - \bar{t}_k}, \quad (1-19a)$$

где i_0 — энтальпия пара перед турбиной, ккал/кг ;

η_{oi} — внутренний относительный к. п. д. турбины.

При конденсационных турбинах с промперегревом

$$\eta_i = \frac{H_k \eta_{oi}}{(i_0 - \bar{t}_k) + \Delta i_{п.п}}, \quad (1-19b)$$

где $\Delta i_{п.п}$ — прирост энтальпии пара в промперегревателе, ккал/кг .

В турбинах с промперегревом адиабатный перепад определяется как сумма двух слагаемых: адиабатного перепада H'_k от начальных параметров до давления в промперегревателе и адиабатного перепада H''_k от состояния после промперегревателя до давления в конденсаторе

$$H_k = H'_k + H''_k.$$

Для выработки на КЭС такого же количества электрической энергии, которое вырабатывается на ТЭЦ при отпуске из отборов турбин $Q_T \text{ Гкал}$ тепла, необходимо затратить следующее количество условного топлива:

$$B_{р.э} = b_k^3 \eta_T Q_T =$$

$$= \frac{0,123 \eta_T Q_T}{\eta_{к.с} \eta_i \eta_{э.м}} \frac{1 + e_k \eta_i}{1 + e_k} \approx$$

$$\approx \frac{0,123 \eta_T Q_T}{\eta_{к.с} \eta_{э.м}} \frac{1}{(\eta_i + 0,2e_k)}, \text{ кг}. \quad (1-20)$$

Для выработки в районной котельной такого же количества тепла, которое отпускает ТЭЦ внешним тепловым потребителям из отборов теплофикационных турбин, необходимо затратить следующее количество условного топлива:

$$B_{р.т} = 143 \frac{Q_T}{\eta_{к.р}}, \text{ кг}. \quad (1-21)$$

В том случае, когда к. п. д. районной котельной и котельной ТЭЦ одинаковы ($\eta_{к.р} = \eta_{к.с}$), получаются одинаковые расходы топлива на централизованное теплоснабжение от ТЭЦ и районной котельной.

Если при раздельном теплоснабжении тепло вырабатывается в местных котельных, то в общем случае расход топлива для теплоснабжения будет иным, чем при теплофикации. Это объясняется тем, что для удовлетворения того же теплового потребления от местных котельных требуется меньше тепла, чем при теплоснабжении от ТЭЦ, поскольку в первом случае отсутствуют протяженные тепловые сети и связанные с ними тепловые потери; но зато к. п. д. местных котельных, как правило, существенно ниже, чем к. п. д. ТЭЦ или центральной котельной.

Поэтому расход условного топлива при теплоснабжении от мест-

ных котельных определяется по формуле

$$B_{p.t} = Q_t \frac{10^6}{7000} \frac{\eta_c}{\eta_{k.m}} = \\ = 143 \frac{\eta_c Q_t}{\eta_{k.m}}, \text{ кг,} \quad (1-22)$$

где η_c — к. п. д. тепловой сети;

$\eta_{k.m}$ — к. п. д. местной котельной.

Для средних условий можно принимать следующие значения к. п. д.:

Котельной электростанции или	
ТЭЦ	0,85—0,92*
Районной котельной	0,75—0,9*
Местной котельной	0,5—0,75**
Тепловой сети	0,92—0,96

* Меньшая величина — при твердом топливе, большая — при газе.

** Меньшая величина относится к отопительным котельным на твердом топливе, большая — к промышленным котельным на газе.

1-4. СРАВНЕНИЕ РАСХОДОВ ТОПЛИВА НА ТЭЦ И КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

Основными агрегатами большинства современных городских и многих промышленных ТЭЦ являются теплофикационные турбины с отбором пара. Эти турбины могут развивать, как правило, полную электрическую мощность независимо от нагрузки теплофикационных отборов; но зато они не всю электроэнергию вырабатывают комбинированным методом. Часть электрической энергии вырабатывается в этих турбинах на потоке пара, поступающем в конденсатор, т. е. конденсационным методом.

Кроме того, обычно не все тепло, отпускаемое потребителям от ТЭЦ, отводится из отборов турбин. Часть тепла берется непосредственно от котлов.

Поэтому полное количество электрической энергии, вырабатываемой на ТЭЦ, является в общем случае суммой двух слагаемых

кации, включающая выработку на базе регенеративного подогрева конденсата теплофикационной установки, $\text{квт} \cdot \text{ч}$;

$\mathcal{E}_{т.к}$ — конденсационная выработка, включающая выработку на базе регенеративного подогрева конденсата из конденсатора турбины, $\text{квт} \cdot \text{ч}$.

Аналогично полное количество тепла, отпускаемое с ТЭЦ, является суммой двух слагаемых

$$Q = Q_t + Q_p, \quad (1-24)$$

где Q_t — количество тепла, отпущенного из отборов турбин, Гкал ;

Q_p — количество тепла, отпущенного непосредственно из котлов, Гкал .

Расход условного топлива на такой ТЭЦ определяется по формуле

$$B_t = B_{т.э} + B_{т.т}, \quad (1-25)$$

где $B_{т.э}$ — расход условного топлива на выработку электрической энергии, кг ;

$B_{т.т}$ — расход условного топлива на покрытие тепловой нагрузки ТЭЦ, кг .

В свою очередь

$$B_{т.э} = b_{т.к}^э \mathcal{E}_{т.к}; \quad (1-26)$$

$$B_{т.т} = b_{т.т}^т Q, \quad (1-27)$$

где $b_{т.к}^э$ и $b_{т.т}^т$ — удельные расходы условного топлива на теплофикационную и конденсационную выработку электроэнергии на ТЭЦ, $\text{кг/квт} \cdot \text{ч}$;

$b_{т.т}^т$ — удельный расход условного топлива на выработку тепла на ТЭЦ, кг/Гкал .

$$b_{т.к}^э = \frac{0,123}{\eta_{k.c} \eta_{э.м} \eta_{it}} \frac{(1 + e_{т.к} \eta_{it})}{(1 + e_{т.к})} \approx \\ \approx \frac{0,123}{\eta_{k.c} \eta_{э.м}} \frac{1}{(\eta_{it} + 0,2 e_{т.к})}, \text{ кг/квт} \cdot \text{ч}, \quad (1-28)$$

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_t + \mathcal{E}_{т.к}, \quad (1-23)$$

где $\mathcal{E}_t$ — комбинированная выработка на базе теплофи-

где η_{it} — внутренний абсолютный к. п. д. конденсационной выработки на ТЭЦ;

$e_{т.к}$ — относительная выработка электроэнергии на базе регенеративного подогрева конденсата из конденсаторов турбин ТЭЦ.

Значения $b_{т}^3$ и $b_{т.к}^3$ определяются по уравнениям (1-5) и (1-6).

Средний удельный расход топлива на выработку электрической энергии на ТЭЦ может быть найден по формуле

$$b_{т.ср}^3 = \frac{b_{т}^3 \mathcal{E}_т + b_{т.к}^3 \mathcal{E}_{т.к}}{\mathcal{E}}, \quad (1-29)$$

где $\mathcal{E}$ — суммарная выработка электрической энергии на ТЭЦ.

Величина $\mathcal{E}_т$ подсчитывается по формуле

$$\mathcal{E}_т = \mathcal{E}_т Q_т + \mathcal{E}_{в.т} Q_p. \quad (1-30)$$

Первое слагаемое представляет комбинированную выработку на базе тепла, отпущенного из отборов турбин, включая выработку на базе регенеративного подогрева конденсата пара из отбора.

Второе слагаемое представляет комбинированную выработку на базе регенеративного подогрева конденсата от пара, взятого из энергетических котлов и использованного для теплоснабжения.

Если тепло Q_p отпускается не из энергетических котлов, а из водогрейных котлов или из паровых котлов низкого давления, то второе слагаемое равно нулю.

При отпуске тепла для технологических нужд промышленных предприятий давление в отборе обычно поддерживается постоянным, в этом случае удельная комбинированная выработка $\mathcal{E}_т = \text{const}$.

При переменном давлении пара в отборе турбины, что обычно имеет место при удовлетворении отопительно-вентиляционной нагрузки, когда расход тепла сильно изменяется в течение года в соответствии с климатическими условиями, первое слагаемое в уравнении (1-30) должно подсчитываться по формуле

$$\begin{aligned} \mathcal{E}_т Q_т &= \mathcal{E}_{т1} Q_{т1} + \mathcal{E}_{т2} Q_{т2} + \dots \\ &\dots + \mathcal{E}_{тn} Q_{тn}, \end{aligned} \quad (1-31)$$

где $\mathcal{E}_{т1}, \mathcal{E}_{т2}, \dots, \mathcal{E}_{тn}$ — удельная выработка энергии на базе теплофикации при давлениях в отборе $p_1, p_2, \dots, p_n$, $\text{квт} \cdot \text{ч} / \text{Гкал}$;

$Q_{т1}, Q_{т2}, \dots, Q_{тn}$ — отпуск тепла при давлениях в отборе $p_1, p_2, \dots, p_n$, Гкал .

С достаточной для практических расчетов точностью величина $\mathcal{E}_т Q_т$ при переменном давлении в отборе может быть подсчитана как выработка при постоянном давлении в отборе, которому соответствует температура насыщения, равная средневзвешенной температуре насыщения использованного отбора, определяемой по формуле

$$\begin{aligned} t_{п.ср} &= \\ &= \frac{t_{п1} Q_{т1} + t_{п2} Q_{т2} + \dots + t_{пn} Q_{тn}}{Q_{т1} + Q_{т2} + \dots + Q_{тn}}, \end{aligned} \quad (1-32)$$

где $t_{п1}, t_{п2}, \dots, t_{пn}$ — температуры насыщения, соответствующие давлениям $p_1, p_2, \dots, p_n$.

При заданной величине $\mathcal{E}$ полной выработки электрической энергии на ТЭЦ и известной выработке на базе теплофикации $\mathcal{E}_т$ легко найти величину

$$\mathcal{E}_{т.к} = \mathcal{E} - \mathcal{E}_т. \quad (1-33)$$

Если условно не учитывать потерь электрической энергии в сетях дальней электропередачи, то сравнение расходов топлива на ТЭЦ и КЭС должно проводиться из условия одинаковой выработки электроэнергии в сравниваемых вариантах.

Для выработки на конденсационной станции того же количества электроэнергии, что и на ТЭЦ, требуется расход топлива

$$B_{р.э} = b_{к}^3 \mathcal{E}, \quad \text{кг}, \quad (1-34)$$

где $b_{к}^3$ — удельный расход условного топлива на конденсационной станции, $\text{кг} / \text{квт} \cdot \text{ч}$;

$$\begin{aligned} b_{к}^3 &= \frac{0,123}{\eta_{к.с} \eta_{э.м} \eta_{ик}} \frac{(1 + e_{к} \eta_{ик})}{(1 + e_{к})} = \\ &= \frac{0,123}{\eta_{к.с} \eta_{э.м} (\eta_{ик} + 0,2 e_{к})}, \quad \text{кг} / \text{квт} \cdot \text{ч}; \end{aligned} \quad (1-35)$$

$\eta_{ик}$ — внутренний абсолютный к. п. д. чисто конденсационной выработки на КЭС;
 e_k — относительная комбинированная выработка на базе регенеративного подогрева конденсата на КЭС.

Разница в расходах условного топлива на КЭС и ТЭЦ на выработку одного и того же количества электрической энергии, может быть определена по формуле проф. Л. А. Мелентьева [Л. 113]

$$\Delta B_0 = \mathcal{E}_T (b_k^3 - b_T^3) - \mathcal{E}_{Т.К} (b_{к.т}^3 - b_k^3), \text{ кг.} \quad (1-36)$$

Первое слагаемое — это экономия топлива, получаемая благодаря комбинированной выработке на ТЭЦ электрической энергии на базе теплофикации. Второе слагаемое представляет собой перерасход топлива на ТЭЦ из-за выработки на ней электрической энергии конденсационным методом.

Как видно из уравнения (1-36), для увеличения экономии топлива следует уменьшать выработку на ТЭЦ электрической энергии конденсационным методом.

На основе уравнения (1-36) легко может быть найдена критическая доля комбинированной выработки на базе теплофикации, при которой $\Delta B_0 = 0$

$$(\bar{\mathcal{E}}_T)_* = \frac{b_{Т.К}^3 - b_k^3}{b_{Т.К}^3 - b_T^3}, \quad (1-37)$$

где $\bar{\mathcal{E}}_T$ — отношение теплофикационной выработки электроэнергии к полной выработке электроэнергии на ТЭЦ.

При $\bar{\mathcal{E}}_T < (\bar{\mathcal{E}}_T)_*$ ТЭЦ дает уже в итоге не экономию, а перерасход топлива на выработку электрической энергии в связи с тем, что перерасход топлива на конденсационной выработке ТЭЦ превышает экономию топлива на комбинированной выработке.

Экономия топлива на выработке электроэнергии на ТЭЦ получается только при $\bar{\mathcal{E}}_T > (\bar{\mathcal{E}}_T)_*$.

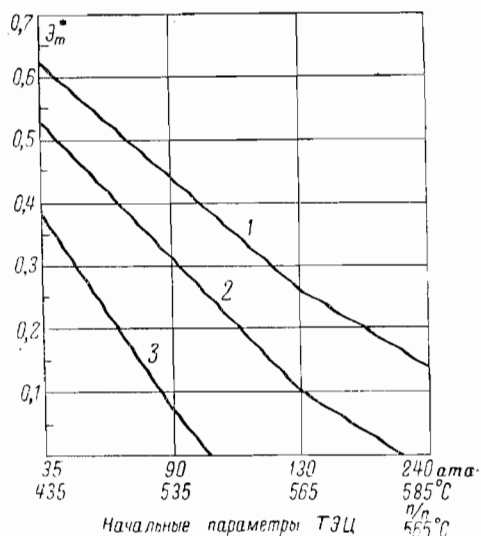


Рис. 1-4. Критическая доля теплофикационной выработки электрической энергии на ТЭЦ.

Начальные параметры КЭС
 1 — 240 ата, 580/565° С; 2 — 130 ата, 565/565° С; 3 — 90 ата, 535° С.

На рис. 1-4 приведены значения $(\bar{\mathcal{E}}_T)_*$ для современных начальных параметров ТЭЦ и КЭС.

При построении рис. 1-4 принято среднее давление в конденсаторах КЭС $p_k = 0,04$ ата и конденсаторах ТЭЦ $p_{к.т} = 0,06$ ата. Станции с начальными параметрами 130 ата, 565° С считались для ТЭЦ без перегрева.

Температуры питательной воды приняты одинаковыми для ТЭЦ и КЭС и равными:

p_0 , ата	35	90	130	240
$t_{п.в.}$, °С	150	215	230	260

Значения следующих к. п. д. принимались одинаковыми для КЭС и ТЭЦ: $\eta_{к.с} = 0,9$; $\eta_{э.м} = 0,98$; $\eta_{э.и} = 0,8$.

Повышение начальных параметров пара на ТЭЦ до уровня параметров современных мощных электростанций существенно увеличивает получаемую экономию топлива ΔB_0 , так как при этом наряду с ростом комбинированной выработки на базе теплового потребления $\mathcal{E}_T$ уменьшается разность удельных расходов топлива на конденсационную выработку на ТЭЦ и КЭС $(b_{к.т}^3 - b_k^3)$. Одновременно снижается величина $(\bar{\mathcal{E}}_T)_*$.

Формула (1-36) удобна для подсчета экономии топлива при проектировании станций, а также для анализа тепловой экономичности ТЭЦ.

Для определения полученной экономии условного топлива по отчетным данным более удобно пользоваться другой модификацией расчетного выражения

$$\Delta B_0 = \mathcal{E}(b_k^0 - b_{т.ср}^0), \text{ кг. (1-38)}$$

1-5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ АБСОЛЮТНОЙ ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА ПРИ ТЕПЛОФИКАЦИИ

Абсолютная экономия топлива при теплофикации по сравнению с раздельной выработкой электрической энергии на тепловых конденсационных электростанциях и тепла в местных котельных может быть представлена как сумма двух слагаемых

$$\Delta B = \Delta B_0 + \Delta B_T, \quad (1-39)$$

где ΔB_0 — разница в расходах условного топлива на КЭС и ТЭЦ на выработку одного и того же количества электрической энергии определяется по формулам (1-36) и (1-38).

ΔB_T — разница в расходах условного топлива на выработку тепла в местных котельных и на ТЭЦ.

$$\begin{aligned} \Delta B_T &= (B_{р.т} - B_{т.т}) = \\ &= \frac{143}{\eta_{к.с}} Q \left(\frac{\eta_{с.т.к.с}}{\eta_{к.м}} - 1 \right), \text{ кг. (1-40)} \end{aligned}$$

Величина ΔB_T представляет собой экономию топлива за счет централизации теплоснабжения, т. е.

$$\begin{aligned} \Delta b_0 &= \frac{0,123}{\eta_{к.с}\eta_{э.м}} \frac{Q_T}{Q} \left\{ \frac{1 + e_{к.т.к}}{\eta_{и.к}(1 + e_{и.к})} \left(\mathcal{E}_T + \frac{\mathcal{E}_{т.к}}{Q_T} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \left[\mathcal{E}_T + \frac{\mathcal{E}_{т.к}}{Q_T} \frac{1 + e_{т.к}\eta_{и.т}}{\eta_{и.т}(1 + e_{т.к})} \right] \right\}, \text{ кг/Гкал. (1-44)} \end{aligned}$$

благодаря замене мелких котельных потребителей котельной ТЭЦ, имеющей более высокий к. п. д.

Если определяется экономия топлива при теплоснабжении от районной котельной по сравнению с теплоснабжением от местных котельных, то первое слагаемое

в уравнении (1-39) равно нулю, поскольку в районной котельной комбинированная выработка электрической энергии отсутствует, а второе слагаемое принимает следующий вид:

$$\Delta B_T = \frac{143}{\eta_{к.р}} Q \left(\frac{\eta_{с.т.к.р}}{\eta_{к.м}} - 1 \right), \text{ кг (1-41)}$$

Если определяется экономия условного топлива при теплоснабжении от ТЭЦ по сравнению с теплоснабжением от районных котельных, то второе слагаемое в уравнении (1-39) принимает вид:

$$\Delta B_T = \frac{143}{\eta_{к.с}} Q \left(\frac{\eta_{к.с}}{\eta_{к.р}} - 1 \right), \text{ кг, (1-42)}$$

1-6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДЕЛЬНОЙ ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА ПРИ ТЕПЛОФИКАЦИИ

Под удельной экономией топлива, в данном случае, понимается экономия топлива, отнесенная к 1 Гкал тепла, отпущенного в тепловые сети.

По аналогии с выражением (1-39) удельная экономия условного топлива может быть представлена как сумма двух слагаемых

$$\Delta b = \Delta b_0 + \Delta b_T, \text{ кг/Гкал, (1-43)}$$

где Δb_0 — удельная экономия условного топлива за счет электрической выработки ТЭЦ;

Δb_T — удельная экономия условного топлива за счет централизации теплоснабжения.

Удельная экономия условного топлива за счет электрической выработки ТЭЦ определяется по формуле

Как видно из выражения (1-44), величина Δb_0 возрастает: а) при увеличении доли тепла, отпускаемого из отборов турбин, т. е. при приближении отношения $\frac{Q_T}{Q}$ к единице; б) при снижении конденсационной

выработки электроэнергии на ТЭЦ, т. е. при приближении величины $\mathcal{E}_{т.к}$ к нулю.

В частном случае, когда на ТЭЦ отсутствует конденсационная выработка, например при установке на ТЭЦ только турбин с противодавлением, $\mathcal{E}_{т.к}=0$ и уравнение для расчета Δb_0 принимает вид:

$$\Delta b_0 = \frac{0,123\mathcal{E}_т}{\eta_{к.с}\eta_{0,м}} \frac{Q_т}{Q} \left[\frac{1 + e_k \eta_{ик}}{\eta_{ик}(1 + e_k)} - 1 \right], \text{ кг/Гкал.} \quad (1-45a)$$

Зависимость (1-45a) можно упростить, если выразить удельную выработку электроэнергии $\mathcal{E}_т$ по формулам (1-7) и (1-8) и внутренний абсолютный к. п. д. конденсационной станции по формуле (1-19).

После соответствующих преобразований выводится следующее выражение для расчета удельной экономии условного топлива за счет комбинированной выработки электрической энергии на ТЭЦ:

$$\Delta b_0 = \frac{143}{\eta_{к.с}} \frac{Q_т}{Q} \frac{H_т}{H_к} \times \frac{(1 + e_т)}{(1 + e_k)} \frac{(i_k - \bar{i}_к)}{(i_т - \bar{i}_{к,т})}, \text{ кг/Гкал.} \quad (1-45б)$$

При выводе выражения (1-45б) внутренний относительный к. п. д. теплофикационной и конденсационной турбины принят одинаковым, что допустимо только для предварительных расчетов.

Выражения (1-45) не учитывают снижения удельной экономии топлива, имеющего место при выработке на ТЭЦ некоторой доли электрической энергии конденсационным методом.

При низком давлении отработавшего пара порядка 1—2 ата и ниже можно принять с достаточной для практических расчетов точностью

$$\frac{i_k - \bar{i}_к}{i_т - \bar{i}_{к,т}} = 1.$$

В этом случае удельная экономия условного топлива за счет комбинированной выработки электроэнергии на ТЭЦ составит

$$\Delta b_0 = \frac{143Q_тH_т}{\eta_{к.с}QH_к} \frac{(1 + e_т)}{(1 + e_k)}, \text{ кг/Гкал.} \quad (1-46)$$

При $\eta_{к.с}=0,85$

$$\Delta b_0 = 168 \frac{Q_тH_т}{QH_к} \frac{(1 + e_т)}{(1 + e_k)}, \text{ кг/Гкал.} \quad (1-47)$$

Повышение начальных параметров пара на ТЭЦ, снижение давления в теплофикационных отборах и повышение температуры питательной воды на ТЭЦ увеличивают

удельную экономию топлива Δb_0 , так как при этом возрастает величина $H_т(1 + e_т)$.

Повышение начальных параметров пара только на конденсационных станциях при неизменных начальных параметрах на ТЭЦ приводит к снижению экономии топлива на базе комбинированной выработки электроэнергии, так как при этом уменьшается величина $\frac{H_т(1 + e_т)}{H_к(1 + e_k)}$.

При одинаковых начальных параметрах пара, одинаковой температуре питательной воды на ТЭЦ и КЭС и использовании для теплоснабжения только пара из отбора или противодавления удельная экономия условного топлива на базе комбинированной выработки электроэнергии на ТЭЦ, как правило, ниже 168 кг/Гкал, так как $\frac{H_т(1 + e_т)}{H_к(1 + e_k)} < 1$.

Удельная экономия условного топлива на базе комбинированной выработки электроэнергии на ТЭЦ могла бы достичь 168 кг/Гкал только при использовании для теплоснабжения тепла, отводимого из конденсаторов турбин, так как только в этом случае величина $\frac{H_т(1 + e_т)}{H_к(1 + e_k)} = 1$.

При одинаковом повышении начальных параметров пара на ТЭЦ и КЭС удельная экономия топлива Δb_0 возрастает, так как увеличивается отношение $\frac{H_т(1 + e_т)}{H_к(1 + e_k)}$, поскольку числитель выражения увеличивается больше, чем знаменатель. Чем выше давление пара в от-

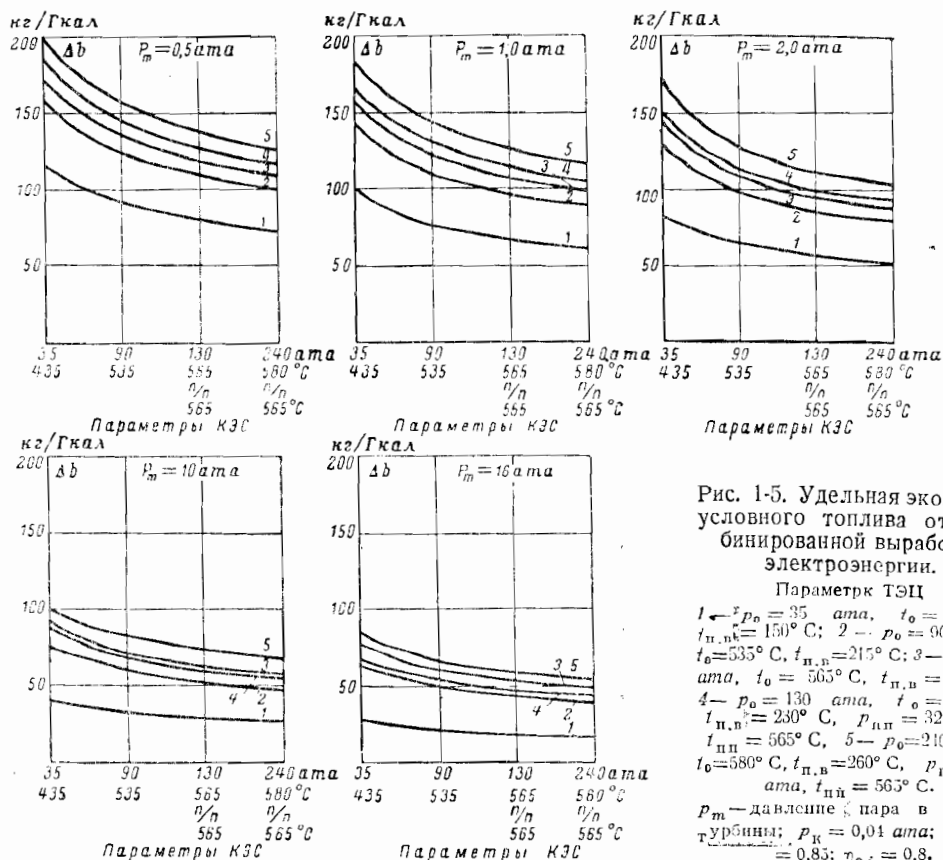


Рис. 1-5. Удельная экономия условного топлива от комбинированной выработки электроэнергии.

Параметры ТЭЦ

1 — $p_0 = 35$ атм, $t_0 = 435^\circ\text{C}$, $t_{\text{н.в.}} = 150^\circ\text{C}$; 2 — $p_0 = 90$ атм, $t_0 = 535^\circ\text{C}$, $t_{\text{н.в.}} = 215^\circ\text{C}$; 3 — $p_0 = 130$ атм, $t_0 = 565^\circ\text{C}$, $t_{\text{н.в.}} = 230^\circ\text{C}$; 4 — $p_0 = 130$ атм, $t_0 = 565^\circ\text{C}$, $t_{\text{н.в.}} = 230^\circ\text{C}$, $P_m = 32$ атм, $t_{\text{п.в.}} = 565^\circ\text{C}$; 5 — $p_0 = 210$ атм, $t_0 = 580^\circ\text{C}$, $t_{\text{п.в.}} = 260^\circ\text{C}$, $P_m = 40$ атм, $t_{\text{п.в.}} = 565^\circ\text{C}$.
 P_m — давление пара в отборе турбины; $P_K = 0,01$ атм; $\eta_{\text{к.с.}} = 0,85$; $\eta_{0\text{т}} = 0,8$.

боре турбины, тем больше степень увеличения Δb_0 с ростом начальных параметров пара на станциях.

Применение промпрегрева на ТЭЦ приводит к одновременному росту величины $H_T(1+e_T)$ и величины $(i_T - i_{\text{к.т.}})$. Таким образом, в выражении (1-45б) растут одновременно числитель и знаменатель. При низком давлении в отборе Δb_0 увеличивается, так как числитель растет больше, чем знаменатель.

С повышением давления в отборе снижается прирост экономии топлива от введения промпрегрева. При значительном давлении в отборе прирост удельной экономии топлива может превратиться в нуль и даже в отрицательную величину.

На рис. 1-5 приведены значения Δb_0 , подсчитанные по уравнению (1-45б).

Удельная экономия условного топлива за счет централизации теплоснабжения определяется по формуле

$$\Delta b_T = \frac{143}{\eta_{\text{к.с.}}} \left(\frac{\eta_{\text{с}} \eta_{\text{к.с.}}}{\eta_{\text{к.м}}} - 1 \right), \text{ кг/Гкал.} \quad (1-48)$$

Пример 1-1. ТЭЦ с начальными параметрами 130 ат, 565°C и температурой питательной воды 230°C , отпустила за год 1200 тыс. Гкал тепла в виде воды для отопительно-бытовых нужд и 600 тыс. Гкал тепла в виде пара для технологических нужд промышленности.

20% тепла, отпущенного в виде воды, и 15% тепла, отпущенного в виде пара, взято непосредственно из котлов низкого давления. Остальное тепло взято из отборов турбин. Среднее давление пара в отборах для покрытия отопительно-бытовой тепловой нагрузки равно 0,8 атм, а для покрытия технологической нагрузки равно 10 атм. За год ТЭЦ выработала 10^9 квт·ч электрической энергии.

Определить:

а) годовой расход условного топлива на ТЭЦ;

б) годовую экономию условного топлива на выработке электроэнергии на ТЭЦ по сравнению с выработкой такого же количества электроэнергии на конденсационной тепловой электростанции, имеющей начальные параметры 130 атм, 565°C и промпрегрев при 32 атм, 565°C и температуру питательной воды 230°C ;

в) годовую экономию условного топлива на выработке тепла на ТЭЦ по сравнению с теплоснабжением от районной котельной;

г) полную годовую экономию условного топлива.

При проведении расчетов принять: средние к. п. д.: $\eta_{к.с}=0,9$; $\eta_{р.к}=0,8$; $\eta_{от}= \eta_{отк}=0,8$.

Среднегодовое давление пара в конденсаторах: ТЭЦ—0,06 ата; КЭС—0,04 ата.

Решение.

1. Удельная теплофикационная выработка на ТЭЦ на базе отбора 0,8 ата.
 $H_{т.к}=266$ ккал/кг; $\bar{t}_{к.т}=93$ ккал/кг; $i_0=838$ ккал/кг; $i_{т.к}=i_0-H_{т.к}\eta_{от}=838-266\cdot 0,8=625$ ккал/кг.

По формуле (1-8)

$$\varepsilon_0 = 1163 \frac{266 \cdot 0,8 \cdot 0,98}{(825-93)} = 456 \text{ квт} \cdot \text{ч/Гкал};$$

$$t_p = \frac{t_{н.в} + t_{к.т}}{2} = \frac{230 + 93}{2} = 162^\circ \text{C};$$

$$H_p = 188 \text{ ккал/кг}; i_p = 838 - 188 \cdot 0,8 = 688 \text{ ккал/кг}.$$

По формуле (1-13)

$$e_{т.к} = \frac{188 \cdot 236 - 93}{266 \cdot 688 - 236} = 0,224.$$

По формуле (1-7)

$$\varepsilon_{т.к} = \varepsilon_0 (1 + e_{т.к}) = 456 \cdot 1,224 = 558 \text{ квт} \cdot \text{ч/Гкал}.$$

Безразмерная удельная комбинированная выработка в формуле (1-14) составит:

$$E_{т.к} = 0,00086 \cdot 558 = 0,48.$$

2. Удельная теплофикационная выработка на ТЭЦ на базе отбора 10 ата.

$$\varepsilon_0 = 1163 \frac{170 \cdot 0,8 \cdot 0,98}{(702 - 181)} = 298 \text{ квт} \cdot \text{ч/Гкал};$$

$$H_{т.к} = 170 \text{ ккал/кг}; i_{т.к} = 838 - 170 \cdot 0,8 = 702 \text{ ккал/кг};$$

$$\bar{t}_{к.т} = 181 \text{ ккал/кг};$$

$$t_p = \frac{230 + 179}{2} = 205; H_p = 140 \text{ ккал/кг};$$

$$i_p = 838 - 140 \cdot 0,8 = 726 \text{ ккал/кг};$$

$$e_{т.к} = \frac{140 \cdot 236 - 181}{170 \cdot 726 - 236} = 0,092;$$

$$\varepsilon_{т.к} = 298 \cdot 1,092 = 326 \text{ квт} \cdot \text{ч/Гкал}.$$

Безразмерная удельная комбинированная выработка по формуле (1-14) составит:

$$E_{т.к} = 0,00086 \cdot 326 = 0,28.$$

3. Годовой отпуск тепла от ТЭЦ из отборов разного давления. Из отбора $p_1=0,8$ ата

$$Q_1 = 0,8 \cdot 1\,200\,000 = 960\,000 \text{ Гкал}.$$

Из отбора $p_2=10$ ата

$$Q_2 = 0,85 \cdot 600\,000 = 510\,000 \text{ Гкал}.$$

4. Годовая выработка электрической энергии на ТЭЦ на базе теплофикации по формуле (1-30).

$$\varepsilon_{т.к} = \sum \varepsilon_{т.к} Q_{т.к} = 558 \cdot 960\,000 + 326 \cdot 510\,000 = 700 \cdot 10^6 \text{ квт} \cdot \text{ч}.$$

В данном случае второе слагаемое в уравнении (1-30) равно нулю, поскольку «острое» тепло берется от котлов низкого давления.

5. Годовая выработка электроэнергии на ТЭЦ конденсационным методом.

$$\varepsilon_{т.к} = \varepsilon - \varepsilon_{т.к} = 10^9 - 700 \cdot 10^6 = 300 \cdot 10^6 \text{ квт} \cdot \text{ч}.$$

6. Удельный расход условного топлива на конденсационную выработку электроэнергии на ТЭЦ.

По формуле (1-19а)

$$\eta_{и.т} = \frac{332 \cdot 0,8}{838 - 35} = 0,33.$$

$$H_{т.к} = 334 \text{ ккал/кг}; \bar{t}_{к.т} = 35 \text{ ккал/кг}.$$

$$t_p = \frac{t_{н.в} + t_{к.т}}{2} = \frac{230 + 35}{2} = 133^\circ \text{C}.$$

$$H_p = 222 \text{ ккал/кг}; i_p = 939 - 222 \cdot 0,8 = 660 \text{ ккал/кг}.$$

По формуле (1-17)

$$e_{т.к} = \frac{222 \cdot 236 - 35}{332 \cdot 660 - 236} = 0,318.$$

По формуле (1-18)

$$b_{т.к}^3 = \frac{0,123}{0,9 \cdot 0,98 (0,33 + 0,2 \cdot 0,32)} = 0,354 \text{ кг/квт} \cdot \text{ч}.$$

7. Удельный расход условного топлива на теплофикационную выработку электроэнергии на ТЭЦ.

По формуле (1-5)

$$b_{т.к}^3 = \frac{0,123}{0,9 \cdot 0,98} = 0,14 \text{ кг/квт} \cdot \text{ч}.$$

8. Годовой расход условного топлива на выработку электрической энергии на ТЭЦ.

По формуле (1-26)

$$B_{т.к} = 700 \cdot 10^6 \cdot 0,14 + 300 \cdot 10^6 \cdot 0,354 = 205 \cdot 10^6 \text{ кг} = 205 \cdot 10^3 \text{ т}.$$

9. Средний удельный расход условного топлива на выработку электрической энергии на ТЭЦ.

По формуле (1-29а)

$$b_{т.ср}^3 = 0,14 \cdot 0,7 + 0,354 \cdot 0,3 = 0,206 \text{ кг/квт} \cdot \text{ч}.$$

10. Годовой расход условного топлива на ТЭЦ на удовлетворение тепловой нагрузки.

По формуле (1-27)

$$B_{т.т} = (1\,200\,000 + 600\,000) \cdot 159 = 286 \cdot 10^6 \text{ кг} = 286 \cdot 10^3 \text{ т};$$

$$b_{т.с} = \frac{143}{\eta_{к.с}} = \frac{143}{0,9} = 159 \text{ кг/Гкал}.$$

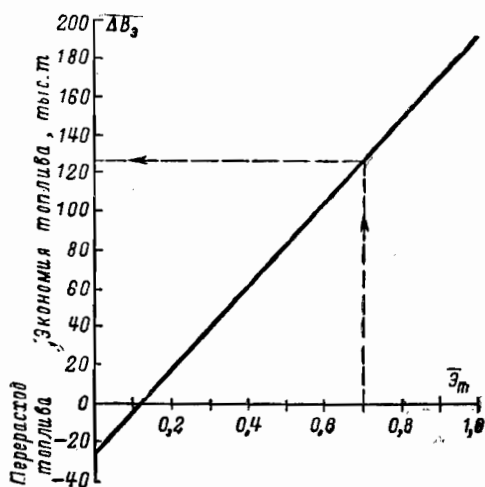


Рис. 1-6. Зависимость экономии условного топлива от доли теплофикационной выработки электроэнергии на ТЭЦ $\Delta B_3 = f(\bar{\theta}_m)$.

11. Годовой расход условного топлива на ТЭЦ.

$$B_T = B_{T,3} + B_{T,T} = (205 + 286) \cdot 10^3 = 491 \cdot 10^3 \text{ т.}$$

12. Годовой расход условного топлива на выработку электрической энергии на конденсационной станции.

$$H_K = H'_K + H''_K = 96 + 327 = 423 \text{ ккал/кг;}$$

$$\Delta i_{п.п} = 101 \text{ ккал/кг.}$$

По формуле (1-196)

$$\eta_{ик} = \frac{423 \cdot 0,8}{838 - 29 + 101} = 0,372;$$

$$t_p = \frac{230 + 29}{2} = 129^\circ \text{ С.}$$

$$H_p = 105 + 140 = 245 \text{ ккал/кг;}$$

$$i_p = 860 - 140 \cdot 0,8 = 748 \text{ ккал/кг.}$$

По формуле (1-17)

$$e_K = \frac{245}{423} \cdot \frac{236 - 29}{748 - 236} = 0,236.$$

По формуле (1-18)

$$b_K^3 = \frac{0,123}{0,9 \cdot 0,98(0,372 + 0,2 \cdot 0,236)} = 0,332 \text{ кг/кВт} \cdot \text{ч.}$$

По формуле (1-34)

$$B_{p,3} = 10^6 \cdot 0,332 = 332 \cdot 10^6 \text{ кг} = 332 \cdot 10^3 \text{ т.}$$

13. Годовая экономия условного топлива на выработку электрической энергии на ТЭЦ.

По формуле (1-36)

$$\Delta B_3 = 700 \cdot 10^6 (0,332 - 0,14) - 300 \cdot 10^6 (0,354 - 0,332) = 126 \cdot 10^6 \text{ т.}$$

14. По формуле (1-37) критическое значение доли комбинированной выработки на ТЭЦ

$$(\bar{\theta}_T)_* = \frac{0,354 - 0,332}{0,354 - 0,14} = 0,102.$$

На рис. 1-6 приведена для иллюстрации подсчитанная по формуле (1-37) зависимость $\Delta B_3 = f(\bar{\theta}_T)$, показывающая эффективность увеличения доли комбинированной выработки электроэнергии на ТЭЦ.

15. Годовая экономия условного топлива на выработке тепла на ТЭЦ.

По формуле (1-42)

$$\Delta B_T = \frac{143}{0,9} \left(\frac{0,9}{0,8} - 1 \right) 1 \cdot 600 \cdot 000 = 33 \cdot 10^6 \text{ кг} = 33 \cdot 10^3 \text{ т.}$$

16. Суммарная экономия условного топлива на ТЭЦ.

$$\Delta B = \Delta B_3 + \Delta B_T = (127 + 33) \cdot 10^3 = 160 \cdot 10^3 \text{ т.}$$

1-7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДЕЛЬНОГО РАСХОДА ТОПЛИВА В ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВКАХ

В ближайшие годы в районах, обеспеченных естественным газом, найдут применение на теплоэлектроцентралях газотурбинные и парогазовые установки.

Благодаря меньшим начальным затратам на сооружение при близкой к паровой ТЭЦ тепловой экономичности эти установки имеют в ряде случаев преимущество по сравнению с паротурбинными теплофикационными установками.

На рис. 1-7 показана принципиальная схема простой газотурбинной теплофикационной установки без промежуточного и промпрегрева, а на рис. 1-8 процесс работы этой установки в $T-S$ -диаграмме.

Наружный воздух поступает в компрессор K при параметрах p_1 и T_1 , равных давлению p_0 и температуре T_0 окружающей среды. В компрессоре воздух сжимается до давления p_K . Температура воздуха на выходе из компрессора T_2 . Сжатый воздух проходит через воздушный регенератор $ВР$, где он нагревается за счет тепла выхлопных газов из турбины до температуры T_3 .

Затем воздух поступает в камеру сгорания, где за счет использования теплоты сгорания подведенного в камеру сжатого газа или жидкого топлива температура поднимается до T_4 .

Из камеры сгорания газы при давлении p_K и температуре T_4 поступают в газовую турбину $ГТ$.

В турбине газы расширяются от давления p_K до давления p_0 , производя полезную работу, передаваемую через вал турбины на компрессор и электрический генератор.

Газы покидают турбину при температуре T_5 , а затем они проходят через воздушный регенератор $ВР$, где охлаждаются до температуры T_6 . После воздушного регенератора газы проходят через теплофикаци-

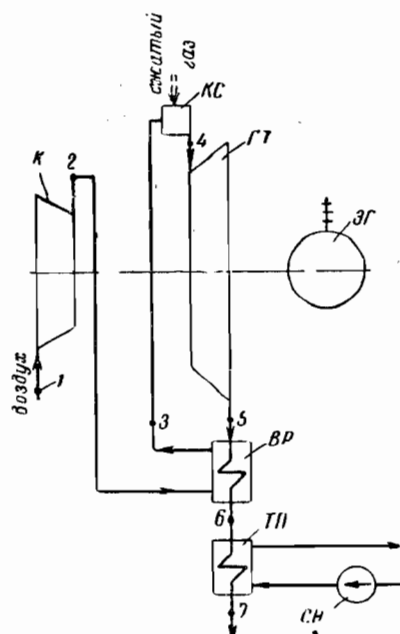


Рис. 1-7. Принципиальная схема газотурбинной установки.

К — компрессор; ГТ — газовая турбина; ЭГ — электрический генератор; КС — камера сгорания; ВР — воздушный регенератор; ТП — теплофикационный подогреватель; СН — сетевой насос.

онный подогреватель ТП, в котором они отдают тепло сетевой воде.

После теплофикационного подогревателя при температуре T_7 газы отводятся в окружающую среду.

Коэффициент полезного действия газотурбинной установки по выработке электрической энергии определяется по формуле

$$\eta_{г.т}^э = \frac{1}{\eta_{к.с}} \frac{T_4(1-\tau)\eta_{и.т}\eta_{эм.т} - \frac{T_1}{\eta_{и.к}\eta_{м.к}} \left(\frac{1}{\tau} - 1 \right)}{T_4 \left\{ 1 - \mu [1 - (1-\tau)\eta_{и.т}] \right\} - T_1 \left(1 - \mu + \frac{1}{\tau} - 1 \right)}, \quad (1-49)$$

где T_1 и T_4 — температуры воздуха перед компрессором и газов после камеры сгорания, °К;

τ — отношение начальной абсолютной температуры воздуха или газа к конечной абсолютной температуре при адиабатном сжатии от давления p_0 до давления p_k

$$\tau = \Pi^{\frac{k-1}{k}}, \quad (1-50)$$

где $\Pi = \frac{p_0}{p_k}$

k — показатель адиабаты.

При $k=1,4$

$$\tau = \Pi^{0,285}. \quad (1-51)$$

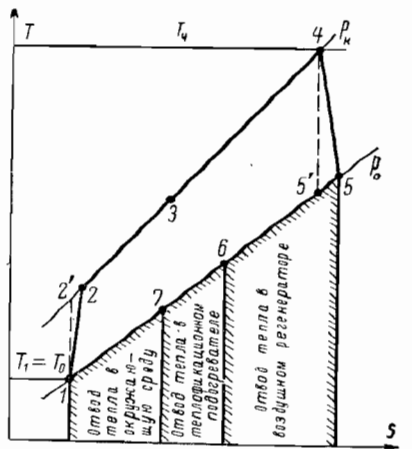


Рис. 1-8. Процесс работы газотурбинной установки в $T-S$ -диаграмме.

На рис. 1-9 приведена зависимость $\tau = f(\Pi)$.

$\eta_{к.с}$, $\eta_{и.т}$, $\eta_{и.к}$, $\eta_{эм.т}$, $\eta_{м.к}$ — к. п. д.: камеры сгорания, внутренний относительный турбины, внутренний относительный компрессора, электромеханический турбины и генератора, механический компрессора;

μ — коэффициент использования тепла выхлопных газов, представляю-

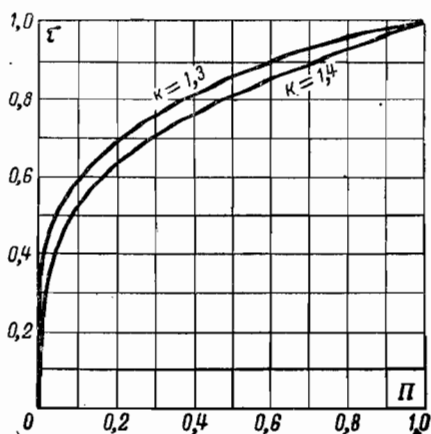


Рис. 1-9. $\tau = f(\Pi)$.

щий собой от-
ношение полез-
но использо-
ванного тепла
ко всему рас-
полагаемому
теплу выхлоп-
ных газов.

$$\mu = \frac{T_5 - T_7}{T_5 - T_1} = \frac{T_4 [1 - (1 - \tau) \eta_{it}] - T_7}{T_4 [1 - (1 - \tau) \eta_{it}] - T_1} \quad (1-52)$$

Коэффициент μ можно представить как сумму двух слагаемых

$$\mu = \mu_v + \mu_r \quad (1-53)$$

где μ_v — коэффициент использования тепла выхлопных газов в воздушном регенераторе;

μ_r — коэффициент использования тепла выхлопных газов в теплофикационном подогревателе;

$$q_0 = 860 \frac{T_4 [1 - (1 - \tau) \eta_{it}] - T_1}{T_4 (1 - \tau) \eta_{it} \eta_{эм.т} - \frac{T_1}{\eta_{ик} \eta_{эм.к}} \left(\frac{1}{\tau} - 1 \right)} \cdot \text{ккал/квт.ч.} \quad (1-58)$$

$$\mu_v = \frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_1} = \frac{T_4 [1 - (1 - \tau) \eta_{it}] - T_6}{T_4 [1 - (1 - \tau) \eta_{it}] - T_1} \quad (1-54)$$

$$\mu_r = \frac{T_6 - T_7}{T_5 - T_1} = \frac{T_6 - T_7}{T_4 [1 - (1 - \tau) \eta_{it}] - T_1} \quad (1-55)$$

Для предварительных расчетов можно принимать $\eta_{ик.с} = 0,98$; $\eta_{it} = \eta_{ик} = 0,85$; $\eta_{эм.т} = \eta_{эм.к} = 0,99$. Удельный расход условного топлива на выработку электрической энергии

$$b^0 = \frac{0,123}{\eta_{гт}} \cdot \text{кг/квт.ч.} \quad (1-56)$$

Удельный расход условного топлива на выработку тепла, отпущенного из газотурбинной установки внешним тепловым потребителям, определяется по формуле

$$b^T = \frac{143}{\eta_{ик.с}} \cdot \text{кг/Гкал.} \quad (1-57)$$

Удельный отвод тепла от турбины на единицу выработанной электроэнергии, считая тепло от температуры T_5 в выхлопном патрубке турбины до температуры T_1 окружающей среды,

Из указанного удельного отвода тепла величина $\mu_v q_0$ полезно используется для регенеративного подогрева воздуха, величина $\mu_r q_0$ полезно используется для удовлетворения внешнего теплового употребления, а величина $(1 - \mu) q_0$ отводится в окружающую среду, т. е. является потерей.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ТЕПЛОВОЕ ПОТРЕБЛЕНИЕ

2-1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

По тепловым сетям подается тепло различным тепловым потребителям. Несмотря на значительное разнообразие тепловой нагрузки, ее можно разбить на две группы по характеру протекания во времени: 1) сезонная нагрузка; 2) круглогодичная нагрузка.

Величина и характер изменения сезонной нагрузки зависят главным образом от климатических условий: температуры наружного воздуха, направления и скорости ветра, солнечного излучения, влажности воздуха и др. Основное значение имеет наружная температура. Сезонная нагрузка имеет сравнительно постоянный суточный график и переменный годовой график нагрузки. К сезонной тепловой нагрузке относятся отопление, вентиляция, кон-

диционирование воздуха. Каждый из указанных видов нагрузки не имеет круглогодичного характера. Отопление и вентиляция являются зимними тепловыми нагрузками. Кондиционирование воздуха работает главным образом летом. Для кондиционирования воздуха требуется искусственный холод. Если этот искусственный холод вырабатывается абсорбционным или эжекционным методами, то ТЭЦ получает дополнительную летнюю тепловую нагрузку, что способствует повышению эффективности теплофикации.

К круглогодичной нагрузке относятся технологическая нагрузка и горячее водоснабжение.

Величина и характер графика технологической нагрузки зависят от профиля производственных предприятий и режима их работы. Ве-

личина и характер графика нагрузки горячего водоснабжения зависят от благоустройства жилых и общественных зданий, состава населения и распорядка его рабочего дня, а также от режима работы коммунальных предприятий — бань, прачечных.

Технологическая нагрузка и горячее водоснабжение в отличие от сезонной нагрузки весьма слабо зависят от наружной температуры. Эти нагрузки имеют переменный суточный график и сравнительно постоянный годовой график. Исключением являются только некоторые отрасли промышленности, главным образом связанные с переработкой сельскохозяйственного сырья (например, сахарная), работа которых имеет сезонный характер.

Одна из первоочередных задач при проектировании теплофикации и разработке режима эксплуатации заключается в определении величины и характера тепловой нагрузки.

В первую очередь необходимо выяснить:

а) максимальную расчетную нагрузку;

б) характер изменения нагрузки в течение суток — суточный график нагрузки;

в) характер изменения нагрузки в течение года — годовой график нагрузки;

г) продолжительность различных тепловых нагрузок в течение года — график тепловых нагрузок по продолжительности;

д) параметры тепловой нагрузки.

Для определения тепловых нагрузок при проектировании теплофикации пользуются укрупненными измерителями, так как более точные данные обычно отсутствуют, а укрупненные измерители не приводят к существенным погрешностям. В процессе эксплуатации производится корректирование расчетных тепловых нагрузок по действительным расходам. Это дает возможность установить с течением времени проверенную тепловую характеристику для каждого потребителя.

2-2. СЕЗОННАЯ НАГРУЗКА

Основная задача отопления заключается в поддержании внутренней температуры помещений на заданном уровне. Для этого необходимо сохранение равновесия между тепловыми потерями здания и теплопритоком.

Условие теплового равновесия здания может быть выражено в виде равенства

$$Q = Q_{т.в} + Q_0, \quad (2-1)$$

где Q — теплотери здания;

$Q_{т.в}$ — внутренние тепловыделения;

Q_0 — подвод тепла в здание через отопительную систему.

Откуда

$$Q_0 = Q - Q_{т.в}$$

при $Q_{т.в} = 0$;

$$Q = Q_0. \quad (2-2)$$

Источником внутренних тепловыделений в жилых зданиях являются обычно люди, приборы для приготовления пищи (газовые, электрические и другие плиты), осветительные приборы.

Эти тепловыделения носят в значительной мере случайный характер и не поддаются никакому регулированию по времени. Кроме того, тепловыделения не распределяются равномерно по зданию. В помещениях с большой плотностью населения внутренние тепловыделения относительно велики, а в помещениях с малой плотностью населения внутренние тепловыделения незначительны.

Для обеспечения в жилых районах нормального температурного режима во всех отапливаемых помещениях необходимо устанавливать гидравлический и температурный режимы тепловой сети по наиболее невыгодным условиям, т. е. по режиму отопления помещений с нулевыми внутренними тепловыделениями

$$Q_{т.в} = 0.$$

Для предупреждения перегрева помещений, в которых имеются зна-

чительные внутренние тепловыделения, необходимо осуществлять местную подрегулировку путем периодического выключения части отопительных приборов или уменьшения расхода теплоносителя через отопительные приборы. Качественное решение этой задачи возможно лишь при индивидуальной автоматизации, т. е. при установке непосредственно на отопительных приборах и вентиляционных калориферах авторегуляторов.

Источником внутренних тепловыделений в промышленных зданиях являются различного рода тепловые и силовые установки и механизмы (печи, сушила, двигатели и др.).

$$Q_T = (t_v - t_n) V \left\{ \frac{P}{S} [k_c + \varphi (k_{ок} - k_c)] + \frac{1}{L} [\psi_1 k_{пт} + \psi_2 k_{пл}] \right\}, \quad (2-6)$$

Внутренние тепловыделения промышленных предприятий являются довольно устойчивой величиной и по своему значению нередко представляют существенную долю от расчетной отопительной нагрузки, поэтому они должны учитываться при разработке режима теплоснабжения промышленных районов.

Тепловые потери зданий происходят двумя путями:

а) теплопередачей через наружные ограждения — Q_T ;

б) инфильтрацией из-за проникновения в помещение наружного холодного воздуха через неплотности наружных ограждений — $Q_{ин}$.

$$Q = Q_T + Q_{ин}. \quad (2-3)$$

Основное значение имеет первое слагаемое. Поэтому для удобства можно тепловые потери зданий выразить так:

$$Q = Q_T (1 + \mu), \quad (2-4)$$

где $\mu = \frac{Q_{ин}}{Q_T}$ — коэффициент инфильтрации, представляющий собой отношение теплотерм инфильтрацией к теплотермам теплопередачей через наружные ограждения.

Теплопотери теплопередачей через наружные ограждения могут

быть определены расчетным путем по формуле

$$Q_T = \Sigma F k \Delta t, \text{ ккал/ч или } \text{вт}^1, \quad (2-5)$$

где F — поверхность отдельных наружных ограждений, м^2 ;

k — коэффициент теплопередачи наружных ограждений, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ или $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$;

Δt — разность внутренней и наружной температур, град .

Для здания с объемом по наружному обмеру V , м^3 , периметром в плане P , м , площадью в плане S , м^2 , и высотой L , м , уравнение (2-5) легко приводится к формуле, предложенной проф. Н. С. Ермолаевым [Л. 56]:

где k_c , $k_{ок}$, $k_{пт}$, $k_{пл}$ — коэффициенты теплопередачи — стен, окон, потолка верхнего этажа, пола нижнего этажа, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ или $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$;

φ — коэффициент остекления, т. е. отношение площади окон к площади вертикальных ограждений (стен);

ψ_1 и ψ_2 — поправочные коэффициенты на расчетный перепад температур для верхнего и нижнего горизонтальных ограждений здания.

Как правило, $\psi_1 < 1$ и $\psi_2 < 1$, так как температура воздуха на чердаке здания и температура грунта под полом нижнего этажа здания выше расчетной температуры наружного воздуха. В большинстве случаев $\psi_1 = 0,75 - 0,9$; $\psi_2 = 0,5 - 0,7$.

Выражение, взятое в формуле (2-6) в фигурные скобки, представляет собой потери тепла теплопередачей через наружные ограждения при разности внутренней и наружной температуры 1 град , отнесенные к 1 м^3 наружного объема здания.

¹ Здесь и ниже первая размерность величин дана во внесистемных единицах, основанных на калории; вторая размерность величин дана в системе единиц СИ.

Это выражение называется отопительной характеристикой здания. Обозначим его x_0 , $\text{ккал/м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ или $\text{вт/м}^3 \cdot \text{град}$. В этом случае теплопотери теплопередачей через наружные ограждения можно записать так: $Q_{\tau} = x_0 V (t_{\text{в}} - t_{\text{н}})$, ккал/ч или вт , (2-7); а полные теплопотери с учетом инфильтрации

$$Q = (1 + \mu) x_0 V (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \text{ ккал/ч}$$

или вт . (2-8).

Как видно из уравнения (2-6), отопительная характеристика здания зависит от отношения периметра к площади в плане, высоты здания и коэффициентов теплопередачи наружных ограждений (стен, окон, потолка, пола).

Для данного здания отопительная характеристика является практически величиной постоянной для любых значений $(t_{\text{в}} - t_{\text{н}})$. При всех прочих равных условиях наименьшую отопительную характеристику имеет здание с минимальным отношением $\frac{P}{S}$. Как известно, из всех

прямоугольных контуров наименьшее значение $\frac{P}{S}$ имеет квадрат.

Следовательно, квадратная конфигурация здания в плане соответствует минимальным теплопотерям. При отклонении контура в плане от квадрата отопительная характеристика увеличивается тем сильнее, чем больше отношение длины здания к его ширине. Уравнение (2-6) показывает, что при всех прочих равных условиях отопительная характеристика снижается с увеличением объема здания, так как с увеличением объема здания должны расти площадь в плане S , а с ней и отношение $\frac{S}{P}$ или высота L . То и другое приводит к уменьшению величины x_0 .

В приложении 2 приведены примерные значения отопительных характеристик жилых и общественных кирпичных зданий различного назначения в зависимости от их наружного объема для средней полосы европейской части СССР и северной части Средней Азии.

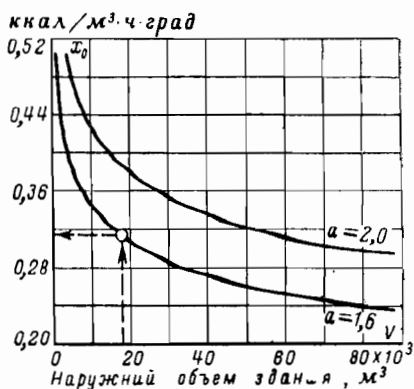


Рис. 2-1. Номограмма для определения отопительных характеристик жилых зданий.

Отопительная характеристика жилых зданий с учетом естественной вентиляции для этого же климатического пояса может быть определена также по эмпирической формуле ВТИ

$$x_0 = \frac{a}{\sqrt{V}}, \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (2-9)$$

где V — объем здания по наружному обмеру, м³;

a — постоянный коэффициент, зависящий от типа строительства. Величину коэффициента a можно ориентировочно принимать: при толщине наружных стен 2,5 кирпича и двойном остеклении $a=1,6$; для крупноблочных зданий из сборного железобетона $a=2,0$ — $2,2$.

Значения отопительных характеристик жилых зданий, исчисленные по формуле (2-9), приведены на рис. 2-1. Значения отопительных характеристик промышленных зданий различного объема и назначения приведены в приложении 3.

Для ориентировочного расчета теплового потребления промышленных зданий, когда конструкция воздвигаемых зданий еще не выяснена, можно принимать следующие значения отопительных характеристик для всех климатических районов:

производственные, промышленные здания

$$x_0 = 0,45—0,75 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{град},$$

непроизводственные, промышленные здания (складские помещения, конторы)

$$x_0 = 0,35 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{град.}$$

Как видно из выражения (2-7), максимальные теплотери теплопередачей через наружные ограждения соответствуют минимальному значению t_n , т. е. наименьшей наружной температуре.

Естественно возникает вопрос, по какой наружной температуре следует определять расчетный расход тепла на отопление. Если этот расход определять по минимальной наружной температуре, когда-либо наблюдавшейся в данной местности, то получатся чрезмерно завышенные мощности тепловых установок, так как минимальная наружная температура имеет, как правило, весьма кратковременный характер. Поэтому при определении расчетного расхода тепла на отопление исходят не из минимального значения наружной температуры, а из другого, более высокого, так называемого расчетного значения наружной температуры t'_n , равной средней температуре наиболее холодной пятидневки из четырех наиболее холодных зим за 25-летний период¹.

В приложении 1 приведены расчетные наружные температуры для ряда городов СССР. Для пунктов, не указанных в приложении 1, расчетная наружная температура принимается на основании карты районирования СССР рис. 2-2 [Л. 171].

Для кавказского побережья Черного моря и для побережья Каспийского моря в Азербайджанской ССР расчетная наружная температура принимается -5°C .

Температура внутренней поверхности наружных стен непосредственно влияет на интенсивность теплоотдачи лучеиспусканием от поверхности человеческого тела, находящегося в помещении, к наружным ограждениям. Для обеспечения хорошего самочувствия людей

находящихся в жилых и общественных зданиях, максимальную разность между температурой воздуха в помещении и температурой внутренней поверхности наружных стен ограничивают величиной не выше $5-6 \text{ град}$ [Л. 74, 105].

Так как при установившемся тепловом режиме теплоприток к внутренней поверхности наружных стен равен количеству тепла, передаваемого через стену, то для режима расчетной наружной температуры

$$\alpha_c \delta t' = k_c (t_b - t'_n)$$

или

$$k_c = \alpha_c \frac{\delta t'}{t_b - t'_n}, \quad (2-10)$$

где α_c — коэффициент теплоотдачи от внутреннего воздуха к внутренней поверхности стены;

k_c — коэффициент теплопередачи наружных стен;

$\delta t'$ — допустимый перепад температур между внутренним воздухом и поверхностью стены ($\delta t' \approx 5-6 \text{ град}$);

$t_b - t'_n$ — расчетная разность внутренней и наружной температур, град;

Формула (2-10) показывает, что при практически постоянном значении произведения $\alpha_c \delta t'$ для всех климатических поясов коэффициент теплопередачи наружных стен должен изменяться обратно пропорционально расчетной разности температур ($t_b - t'_n$), т. е. в районах с более низкой расчетной наружной температурой здания должны иметь более низкие коэффициенты теплопередачи наружных стен.

Так как отопительная характеристика зданий является непосредственной функцией коэффициентов теплопередачи наружных ограждений [формула (2-6)], то и отопительные характеристики жилых и общественных зданий должны быть различными для разных климатических поясов.

Если принять отопительные характеристики жилых и общественных зданий для средней полосы ев-

¹ По новому проекту строительных норм и правил t'_n равна средней температуре наиболее холодной пятидневки из восьми наиболее холодных зим за 50-летний период.

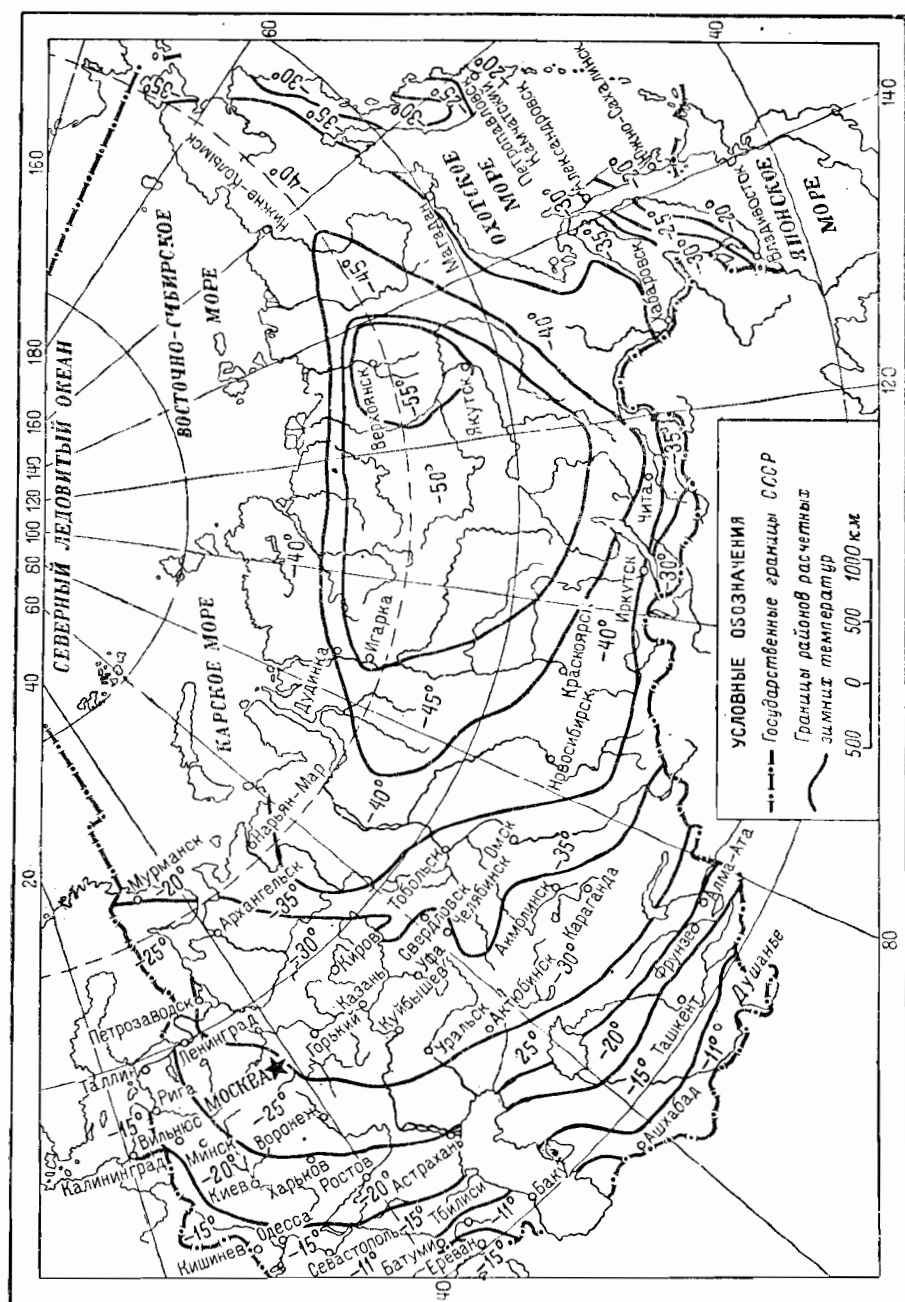


Рис. 2.2. Карта районирования СССР.

ролейской части СССР и севера Средней Азии, приведенные в приложении 2 и на рис. 2-1 за эталонные, то отношение отопительных характеристик зданий, построенных в других климатических поясах, к указанным эталонным характеристикам $\bar{x}_0$ можно ориентировочно принимать по нижеследующей таблице:

$t'_n, ^\circ\text{C}$	≥ -6	от -7 до -11	от -15 до -21	от -25 до -31	от -35 до -41	≤ -45
$\bar{x}_0$	1,5	1,35	1,1	1	0,90	0,85

Коэффициент инфильтрации μ зависит от типа здания, плотности наружных ограждений, свободной высоты здания (не разделенной междуэтажными перекрытиями), внутренней и наружной температур и скорости ветра.

Коэффициент инфильтрации можно определять по следующей приближенной формуле:

$$\mu = b \sqrt{2 g L \left(1 - \frac{T_n}{T_v}\right) + w_v^2}, \quad (2-11)$$

где L — свободная высота здания (для жилых и общественных зданий — высота этажа), м;

T_v, T_n — внутренняя и наружная температура, $^\circ\text{K}$;

w_v — скорость ветра, м/сек;

b — постоянная инфильтрация, сек/м.

Постоянная инфильтрации b представляет собой долю увеличения теплопотерь зданий на 1 м/сек скорости инфильтрации. Под скоростью инфильтрации понимается скорость инфильтруемого воздуха, отнесенная к живому сечению неплотностей (щелей) в наружных ограждениях. Постоянная инфильтрации зависит от типа здания, его конструкции и ориентации по отношению к розе ветров.

Значение постоянной инфильтрации должно определяться опытным путем. При отсутствии опытных данных можно для ориентировочных расчетов принимать следующие значения b :

$$b, \text{сек/м}$$

Для отдельно стоящих промышленных зданий с большими световыми проемами $35 \cdot 10^{-3} - 40 \cdot 10^{-3}$

Для жилых и общественных зданий с толщиной стен 2,5 кирпича, с двойным остеклением, при сплошной застройке кварталов $8 \cdot 10^{-3} - 10 \cdot 10^{-3}$

Как видно из выражения (2-11), для одного и того же здания коэффициент инфильтрации является величиной переменной, увеличиваясь с ростом разности внутрен-

ней и наружной температур и скоростью ветра.

При отсутствии ветра ($w_v=0$) коэффициент инфильтрации изменяется пропорционально корню квадратному из разности внутренней и наружной температур. Максимальное (расчетное) значение коэффициента инфильтрации μ' соответствует наименьшей (расчетной) наружной температуре.

Для жилых и общественных зданий максимальное значение коэффици-

циента инфильтрации в большинстве случаев не превосходит 3—4%, что меньше степени точности расчета теплопотерь. Поэтому для упрощения инфильтрацию не вводят в расчет, т. е. принимают $\mu'=0$. Для учета теплопотерь с инфильтрацией несколько увеличивают отопительную характеристику.

Теплопотери инфильтрацией промышленных зданий составляют заметную величину, нередко достигающую 25—30% от теплопотерь теплопередачей через наружные ограждения. При учете коэффициента инфильтрации по формуле (2-11) зависимость тепловых потерь промышленных зданий от наружной температуры имеет, строго говоря, вид параболы, так как темп прироста расхода тепла инфильтрацией увеличивается при понижении наружной температуры.

Иногда для упрощения расчетов не учитывают снижения коэффициента инфильтрации при повышении наружной температуры. При таком методе расчета получаются завышенные по сравнению с фактическими расходы тепла на отопление промышленных зданий при наружных температурах $t_n > t'_n$.

Для качества теплоснабжения и правильного использования топлива имеет весьма важное значение выбор начала и конца отопительного сезона. Начало и конец отопительного сезона для жилых и общественных зданий обычно регламентируются местными советами. Эксплуатационные наблюдения показывают,

что нельзя оставлять жилые и общественные здания без отопления в течение продолжительного времени при наружной температуре ниже $+10^{\circ}\text{C}$, так как это приводит к заметному снижению внутренней температуры в помещениях и неблагоприятно отражается на самочувствии населения.

Практикой установлен следующий принцип определения начала и конца отопительного сезона. Начало отопительного сезона определяется снижением среднесуточной температуры наружного воздуха ниже $+10^{\circ}\text{C}$ в течение 3 суток подряд. Конец отопительного сезона определяется повышением среднесуточной температуры наружного воздуха выше $+10^{\circ}\text{C}$ в течение 3 суток подряд¹. Начало и конец отопительного сезона для промышленных зданий определяются наружной температурой, при которой теплотери через наружные ограждения делаются равными внутренним тепловыделениям. Так как тепловыделения в промышленных зданиях значительны, то в большинстве случаев длительность отопительного сезона для промышленных зданий короче, чем для жилых и общественных зданий.

Расход тепла на вентиляцию жилых зданий, не имеющих, как правило, специальной приточной системы, относительно невелик. Он обычно не превышает 5—10% от расхода тепла на отопление и учитывается отопительной характеристикой здания x_0 .

Расход тепла на вентиляцию производственных и коммунальных предприятий, а также общественных и культурных учреждений составляет значительную долю от суммарного теплопотребления объекта. В производственных предприятиях расход тепла на вентиляцию часто превышает расход тепла на отопление. Для общественных зданий расход тепла на вентиляцию может быть ориентировочно оценен в 20—30% от расхода тепла на отопление.

¹ По новому проекту строительных норм и правил продолжительность отопительного периода определяется по числу дней с устойчивой среднесуточной температурой $+8^{\circ}\text{C}$ и ниже.

Определение расхода тепла на вентиляцию должно, как правило, производиться на основании проектных данных. Для ориентировочного определения расхода тепла на вентиляцию можно воспользоваться формулой

$$Q_v = mV_v c(t_v - t_n), \quad (2-12)$$

где Q_v — расход тепла на вентиляцию, *ккал/ч* или *вт*;

m — кратность обмена воздуха, *1/ч* или *1/сек*;

V_v — вентилируемый объем здания, *м³*;

c — объемная теплоемкость воздуха, равная *0,3 ккал/м³·град* или *1,26 кдж/м³·град*;

t_v — температура нагретого воздуха, подаваемого в помещение, $^{\circ}\text{C}$;

t_n — температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

Для удобства расчетов формулу для определения расхода тепла на вентиляцию можно привести к следующему виду:

$$Q_v = x_v V (t_v - t_n), \quad (2-13)$$

где x_v — вентиляционная характеристика здания, т. е. расход тепла на вентиляцию здания в единицу времени, отнесенный к *1 м³* наружного объема здания и к *1 град* перепада температур, *ккал/м³·ч·град* или *вт/м³·град*;

V — наружный объем здания, *м³*.

Вентиляционная характеристика x_v может быть определена из уравнения

$$x_v = mc \frac{V_v}{V}. \quad (2-14)$$

В приложениях 2 и 3 приведены средние значения вентиляционных характеристик для общественных и промышленных зданий.

Как видно из формулы (2-12), расход тепла на вентиляцию прямо пропорционален перепаду температур воздуха в калорифере.

Для снижения расчетного расхода тепла на вентиляцию промыш-

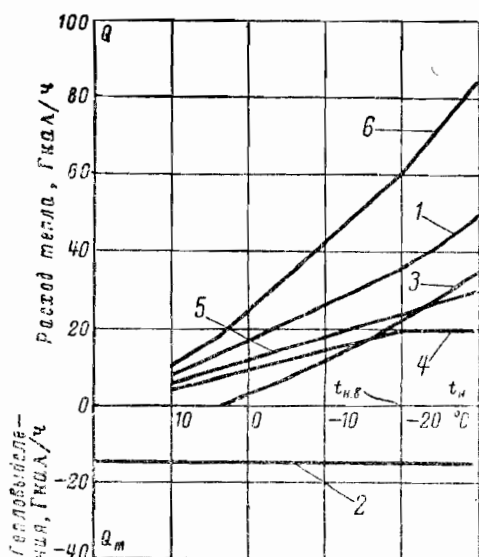


Рис. 2-3. Зависимость расхода тепла на отопление и вентиляцию от наружной температуры.

1 — теплопотери промышленных зданий; 2 — внутренние тепловыделения промышленных зданий; 3 — расход тепла на отопление промышленных зданий; 4 — расход тепла на вентиляцию промышленных и общественных зданий; 5 — расход тепла на отопление жилых и общественных зданий; 6 — суммарный расход тепла на отопление и вентиляцию.

ленных зданий минимальная наружная температура, по которой производится расчет вентиляционных установок $t_{н.в}$, принимается, как правило, выше расчетной температуры для отопления¹. Значение $t_{н.в}$ определяется из условия допустимого снижения кратности обмена воздуха в вентилируемых помещениях при наружной температуре $t'_н$.

Исключением являются только промышленные цехи с большим выделением вредностей, для которых $t_{н.в}$ принимается равной $t'_н$. Значения $t_{н.в}$ для ряда городов СССР приведены в приложении 1.

Когда температура наружного воздуха становится ниже $t_{н.в}$, расход тепла на вентиляцию не должен выходить за пределы расчетного расхода. Это достигается сокращением кратности обмена. Минимальная кратность обмена m' при наружной температуре $t'_н$ определяется по формуле

$$m' = m \frac{t_b - t_{н.в}}{t_b - t'_н}, \quad (2-15)$$

где m — расчетная кратность обмена воздуха.

На диапазоне наружных температур $t_n < t_{н.в}$ в соответствии с изменением кратности обмена изменяется значение вентиляционной характеристики x_v , определяемой по уравнению (2-14).

На практике часто не осуществляется регулирование обмена воздуха при низких наружных температурах, что, естественно, приводит к перерасходу тепла. Причиной такого положения является сложность ручного регулирования. Для устранения этого недостатка необходимо автоматизировать вентиляционные установки.

Отопительная нагрузка имеет, как правило, круглосуточный характер. При неизменной наружной температуре отопительная нагрузка жилых зданий практически постоянна. Отопительная нагрузка общественных зданий и промышленных предприятий иногда несколько изменяется в течение суток, так как в целях экономии тепла в ряде случаев искусственно снижают отпуск тепла на отопление в нерабочие часы предприятий и учреждений (ночной период в предприятиях, работающих некруглосуточно; неприсутственные часы в учреждениях).

Значительно резче изменяется в течение суток вентиляционная нагрузка, поскольку, как правило, в нерабочие часы предприятий и учреждений вентиляция не работает и тепловая нагрузка вентиляции в этот период равна нулю.

Суммарный расход тепла на отопление и вентиляцию по району является суммой расходов отдельных абонентов.

На рис. 2-3 показана для иллюстрации зависимость расхода тепла на отопление и вентиляцию района от наружной температуры. Как видно из рис. 2-3, расчетные теплопотери промышленных зданий (кривая 1) равны 50 Гкал/ч. Часть этих теплопотерь в размере 15 Гкал/ч компенсируется промышленными тепловыделениями (кривая 2), поэтому

¹ По новому проекту строительных норм и правил $t_{н.в}$ определяется, как средняя температура наиболее холодного периода, составляющего 15% от продолжительности всего отопительного периода.

расчетный расход тепла на отопление промышленных зданий меньше расчетных теплопотерь этих зданий и составляет 35 Гкал/ч (кривая 3). По этой же причине отопление промышленных зданий должно включаться в работу только при наружной температуре $t_n < +3^\circ\text{C}$. При наружных температурах $t_n \geq +3^\circ\text{C}$ теплопотери промышленных зданий полностью компенсируются внутренними тепловыделениями.

График расхода тепла на вентиляцию промышленных и общественных зданий имеет излом при расчетной наружной температуре для вентиляции $t_{н.в.}$ (кривая 4). График суммарного расхода тепла на отопление и вентиляцию по району в целом имеет две точки излома: одну при температуре $t_{н.в.}$, другую при температуре включения в работу отопления промышленных зданий $+3^\circ\text{C}$ (кривая 6).

2-3. КРУГЛОГODOВАЯ НАГРУЗКА

Расход тепла на технологические нужды, а также потребные параметры тепла зависят от характера технологического процесса, типа производственного оборудования, общей организации работ и т. д. Усовершенствование и рационализация технологического процесса могут вызвать коренные изменения в размере и характере тепловой нагрузки.

Для повышения экономичности теплофикации следует совершенствовать технологические процессы в направлении замены пара горячей водой и многоступенчатого использования теплоносителя в абонентской установке.

Как правило, тепловые нагрузки промышленных предприятий задаются технологами на основе соответствующих расчетов или данных тепловых испытаний. Для ориентировочных расчетов расхода тепла на технологические нужды могут быть использованы данные, приведенные в технической литературе [Л. 110—113].

В связи с интенсивным жилищным строительством в последние годы сильно растет нагрузка горячего водоснабжения городов. По своему

значению эта нагрузка во многих районах делается соразмерной отопительной нагрузке. В ряде случаев годовой отпуск тепла на горячее водоснабжение достигает 40% от суммарного отпуска тепла по жилому району.

Горячее водоснабжение имеет весьма неравномерный характер как по часам суток, так и по дням недели. Наибольшая нагрузка горячего водоснабжения в жилых районах имеет место, как правило, в предвыходные дни. Среднесуточный расход тепла на горячее водоснабжение жилых зданий определяется по формуле

$$Q_r^{\text{ср.с}} = m g c (t_r - t_x), \quad \text{ккал/сутки или} \\ \text{кдж/сутки}, \quad (2-16)$$

где m — число жителей;

g — среднесуточная норма расхода горячей воды на человека, кг/сутки;

c — теплоемкость воды, 1 ккал/кг·град или 4,19 кдж/кг·град;

t_r, t_x — температуры соответственно горячей воды, подаваемой в систему горячего водоснабжения, и холодной водопроводной воды, $^\circ\text{C}$.

При обычно принимаемой для систем горячего водоснабжения жилых зданий температуре горячей воды $t_r = 60^\circ\text{C}$ доц. Е. Ф. Бродский [Л. 22] рекомендует следующую формулу для определения среднесуточной нормы расхода горячей воды:

$$g = 55 b + 35 \text{ кг/сутки}, \quad (2-17)$$

где b — коэффициент охвата ваннами, т. е. отношение числа жителей, пользующихся ваннами, к общему количеству населения, снабжаемого горячей водой.

В новых жилых районах, где все квартиры оборудованы ваннами, $b = 1$ и $g = 90 \text{ кг/сутки}$.

Для определения расхода тепла на горячее водоснабжение жилых зданий, коммунальных предприятий (бани, прачечные), лечебных учреждений, школ, общественных зданий и бытовых помещений общественных предприятий можно пользоваться

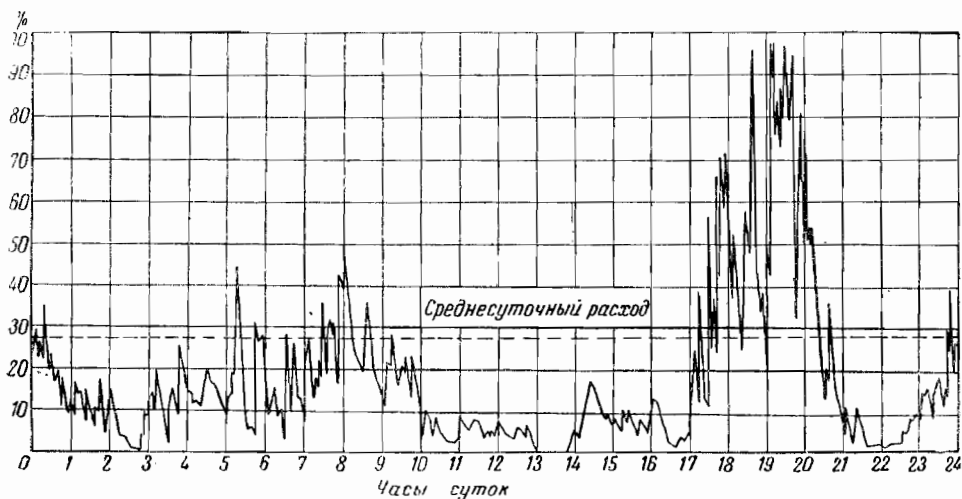


Рис. 2-4. Суточный график расхода горячей воды в жилом доме.

ся удельными нормами расхода горячей воды, приведенными в приложении 4.

Нагрузка горячего водоснабжения жилых домов имеет, как правило, в рабочие дни пики в утренние и вечерние часы и провалы в дневные и поздние ночные часы. В домах с ваннами пиковая нагрузка горячего водоснабжения превышает среднесуточную нагрузку в 2—3 раза. В выходные дни суточный график горячего водоснабжения имеет более равномерное заполнение.

Для иллюстрации на рис. 2-4 приведен суточный график нагрузки горячего водоснабжения жилого дома.

Суточный график горячего водоснабжения района имеет более равномерный характер, благодаря взаимному сглаживанию неравномерностей графиков отдельных зданий.

На рис. 2-5 приведен для иллюстрации суточный график горячего водоснабжения жилого района.

Среднечасовая тепловая нагрузка горячего водоснабжения равна $1/24$ части среднесуточного расхода

$$Q_{\text{г}}^{\text{ср}} = \frac{Q_{\text{г}}^{\text{ср.с}}}{24}, \text{ ккал/ч или кДж/ч.} \quad (2-18)$$

Средняя секундная нагрузка на горячее водоснабжение равна среднечасовой нагрузке, деленной на 3600.

Под расчетной тепловой нагрузкой на горячее водоснабжение понимается расход тепла за 1 ч максимальной нагрузки горячего водоснабжения в предвыходные дни. Расчетная часовая тепловая нагрузка горячего водоснабжения равна среднечасовой нагрузке, помножен-



Рис. 2-5. Суточный график горячего водоснабжения жилого района.

ной на коэффициент часовой неравномерности,

$$Q_r^p = \kappa Q_r^{cp}. \quad (2-19)$$

По данным Е. Ф. Бродского, значение коэффициента часовой неравномерности для отдельно взятого жилого здания можно принимать:

$$\text{при } Q_r^{cp} \leq 1 \text{ Гкал/ч } \kappa = \frac{17,5}{\sqrt[3]{mg}};$$

$$\text{при } Q_r^{cp} \geq 1 \text{ Гкал/ч } \kappa = 2.$$

Для района теплоснабжения этот коэффициент κ имеет более низкие значения.

Число часов суточного использования максимума горячего водоснабжения

$$n = \frac{Q_r^{cp,c}}{Q_r^p} = \frac{24}{\kappa}. \quad (2-20)$$

В летний период нагрузка горячего водоснабжения несколько меньше, чем зимой. Это объясняется повышенной температурой водопроводной воды, а также меньшим потреблением горячей воды для бытовых нужд. В городах летняя нагрузка горячего водоснабжения составляет обычно 70—75% от зимней нагрузки.

При определении суммарного расхода тепла необходимо учитывать процент охвата населения горячим водоснабжением. При проектировании на отдаленные годы следует принимать повышенные нормы расхода тепла на горячее водоснабжение, учитывая рост благосостояния населения и улучшение благоустройства жилых зданий.

Неравномерный суточный график тепловой нагрузки удорожает систему теплоснабжения, которая рассчитывается на покрытие теплового максимума, а также усложняет регулирование.

Расчетный тепловой максимум можно снизить при выравнивании тепловой нагрузки путем аккумуляирования тепла. Для этой цели используются как естественные аккумулярующие емкости теплофикационной системы (наружные ограждения отапливаемых зданий, тепло-

вые сети), так и специальные аккумуляторы тепла.

Суточные графики технологической нагрузки и горячего водоснабжения промышленных предприятий мало зависят от наружной температуры. Однако на размере этой нагрузки также отражается «сезонность». Так, в летний период расход тепла на технологические нужды и горячее водоснабжение промышленных предприятий обычно ниже, чем в зимний период. Это объясняется рядом обстоятельств: повышением температуры сырья, поступающего в обработку; повышением температуры водопроводной или речной воды; снижением теплопотерь производственной аппаратуры и др.

Суточные графики технологической нагрузки и годовой расход тепла на технологические нужды зависят в первую очередь от характера производства и числа часов его работы в сутки. В рабочие дни суточный график технологической нагрузки заполнен достаточно равномерно. В выходные дни технологическая нагрузка незначительна.

Для выяснения режима работы системы теплоснабжения во время проектирования составляются суточные графики технологической нагрузки и горячего водоснабжения для ряда характерных дней: рабочего, выходного и т. д. В основу построения суточных графиков кладутся данные технологов о намечаемом режиме работы предприятий или материалы о расходе тепла на родственных предприятиях. На основе суточных графиков строятся годовые графики нагрузок и исчисляется годовой расход тепла путем умножения часовых расходов тепла, приведенных на суточных графиках, на длительность режима.

2-4. ГОДОВЫЕ ГРАФИКИ НАГРУЗКИ

Годовые графики (рис. 2-6) характеризуют среднюю тепловую нагрузку по сезонам (зима, лето) или по отдельным месяцам. На основе годовых графиков планируется работа системы в годовом разрезе, подсчитывается потребность в топливе, устанавливается режим ис-

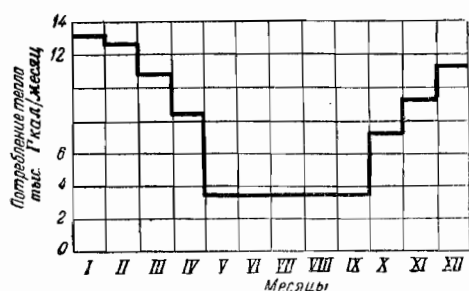


Рис. 2-6. Примерный годовой график теплового потребления.

пользования оборудования и порядок его ремонта, порядок отпусков обслуживающего персонала и т. д.

Годовые графики системы являются результирующими графиками и строятся на основании годовых графиков однотипных потребителей и отдельных наиболее крупных абонентов. При построении годовых графиков расход тепла на отопление и вентиляцию определяется по среднемесячным наружным температурам.

В приложении 5 приведены среднемесячные наружные температуры ряда городов СССР.

График продолжительности тепловой нагрузки

Для установления экономического режима работы теплофикационного оборудования, выбора наилучших параметров теплоносителя, подсчета выработки электроэнергии и для других плановых и

техничко-экономических изысканий необходимо учесть повторяемость тепловых нагрузок в течение года. Для этой цели удобно пользоваться графиками продолжительности нагрузки.

При построении графика продолжительности сезонной нагрузки (отопления и вентиляции) по оси абсцисс откладывают число часов отопительного сезона, в течение которых наблюдается наружная температура, равная и ниже данной, а по оси ординат—часовой расход тепла при данной наружной температуре.

В том случае, когда суточный график вентиляционной нагрузки резко переменный, например большая доля вентиляционной нагрузки промышленных предприятий, работающих некруглосуточно, на график наносятся три кривые часовых расходов тепла: одна (обычно сплошная), исходя из среднесуточной нагрузки вентиляции; две (обычно пунктир), исходя из максимальной и минимальной нагрузки вентиляции.

Среднюю длительность ежегодного стояния наружных температур определяют на основе многолетних климатологических данных.

В приложении 6 приведена длительность стояния наружных температур для ряда городов СССР.

Площадь, ограниченная осями координат и построенной кривой, равна расходу тепла на отопление и вентиляцию за отопительный сезон.

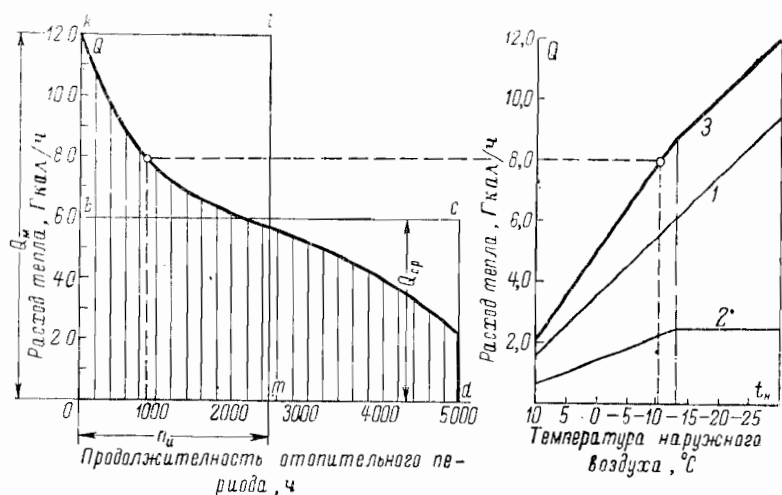


Рис. 2-7. График продолжительности сезонной нагрузки.

Если на оси абсцисс графика продолжительности тепловой нагрузки (рис. 2-7) построить равно-великий прямоугольник *obcd* с площадью, равной площади графика продолжительности, то высота этого прямоугольника будет равна среднечасовому расходу тепла за отопительный сезон

$$Q_{\text{ср}} = \frac{Q_{\text{год}}}{n}, \quad (2-21)$$

где n — длительность отопительного сезона, ч.

Если на оси ординат графика продолжительности тепловой нагрузки (рис. 2-7) построить равно-великий прямоугольник *oklm* с площадью, равной площади графика продолжительности, то основание этого прямоугольника будет равно числу часов использования максимума тепловой нагрузки за отопительный сезон

$$n_k = \frac{Q_{\text{год}}}{Q_m}. \quad (2-22)$$

При отсутствии климатологических таблиц можно для ориентировочных расчетов принимать следующую длительность отопительного сезона:

	ч
Сибирь, Урал, север европейской части СССР	5 500
Средняя полоса европейской части СССР и северная часть Средней Азии	5 000
Юг европейской части СССР, южнее Харькова	4 000—4 500
Крым, Кавказ и юг Средней Азии	2 500—3 000

Годовой расход тепла на отопление можно исчислять с небольшой погрешностью без точного учета повторяемости температур наружного воздуха за отопительный сезон, приняв средний часовой расход тепла на отопление за сезон равным 50% от максимально часового расхода. С другой стороны, если известен годовой расход тепла на отопление и вентиляцию, то, зная длительность отопительного сезона, легко определить среднечасовой расход тепла. Максимально часовой расход тепла можно для ориентировочных расчетов принимать равным удвоенному среднечасовому расходу.

В том случае, когда отопительно-вентиляционная нагрузка района удовлетворяется теплом из различных источников, то для определения степени их участия в покрытии годового расхода тепла удобно пользоваться интегральным графиком

$$\bar{Q}_{\text{год}} = f(\bar{Q}_{\text{час}}).$$

На оси абсцисс интегрального графика откладывается относительная часовая нагрузка, равная отношению данной тепловой нагрузки к максимальной (расчетной) $\alpha = \frac{Q_{\text{час}}}{Q_m}$.

На оси ординат откладывается в относительных единицах доля участия данной нагрузки в покрытии годового графика, т. е. отношение произведения данной часовой нагрузки на число часов ее участия в покрытии годового графика продолжительности тепловой нагрузки к годовому расходу тепла.

$$\bar{Q}_{\text{год}} = \frac{Q_{\text{час}} n}{Q_{\text{год}}}.$$

Интегральный график $\bar{Q}_{\text{год}} = f(\alpha)$ строится на основе графика продолжительности тепловой нагрузки. Для этой цели график продолжительности тепловой нагрузки (рис. 2-8,а) делят горизонтальными линиями через равные интервалы по оси ординат на ряд площадок и определяют отношение площадей полученных площадок путем их постепенного суммирования ко всей площади графика продолжительности, равной годовому расходу тепла. Полученные данные наносят на интегральный график (рис. 2-8,б).

На рис. 2-8 показана методика построения. Вся площадь графика продолжительности *opnlebsc* разбита горизонтальными линиями: *ab*, *de*, *kl* и *mn* на ряд площадок. Площадь *oabsc* равна годовому расходу тепла от источника, мощность которого равна 20% максимального расхода тепла, т. е. $\alpha = 0,2$. Отношение площади *oabsc* ко всей площади графика продолжительности *opnlebsc*, $\bar{Q}_{\text{год}} = 0,45$. На интегральном графике (рис. 2-8,б) этому значению α соответствует точка А. Далее рассматривается относительная нагрузка $\alpha = 0,4$. Ей соответствует

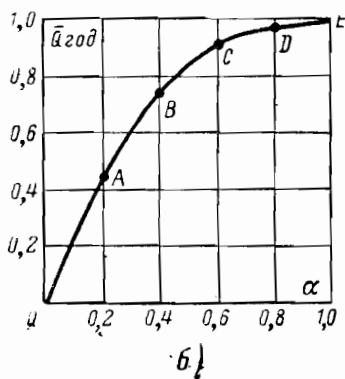
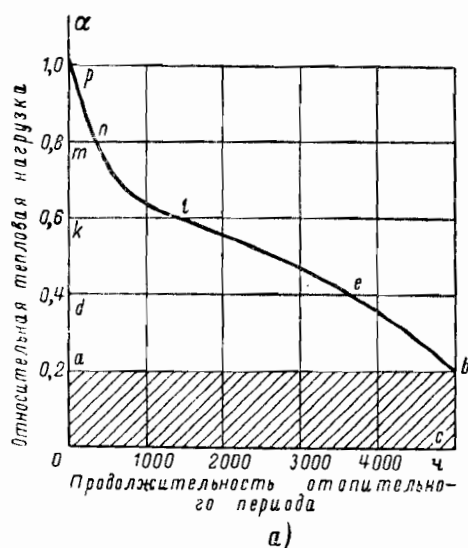


Рис. 2-8. Построение интегрального графика отопительной нагрузки.

а — график продолжительности отопительной нагрузки $\alpha = f(n)$; б — интегральный график $\bar{Q}_{\text{год}} = f(\alpha)$.

площадь графика *odebco*, составляющая 72% от площади графика продолжительности $\bar{Q}_{\text{год}} = 0,72$. На интегральном графике этой нагрузке соответствует точка *B*. Таким же способом переносятся на интегральный график *OABCDE* и остальные точки.

Интегральные графики обладают свойством универсальности. Интегральный график, построенный для одного какого-либо географического пункта, может быть использован с достаточной для практических целей точностью для всего климатического пояса. Например, приведенный на рис. 2-8, б интегральный график, построенный для отопи-

тельной нагрузки Москвы, может быть использован для всей средней полосы европейской части СССР.

С помощью интегрального графика легко установить годовую подачу тепла различными источниками теплоснабжения. Например, если отопительная нагрузка района удовлетворяется от двух источников теплоснабжения, из которых один, более экономичный, имеет мощность, равную 60% максимального теплового потребления района ($\alpha = 0,6$), а другой, менее экономичный источник может покрывать недостающие 40% максимального теплового потребления, то, как видно из рис. 2-8, первым, более экономичным источником можно покрыть площадь *oklbcso* графика продолжительности, которая составляет 92% годового расхода тепла ($\bar{Q}_{\text{год}} = 0,92$), а вторым, менее экономичным источником — площадь графика *klpk*, составляющую только 8% годового расхода тепла.

Расход тепла на технологические нужды и горячее водоснабжение не является функцией наружной температуры, в то время как расход тепла на отопление и вентиляцию почти исключительно зависит от наружной температуры. Из-за указанного обстоятельства график продолжительности технологической нагрузки и горячего водоснабжения не может быть непосредственно просуммирован с графиком продолжительности сезонного теплопотребления.

Для построения суммарного графика продолжительности тепловой нагрузки приходится строить суммарные суточные графики по всем видам нагрузки для различных температурных условий (летние и зимние), а затем переносить часовые тепловые нагрузки с суточного графика на годовой путем перемножения продолжительности данной тепловой нагрузки по суточному графику на повторяемость данного теплового режима в течение года. Такой способ построения графика весьма сложен и требует большой затраты времени.

Для упрощения построения суммарного годового графика продол-

жительности тепловой нагрузки может быть рекомендован другой метод [Л. 9]. График строится по обычным правилам (в порядке последовательного уменьшения ординат) для одного вида тепловой нагрузки, сезонной, технологической или горячего водоснабжения, которая для данного объекта является основной. На этот график надстраивается другой график тепловой нагрузки по среднегодовой ординате. Для установления возможных размеров изменения тепловой нагрузки на графике дополнительными пунктирными линиями указываются возможные максимумы и минимумы нагрузок надстроенного графика. Суммирование производится отдельно для отопительного и летнего сезонов.

Обычно в городах основным видом тепловой нагрузки является сезонное теплоснабжение (отопление и вентиляция). Поэтому при построении суммарного графика в качестве основной нагрузки для зимнего периода принимаются отопление и вентиляция. К графику отопительно-вентиляционной нагрузки пристраивают сверху график технологической нагрузки и горячего водоснабжения по средней нагрузке за зимний период.

В летний период основным видом теплового потребления являются технологическая нагрузка и горячее водоснабжение, для которых по обычным правилам строится график продолжительности.

На рис. 2-9 приведен суммарный график для сезонной нагрузки, технологической нагрузки и горячего водоснабжения. График технологической нагрузки и горячего водоснабжения пристроен к графику сезонной нагрузки по средней своей ординате. Верхний пунктир показывает величину возможных кратковременных максимумов нагрузки. Нижний пунктир показывает величину возможных минимумов нагрузки. Площадь графика равна годовому расходу тепла.

В тех случаях, когда отсутствуют данные для построения графиков продолжительности тепловой нагрузки, годовой расход тепла по

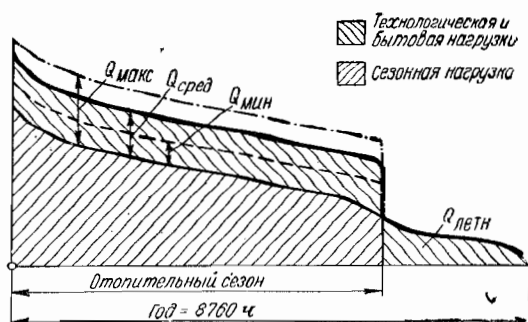


Рис. 2-9. Суммарный годовой график продолжительности нагрузок: сезонной, технологической и горячего водоснабжения.

району может быть найден ориентировочно как сумма произведений максимальных часовых нагрузок по отдельным видам теплового потребления на число часов использования максимума

$$Q_{\text{год}} = \sum Q_{\text{м}} n_{\text{м}},$$

где $Q_{\text{м}}$ — максимальный часовой расход тепла по отдельным видам тепловой нагрузки; $n_{\text{м}}$ — число часов использования максимума.

Обычно исходные тепловые нагрузки представляют собой расходы тепла у потребителей. Для определения расхода тепла со станции необходимо к расходу тепла у потребителей прибавить тепловые потери в сети. Абсолютная величина теплопотерь сети практически весьма мало зависит от тепловой нагрузки, зато относительные теплопотери резко изменяются при изменениях тепловой нагрузки.

При максимальной тепловой нагрузке сети тепловые потери обычно не превышают в городских тепловых сетях 3—5%, а в промышленных тепловых сетях 1—3%.

Среднегодовые теплопотери городских тепловых сетей составляют в среднем 4—8%, а промышленных — 2—5% от отпущенного тепла со станции.

2-5. ТЕПЛОВЫЕ КАРТЫ

При решении различных перспективных вопросов развития теплофикации крупных городов, теплового районирования и размещения теплогенерирующих источников

весьма удобно пользоваться тепловыми картами.

На тепловых картах различными условными обозначениями (расцветками или штриховками) указывается размещение тепловых потребителей, теплоплотность отдельных районов и ожидаемые тепловые нагрузки. При построении тепловых карт, представляющих особый интерес на начальных стадиях проектирования, приходится пользоваться укрупненными измерителями, так как более точные данные для исчисления тепловых нагрузок на этой стадии проектирования обычно отсутствуют.

Для ориентировочного расчета тепловых нагрузок вновь застраиваемых районов могут быть использованы следующие данные.

Средняя плотность населения во вновь застраиваемых кварталах городов при 5—6-этажных зданиях 300 чел. на 1 га.

Максимально-часовая и годовая теплоплотность на 1 га: Сибирь, Урал, север европейской части СССР—0,70 Гкал/ч и 2 000 Гкал/год.

Средняя полоса европейской части СССР и северная часть Средней Азии—0,65 Гкал/ч и 1 770 Гкал/год.

Юг европейской части СССР, южнее Харькова—0,58 Гкал/ч и 1 400 Гкал/год.

Крым, Кавказ, юг Средней Азии—0,50 Гкал/ч и 1 160 Гкал/год.

Максимально-часовой и годовой расход тепла на одного жителя приведены в приложениях 7 и 8.

Пример 2-1. Город расположен вблизи Москвы. В городе имеется промышленное предприятие, работающее 14 ч в сутки и потребляющее во время работы для технологических целей 10 Гкал/ч тепла, теплоноситель—пар

Расчетные теплотери промышленных зданий равны 20 Гкал/ч. Внутренние тепловыделения в цехах предприятия составляют 5 Гкал/ч. Среднесуточный расчетный расход тепла на вентиляцию промышленных зданий равен 8 Гкал/ч.

Вблизи предприятия расположен жилой район, в котором проживает 20 тыс. чел. В районе 40 кирпичных жилых зданий объемом по 25 тыс. м³ и 5 кирпичных общественных зданий объемом по 40 тыс. м³. Кроме того, в районе имеется банно-прачечный комбинат, потребляющий в среднем для горячего водоснабжения 1 Гкал/ч. Расчетный расход тепла на отопление и вентиляцию этого комбината равен 500 тыс. ккал/ч.

Объект снабжается теплом от ТЭЦ, располагающей паром из отборов турбин при давлении 1 ата в количестве 24 Гкал/ч. Этот пар может быть только использован для покрытия отопительно-вентиляционной нагрузки и горячего водоснабжения завода и жилого района.

Недостающее тепло берется непосредственно из котлов.

Требуется определить максимально-часовую нагрузку ТЭЦ и годовой отпуск тепла от ТЭЦ с распределением его между теплом из отбора турбин и теплом, взятым непосредственно из котлов.

Решение. Построим зависимость сезонной тепловой нагрузки от наружной температуры (рис. 2-10,а).

Определяем по формулам (2-8) и (2-9) расчетный расход тепла на отопление и вентиляцию жилых зданий.

Принимаем коэффициент инфильтрации жилых зданий $\mu=0$.

$$\begin{aligned} Q_{01} &= m_1 x_0 V (t_n - t'_n) = \\ &= 40 \cdot 0,296 \cdot 25\,000 (18 + 26) = \\ &= 13 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч} = 13 \text{ Гкал/ч} = 15,15 \text{ Мвт} \\ x_0 &= \frac{1,6}{V^{0,167}} = \frac{1,6}{25\,000^{0,167}} = \\ &= 0,296 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} = \\ &= 0,345 \text{ Вт/м}^3 \cdot \text{град}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Число зданий } m_1 &= 40; t_n = 18^\circ; t'_n = \\ &= -26^\circ; V = 25\,000 \text{ м}^3. \end{aligned}$$

Определяем расчетный расход тепла на отопление общественных зданий и коммунальных предприятий

$$\begin{aligned} Q_{02} &= m_2 x_0 V (t_n - t'_n) = \\ &= 5 \cdot 0,28 \cdot 40\,000 (18 + 26) = \\ &= 3,0 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч} = 3,0 \text{ Гкал/ч} = 3,5 \text{ Мвт}; \\ m_2 &= 5; x_0 = \frac{1,6}{40\,000^{0,167}} = \\ &= 0,28 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} = \\ &= 0,327 \text{ Вт/м}^3 \cdot \text{град}. \end{aligned}$$

Расход тепла на отопление и вентиляцию банно-прачечного комбината $Q_{03} =$

$$= 0,5 \text{ Гкал/ч} = 0,584 \text{ Мвт}.$$

Суммарный расход тепла на отопление города

$$\begin{aligned} Q_0 &= Q_{01} + Q_{02} + Q_{03} = 13 + 3,0 + 0,5 = \\ &= 16,5 \text{ Гкал/ч} = 19,24 \text{ Мвт}. \end{aligned}$$

Наносим на график рис. 2-10,а зависимость $Q = f(t_n)$ для сезонной тепловой нагрузки города и завода.

Теплопотери в сетях принимаем равными 5% от расчетной сезонной нагрузки.

Построим график продолжительности сезонной нагрузки (рис. 2-10,б, кривая 8). Длительность стояния наружных температур приведена в приложении 6.

К кривой продолжительности сезонной нагрузки приставляем сверху среднюю нагрузку горячего водоснабжения (кривая 9) и среднюю технологическую нагрузку (кривая 10).

Средний расход тепла на горячее водоснабжение жилых зданий определяется, исходя из расхода горячей воды на жителя 100 л/сутки (приложение 4а) при средней температуре горячей воды, подаваемой абонентам, 60°С и средней температуре холодной водопроводной воды 5°С

$$Q_{г}^{ж} = \frac{20\,000 \cdot 100 (60 - 5)}{24} = 4,8 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч} = 5,6 \text{ Мвт.}$$

С учетом нагрузки банно-прачечного комбината средний расход тепла на горячее водоснабжение зимой составляет:

$$Q_{г}^3 = 5,8 \text{ Гкал/ч} = 6,76 \text{ Мвт.}$$

Средний расход тепла на горячее водоснабжение в летний период принимаем 75% от среднезимнего расхода. С учетом теплопотерь в сетях в размере 50%, от зимних теплопотерь тепловая нагрузка ТЭЦ по горячему водоснабжению составит в летний период $Q_{г}^4 = 0,75 \cdot 5,8 + 0,5 \cdot 2,0 = 4,5 \text{ Гкал/ч} = 5,25 \text{ Мвт.}$

Расход тепла на технологические нужды задан в размере 10 Гкал/ч=11,63 Мвт. Поскольку технологическая тепловая нагрузка составляет в данном случае небольшую долю от суммарной тепловой нагрузки ТЭЦ, а теплопотери в промышленных сетях невелики (1—3%), мы их не учитываем.

Так как промышленное предприятие работает 14 ч в сутки, то длительность его работы составляет: в отопительный период $\frac{14}{24} \cdot 5\,000 = 2\,900 \text{ ч}$, в летний период $\frac{14}{24} \cdot 3\,760 = 2\,200 \text{ ч}$. Условно наносим на график продолжительности технологическую нагрузку в виде двух площадок (кривые 10).

Как видно из рис. 2-10, максимальная тепловая нагрузка ТЭЦ составляет 58 Гкал/ч=67,6 Мвт. Эта нагрузка покрывается паром из отбора в размере 24 Гкал/ч=28 Мвт (кривая 11) и непосредственно теплом из котлов в размере 34 Гкал/ч=39,6 Мвт.

Годовой отпуск тепла от ТЭЦ на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, подсчитанный по графику продолжительности, составляет 160 тыс. Гкал=609 тыс. ГДж; из них 140 тыс. Гкал=585 тыс. ГДж отпускаются за отопительный сезон и 20 тыс. Гкал=84 тыс. ГДж — за летний период.

Поскольку тепловая мощность отборов турбин составляет 24 Гкал/ч=28 Мвт, а максимальная отопительно-бытовая нагрузка равна 48 Гкал/ч=56 Мвт ($\alpha = \frac{24}{48} = 0,5$), то

часть отопительно-бытовой нагрузки удовлетворяется теплом непосредственно из котлов.

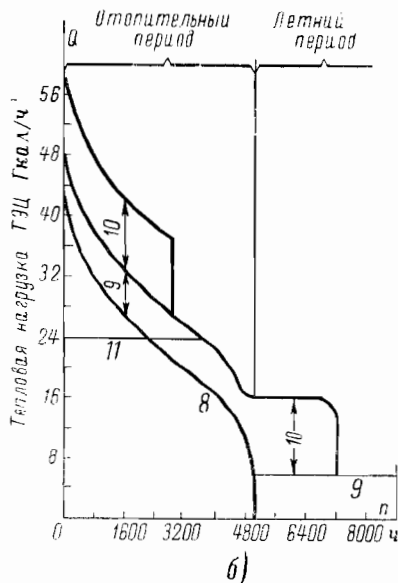
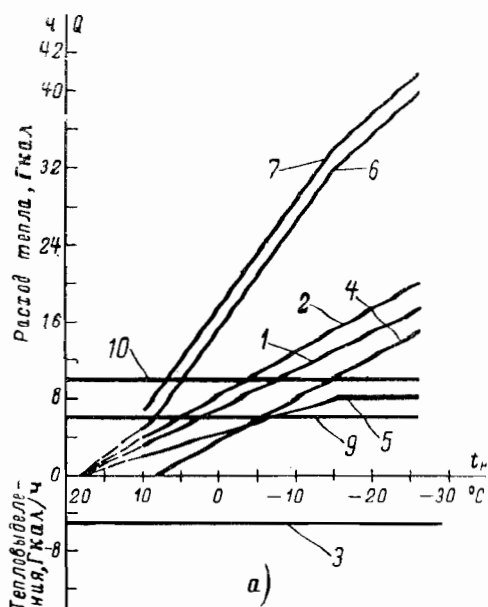


Рис. 2-10. Построение графика продолжительности тепловой нагрузки.

а — зависимость сезонной тепловой нагрузки от наружной температуры; б — график продолжительности тепловой нагрузки.

1 — расход тепла на отопление города; 2 — теплопотери промышленных зданий; 3 — тепловыделение в промышленных зданиях; 4 — расход тепла на отопление промышленных зданий; 5 — расход тепла на вентиляцию промышленных зданий; 6 — суммарный расход тепла на отопление и вентиляцию; 7 — сезонная нагрузка ТЭЦ с учетом теплопотери; 8 — годовая сезонная нагрузка; 9 — нагрузка горячего водоснабжения; 10 — технологическая нагрузка; 11 — тепловая мощность отборов турбин.

По графику 2-10, б легко подсчитать, что годовой отпуск тепла из отборов турбин для покрытия отопительно-бытовой нагруз-

ки составляет 126 тыс. $G_{\text{кал}}=527$ тыс. $G_{\text{дж}}$, или 79% от годового отпуска тепла.

Отпуск тепла для технологических нужд составляет 50 тыс. $G_{\text{кал}}=209$ тыс. $G_{\text{дж}}$ и покрывается полностью из котлов.

Суммарный годовой отпуск тепла от ТЭЦ составляет 210 тыс. $G_{\text{кал}}=878$ тыс. $G_{\text{дж}}$. Из этого количества тепла 126 тыс. $G_{\text{кал}}=527$ тыс. $G_{\text{дж}}$, или 60%, покрывается из отборов турбин и 84 тыс. $G_{\text{кал}}=351$ тыс. $G_{\text{дж}}$ из котлов.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

3-1. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ТЭЦ

Централизованное теплоснабжение состоит из трех последовательных операций:

- а) подготовка теплоносителя;
- б) транспорт теплоносителя;
- в) использование теплоносителя.

Подготовка теплоносителя производится в специальных установках на теплоэлектроцентралях или в районных котельных. Транспортируется теплоноситель по тепловым сетям. Используется теплоноситель в теплоприемниках потребителей. Комплекс установок, предназначенных для подготовки, транспорта и использования теплоносителя, составляет систему теплоснабжения.

Для транспорта тепла на большие расстояния применяются два теплоносителя: вода и водяной пар. Как правило, для удовлетворения сезонной нагрузки и нагрузки горячего водоснабжения в качестве теплоносителя используется вода, для промышленной технологической нагрузки — пар.

Большая часть тепловой нагрузки покрывается при теплофикации отработавшим теплом, получаемым от установленных на ТЭЦ теплофикационных турбин, в которых электрическая энергия вырабатывается комбинированным методом.

Теплофикационные турбины применяются двух основных типов: а) с противодавлением (типа Р), б) конденсационные с отбором пара (типа Т или ПТ). Турбины с противодавлением не имеют конденсатора и электрическая энергия вырабатывается ими полностью комбинированным методом. Турбины этого типа имеют высокую тепловую экономичность и требуют меньших по

сравнению с турбинами другого типа начальных затрат на установку.

Недостатком этих турбин является жесткая связь между развиваемой электрической мощностью и тепловой нагрузкой. Поэтому они используются обычно только для покрытия устойчивой «базовой» части теплового графика.

Конденсационные турбины с отбором пара могут развивать, как правило, полную электрическую мощность независимо от величины теплового потребления. С этой стороны эти турбины более универсальны, чем турбины с противодавлением. Но зато турбины с отбором пара вырабатывают часть электрической энергии конденсационным методом, поэтому их тепловая экономичность ниже, чем турбин с противодавлением.

Соотношение устанавливаемых мощностей теплофикационных турбин разных типов зависит от характера графика тепловой нагрузки и наличия резерва электрической мощности в энергосистеме. Долевое участие турбин с противодавлением в суммарной установленной мощности теплофикационных турбин увеличивают при наличии в энергосистеме достаточного резерва электрической мощности, могущей быть введенной в работу в периоды пониженной тепловой нагрузки ТЭЦ [Л. 186].

На рис. 3-1 показана принципиальная схема теплофикационной турбины ПТ-50-130 Ленинградского металлического завода. Турбина мощностью 50 Мвт на начальные параметры 130 ата, 565°С имеет два регулируемых теплофикационных отбора пара. Теплофикационные

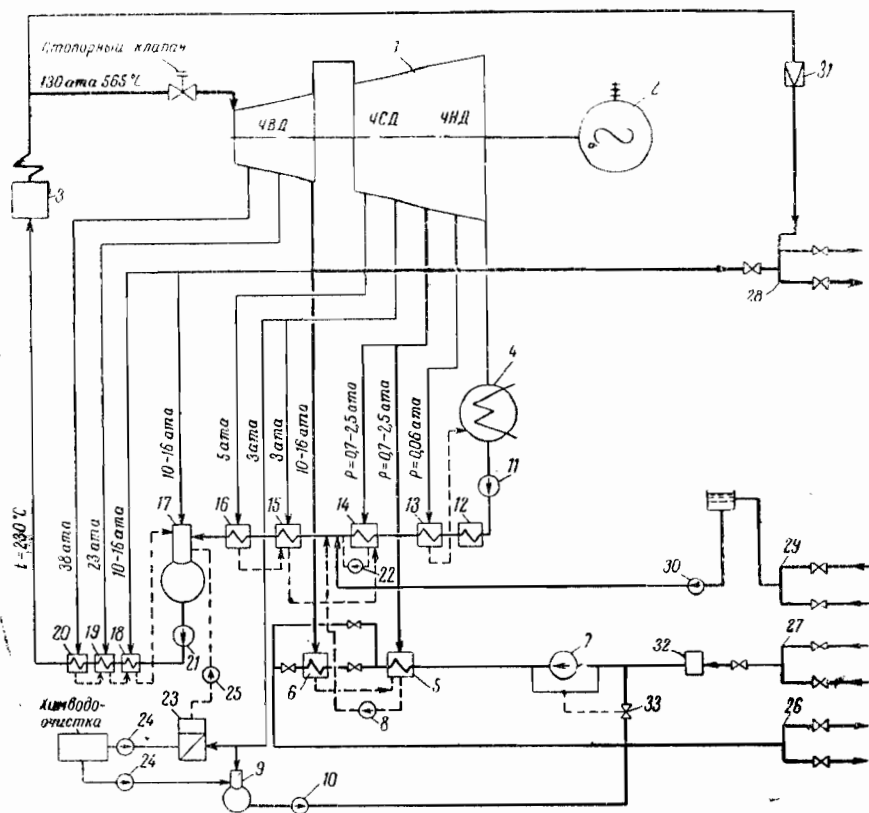


Рис. 3-1. Принципиальная тепловая схема теплофикационной турбины ПТ-50-130.

1 — турбина; 2 — электрогенератор; 3 — котел; 4 — конденсатор; 5 — теплофикационный подогреватель нижней ступени; 6 — теплофикационный подогреватель верхней ступени; 7 — сетевой насос; 8 — конденсатный насос теплофикационного подогревателя; 9 — деаэра-тор подпитки сетевой воды; 10 — подпиточный сетевой насос; 11 — конденсатный насос; 12 — эжекторный подогреватель; 13, 14, 15 и 16 — регенеративные подогреватели низкого давления; 17 — стационарный деаэрактор; 18, 19 и 20 — регенеративные подогреватели высокого давления; 21 — питательный насос; 22 — конденсатный насос регенеративных подогревателей; 23 — испарительная установка; 24 — насосы химводоочистки; 25 — под-питочный насос станции; 26 — подающий водяной коллектор; 27 — обратный водяной коллектор; 28 — паровой коллектор; 29 — конденсатный коллектор; 30 — конденсатный насос; 31 — редукционноохладительная установка; 32 — фильтр-грязевик; 33 — регулятор подпитки.

турбины типа ПТ с двумя регулируемыми отборами пара выпускаются в СССР серийно мощностью 12, 25 и 50 Мвт.

В рассматриваемой турбине ПТ-50-130 верхний отбор при давлении 10—16 ата используется главным образом для подачи абонентам пара для технологических целей.

Нижний отбор при давлении 0,7—2,5 ата используется для подогрева воды, циркулирующей в тепловой сети. Вода отдает тепло в абонентских установках. Для дополнительного подогрева воды в период максимальной тепловой нагрузки может быть также использован пар из верхнего отбора.

Кроме того, турбина имеет пять нерегулируемых отборов 0,06; 3; 5; 23 и 38 ата для регенеративного подогрева конденсата и питательной воды.

Пар из верхнего регулируемого отбора при давлении 10—16 ата подводится к коллектору 28, откуда он направляется по паровым сетям к потребителям. Конденсат, возвращаемый от потребителей на станцию, поступает через коллектор 29 в сборный бак, откуда он с помощью насоса 30 перекачивается через регенеративные подогреватели 15 и 16 в деаэрактор 17.

На случай остановки турбины, а также для возможности покрытия пиковых тепловых нагрузок в схеме

предусмотрена подача пара из котла в коллектор 28 через редукционно-охладительную установку 31.

Вода, циркулирующая в тепловой сети, подогревается на ТЭЦ в двухступенчатой теплофикационной подогревательной (бойлерной) установке, состоящей из двух групп аппаратов: нижней ступени (основной) — 5 и верхней ступени (пиковой) — 6. Обе ступени подогрева включены последовательно по воде. Сначала вода поступает в основные подогреватели 5, где нагревается паром из нижнего регулируемого отбора.

Давление пара в отборе искусственно регулируется от 0,7 до 2,5 *ата* в зависимости от требуемой температуры подогрева воды. Для подогрева воды до температуры 80—85°С используется пар давлением 0,7 *ата*. При необходимости подогрева воды до более высокой температуры повышают давление в отборе турбины. При давлении в регулируемом отборе 2,5 *ата* вода может быть подогрета до 115—120°С.

Для получения более высокой температуры подогрева вода после основных подогревателей 5 проходит через пиковый подогреватель 6. Пиковый подогреватель включается в работу только в периоды больших тепловых нагрузок и питается паром из верхнего регулируемого отбора. При удовлетворении сезонной тепловой нагрузки, которая в городских условиях является часто преобладающей над другими тепловыми нагрузками, пиковый подогреватель 6 работает незначительное число часов в году, только в периоды низких наружных температур. Основное количество тепла отдается через первую ступень подогрева 5, питаемую паром из нижнего регулируемого отбора.

В этих условиях верхний регулируемый отбор загружен не полностью в течение большей части года, отчего снижается тепловая экономичность ТЭЦ.

Более целесообразно верхний регулируемый отбор этих турбин загружать полностью технологической нагрузкой, которая, как правило, имеет круглогодичный характер, а

для удовлетворения пиковой части сезонной тепловой нагрузки устанавливать в ТЭЦ специальные пиковые водогрейные или паровые котлы. Удельная стоимость пиковых котлов значительно ниже стоимости энергетических котлов высокого давления.

Циркуляция воды в системе теплоснабжения создается сетевыми насосами 7. Охлажденная вода, возвращающаяся от потребителей по обратной линии тепловой сети, поступает в обратный коллектор 27, проходит через фильтр-грязевик 32, защищающий насосы от механических загрязнений, и подается насосами 7 через теплофикационную подогревательную установку 5 и 6 в подающий коллектор 26, откуда по подающей линии тепловой сети вновь поступает к потребителям.

Сетевая вода циркулирует в замкнутом контуре: подогревательная установка (бойлерная), подающая линия тепловой сети, абонентская установка, обратная линия тепловой сети, циркуляционные насосы, подогревательная установка.

Утечки воды из тепловой сети восполняются химочищенной деаэрированной водой. Вода из химводоочистки подается насосом 24 в деаэратор 9, откуда она забирается подпиточным насосом 10 и подается через регулятор подпитки 33 во всасывающий коллектор сетевых насосов 7. Импульсом для регулятора подпитки является давление в одной из точек циркуляционного контура тепловой сети. Наиболее удобно импульс брать от перемычки между нагнетательным и всасывающим коллекторами сетевых насосов.

Система регенеративного подогрева питательной воды работает на паре из регулируемых и нерегулируемых отборов турбин. Конденсатный насос 11 забирает конденсат из конденсатора 4 и подает его через эжекторный подогреватель 12 и регенеративные подогреватели 13, 14, 15 и 16 в деаэратор 17, обогреваемый паром из верхнего регулируемого отбора турбины. Кроме конденсата из конденсатора турбины, в деаэратор 17 поступает также конденсат из системы теплоснабже-

ния, а также добавочная питательная вода из испарительной установки 23. Из деаэратора 17 вода забирается питательным насосом 21 и подается им в котел через регенеративные подогреватели 18, 19 и 20.

Как в системе регенеративного подогрева 18, 19, 20 и 14, 15, 16, так и в теплофикационной подогревательной установке 5, 6 конденсат греющего пара движется противоток к нагреваемой воде.

Конденсат из пиковых подогревателей 6 направляется в основные подогреватели 5. Из основных подогревателей конденсат забирается конденсатным насосом 8 и подается им через регенеративные подогреватели 15 и 16 в деаэратор 17.

Конденсат из регенеративного подогревателя 20 направляется в подогреватель 19, из него в подогреватель 18, а из него в деаэратор 17. Аналогично конденсат из регенеративного подогревателя 15 направляется в подогреватель 14, а оттуда с помощью насоса подается через регенеративные подогреватели 15 и 16 в деаэратор 17.

Такая схема дренажа конденсата упрощает установку вследствие уменьшения числа конденсатных насосов. Однако при такой схеме получаются дополнительные энергетические потери, так как конденсат верхних подогревателей, полученный из пара более высокого потенциала, вытесняет в нижних подогревателях тепло пара более низкого потенциала, на базе которого может быть получена большая удельная комбинированная выработка электрической энергии.

Энергетически выгоднее конденсат из каждого подогревателя подавать в поток питательной воды, имеющий температуру, близкую к температуре этого конденсата.

В том случае, когда основным теплоносителем является вода, на ТЭЦ устанавливаются теплофикационные турбины, имеющие регулируемые отборы только низкого давления, так называемые турбины «отопительного» типа.

На рис. 3-2 показана принципиальная тепловая схема теплофикационной турбины Т-100-130 мощно-

стью 100 Мвт на начальные параметры 130 ата, 565° С [Л. 24]. Турбины такого типа выпускаются серийно Уральским турбомоторным заводом мощностью 100 и 50 Мвт.

Турбина имеет два регулируемых отбора пара, используемых для теплофикации.

Давление в нижнем отборе может изменяться от 0,3 до 2,0 ата. Причем при давлении в нижнем отборе ниже 0,5 ата регулятор давления полностью открыт. Давление в верхнем отборе может изменяться от 0,9 до 2,5 ата, что обеспечивает подогрев воды до 118—120° С. Подогрев воды до более высокой температуры производится в пиковом водогрейном котле.

Пар из теплофикационных отборов используется для подогрева сетевой воды в двухступенчатой подогревательной установке. Кроме того, в конденсаторе этой турбины имеется встроенный теплофикационный пучок, который может быть использован для подогрева подпиточной воды. Этот пучок может быть также использован для подогрева сетевой воды в зимний период, когда турбина развивает полную электрическую мощность на базе теплофикационных отборов и в конденсатор турбины проходит только вентиляционный расход пара. При этом в конденсаторе устанавливается повышенное давление, величина которого зависит от температуры и расхода обратной воды, проходящей через конденсатор. При рассматриваемом режиме охлаждающая циркуляционная вода через конденсатор не проходит.

Сетевая вода подогревается на ТЭЦ в четырех последовательно включенных ступенях подогрева. Возвращающаяся из сети охлажденная вода поступает через обратный коллектор 29 во встроенный теплофикационный пучок 5 в конденсаторе. Для подогрева воды во встроенном пучке используется вентиляционный расход пара через хвостовую (ч. н. д.) часть турбины.

Из конденсатора сетевая вода поступает в первый теплофикационный подогреватель 6, питаемый паром из нижнего теплофикационного

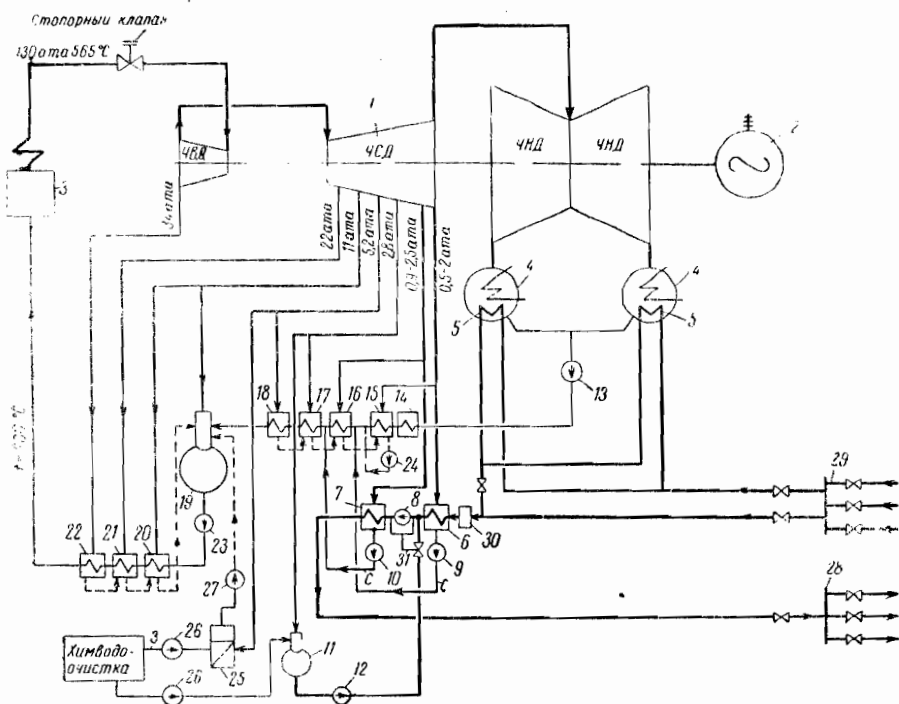


Рис. 3-2. Принципиальная схема теплофикационной турбины Т-100-130.

1 — турбина; 2 — электрогенератор; 3 — котел; 4 — конденсатор; 5 — встроенный теплофикационный пучок в конденсаторе; 6 — теплофикационный подогреватель нижней ступени; 7 — теплофикационный подогреватель верхней ступени; 8 — сетевой насос; 9 и 10 — конденсатные насосы теплофикационных подогревателей; 11 — деаэризатор подпитки сетевой воды; 12 — подпиточный насос; 13 — конденсатный насос; 14 — эжекторный подогреватель; 15, 16, 17 и 18 — регенеративные подогреватели низкого давления; 19 — станционный деаэризатор; 20, 21 и 22 — регенеративные подогреватели высокого давления; 23 — питательный насос; 24 — конденсатный насос регенеративных подогревателей низкого давления; 25 — испарительная установка; 26 — насосы химоводоочистки; 27 — подпиточный насос станции; 28 — подающий водяной коллектор; 29 — обратный водяной коллектор; 30 — фильтр-грязевик; 31 — регулятор подпитки.

отбора 0,3—2,0 ата. Из этого подогревателя сетевая вода поступает в насос 8 и подается им через второй теплофикационный подогреватель 7, питаемый паром из верхнего теплофикационного отбора 0,9—2,5 ата, в подающий коллектор тепловой сети 28, а из него в тепловую сеть. При необходимости более высокого подогрева сетевая вода подается из коллектора 28 в пиковый водогрейный котел, где производится ее дополнительный подогрев, а из него в тепловую сеть. Утечки воды из тепловой сети восполняются химочищенной деаэрированной водой, которая подается подпиточным насосом 12 через регулятор подпитки 31 во всасывающий коллектор сетевого насоса 8.

В турбине имеется развитая регенеративная система для подогрева конденсата. Конденсатный насос 13 забирает конденсат из конденсатора и подает его через эжекторный

подогреватель 14 и регенеративные подогреватели 15, 16, 17 и 18, питаемые паром из регулируемых и нерегулируемых отборов турбины, в деаэризатор 19, питаемый паром из нерегулируемого отбора 11 ата. Из деаэризатора 19 вода забирается питательным насосом и подается им в котел через регенеративные подогреватели 20, 21 и 22.

Конденсат из теплофикационных подогревателей первой ступени 6 и второй ступени 7 подается конденсатными насосами 9 и 10 непосредственно в поток питательной воды после регенеративных подогревателей 15 и 16, питаемых паром из тех же отборов, что и теплофикационные подогреватели.

Кроме описанных теплофикационных турбин Т-100 и Т-50, в СССР выпускаются серийно теплофикационные турбины отопительного типа мощностью 2,5; 4; 6; 12 и 25 Мвт. Все эти турбины с более низкими

начальными параметрами пара, с одним регулируемым теплофикационным отбором 1,2—2,5 или 0,7—2,5 ата и без использования конденсатора для подогрева сетевой воды.

Турбины Т-100 и Т-50 Уральского гурбомоторного завода энергетически более выгодны по сравнению с другими теплофикационными турбинами отопительного типа по следующим причинам:

а) Более высокие начальные параметры пара.

б) Многоступенчатый подогрев сетевой воды — теплофикационный пучок в конденсаторе и два теплофикационных подогревателя.

в) Более низкое среднее давление отработавшего пара, используемого для теплофикации.

г) Отсутствие в течение большей части отопительного периода «привязанной» конденсационной мощности, так как отработавший пар, поступающий в конденсатор, используется для теплофикации.

д) Более совершенная схема дренажа конденсата из теплофикационных подогревателей. Конденсат подается из каждого подогревателя в поток питательной воды, имеющей температуру, близкую к температуре конденсата.

е) Меньшие расходы на собственные нужды, поскольку в течение значительной части отопительного сезона циркуляционные насосы конденсаторов не работают, так как через конденсаторы проходит обратная сетевая или подпиточная вода.

По виду теплоносителя системы теплоснабжения делятся на водяные и паровые.

3-2. ВОДЯНЫЕ СИСТЕМЫ

Водяные системы теплоснабжения применяются двух типов: закрытые и открытые. В закрытых системах вода, циркулирующая в тепловой сети, используется только как теплоноситель, но из сети не отбирается. В открытых системах циркулирующая вода частично или полностью разбирается у абонентов для горячего водоснабжения.

В зависимости от количества линий, используемых для теплоснаб-

жения данной группы потребителей, водяные системы делятся на однотрубные, двухтрубные, трехтрубные и многотрубные. Минимальное число линий для открытой системы равно единице, а для закрытой системы — двум.

Наиболее простой системой является однотрубная. Эта система применима в том случае, когда теплоноситель полностью используется у абонентов, например, если горячая вода, подаваемая по однотрубному теплопроводу, используется сначала для отопления, а затем охлажденная вода подается в установки горячего водоснабжения.

Однако область применения однотрубных систем ограничена, так как в большинстве районов страны потребность в горячей воде для бытовых нужд значительно меньше, чем расход сетевой воды на отопление жилых и общественных зданий. Поэтому для теплоснабжения городов применяются обычно двухтрубные водяные системы.

В двухтрубных системах тепловая сеть состоит из двух линий: подающей и обратной. По подающей линии горячая вода подводится от станции к абонентам, по обратной линии охлажденная вода возвращается на станцию.

Преимущественное строительство в городах двухтрубных систем объясняется тем, что эти системы дешевле многотрубных по начальным затратам и эксплуатационным расходам и требуют меньших капиталовложений при сооружении. Двухтрубные системы применимы в тех случаях, когда всем потребителям района требуется тепло примерно одного потенциала. Такие условия имеют обычно место в городах, где вся тепловая нагрузка (отопление, вентиляция и горячее водоснабжение) может быть удовлетворена в основном теплом низкого потенциала.

В промышленных районах, где имеется технологическая тепловая нагрузка повышенного потенциала, могут применяться трехтрубные системы [Л. 84]. В трехтрубных водяных сетях две линии используются как подающие, а третья линия яв-

ляется обратной. К каждой подающей линии присоединяются однородные по потенциалу и режиму тепловые нагрузки. В промышленных районах обычно к одной подающей линии присоединяются отопительные и вентиляционные установки (сезонная нагрузка), а к другой — технологические установки и установки горячего водоснабжения. При таком решении полнее используется пар отбора низкого давления турбины.

Трехтрубная система позволяет осуществлять центральное регулирование двух различных по характеру тепловых нагрузок, так как в одной подающей линии температурный и гидравлический режимы могут изменяться в соответствии с характером сезонной тепловой нагрузки, а режим работы другой линии может соответствовать графику технологической нагрузки.

ЗАКРЫТЫЕ СИСТЕМЫ

Число параллельных линий в закрытой системе должно быть не меньше двух, так как после отдачи тепла в абонентских установках теплоноситель должен быть возвращен на станцию. На рис. 3-3 показана закрытая двухтрубная водяная система. По подающей линии I тепловой сети горячая вода поступает в абонентские установки, а по обратной линии II охлажденная вода возвращается на станцию.

В зависимости от характера абонентской установки и режима работы тепловой сети выбираются схемы присоединения абонентских установок к тепловой сети. На рис. 3-3 приведены различные схемы присоединения абонентов к водяной тепловой сети. Схемы *а, б, в, г*, показывают присоединение отопительных установок; схемы *д, е* — присоединение установок горячего водоснабжения; а схемы *з, ж, и, к* — показывают совместное присоединение в одном узле (на одном абонентском вводе) отопительной установки и установки горячего водоснабжения. На практике находят применение две принципиально различные схемы присоединения — зависи-

мая и независимая. При первой схеме присоединения вода из тепловой сети непосредственно поступает в приборы абонентской установки. При второй схеме вода из тепловой сети проходит через теплообменник, в котором нагревает вторичный теплоноситель, используемый в абонентской установке.

На рис. 3-3 отопительные установки *а, б, в, з, ж, и, к*, присоединены к тепловой сети по зависимой схеме, отопительная установка — по независимой схеме.

В закрытых системах теплоснабжения установки горячего водоснабжения присоединяются к тепловой сети только через водоводяные подогреватели, т. е. по независимой схеме.

При зависимых схемах присоединения давление в абонентской установке зависит от давления в тепловой сети. При независимых схемах присоединения давление в местной системе не зависит от давления в тепловой сети.

Оборудование абонентского ввода при зависимой схеме присоединения проще и дешевле, чем при независимой схеме. При зависимой схеме присоединения может быть получен больший перепад температур сетевой воды в абонентской установке, чем при независимой схеме. Увеличение перепада температур воды в местной системе уменьшает расход теплоносителя в сети, что приводит к снижению диаметров сети и экономии на начальной стоимости тепловой сети и на эксплуатационных расходах.

В тех случаях, когда при зависимой схеме нельзя обеспечить допустимый уровень давлений в абонентской установке, применяются независимые схемы присоединения.

В частности, допустимое давление для чугунных отопительных приборов (радиаторов) старого выпуска равно 5 атм, только начиная с 1952 г. начался выпуск чугунных отопительных приборов на давление 6 атм (ГОСТ 6425-52), поэтому независимые схемы присоединения отопительных установок применяются в тех случаях, когда при зависимых схемах нельзя обеспечить под-

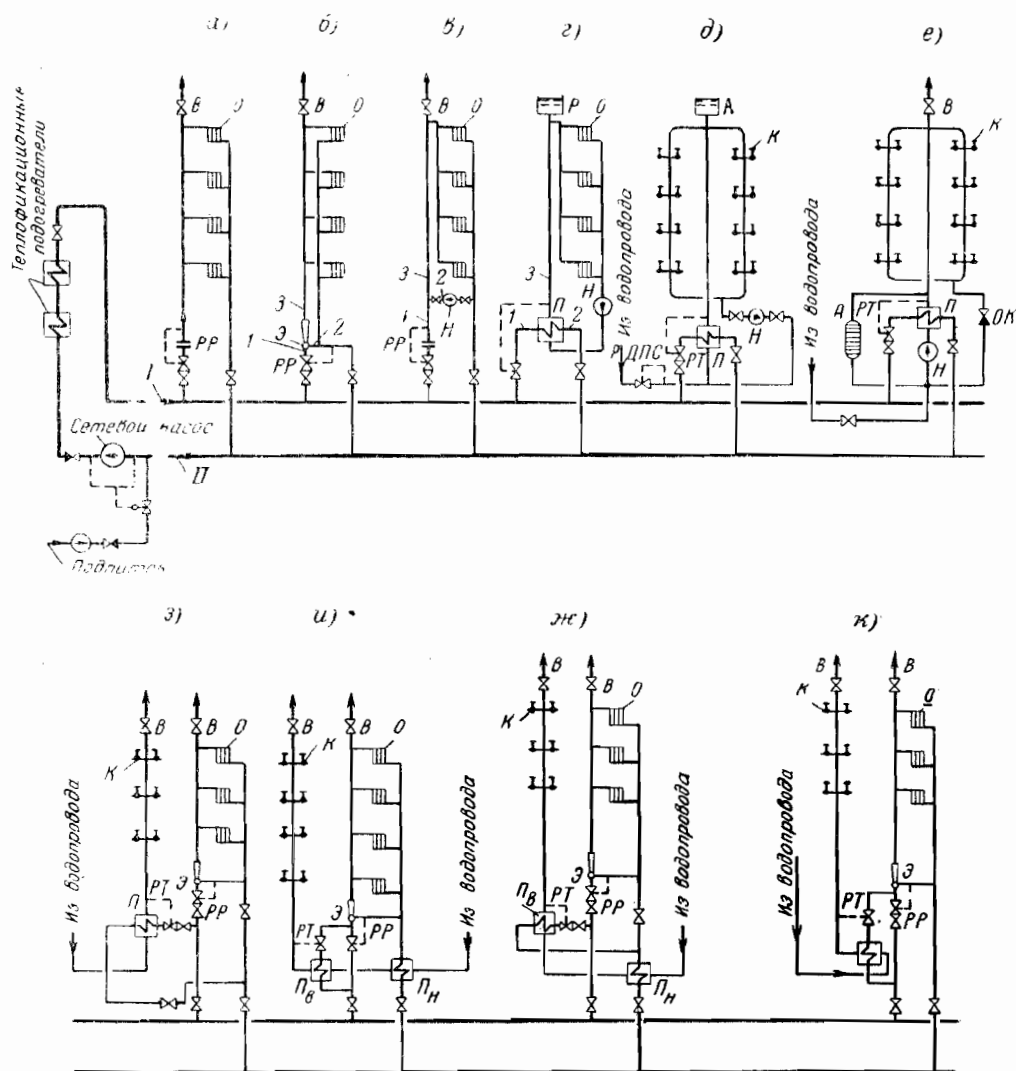


Рис. 3-3. Закрытая двухтрубная водяная система.

Схемы присоединения: а — зависимая, отопительной установки без смешения; б — зависимая, отопительной установки со струйным смешением; в — зависимая, отопительной установки с насосным смешением; г — независимая, отопительной установки; д — установки горячего водоснабжения с верхним аккумулятором; е — установки горячего водоснабжения с нижним аккумулятором; ж — параллельная, установки горячего водоснабжения и отопительной установки; з — смешанная, установки горячего водоснабжения и отопительной установки; и — двухступенчатая последовательная, установки горячего водоснабжения и отопительной установки; К — предвключенная, установки горячего водоснабжения и отопительной установки. А — аккумулятор горячей воды; В — воздушный кран; К — водоразборный кран; Н — насос; О — отопительный прибор; ОК — обратный клапан; П — подогреватель; Р — расширительный бачок; РДПС — регулятор давления «после себя»; РР — регулятор расхода; РТ — регулятор температуры; Э — элеватор.

держания в старых местных отопительных установках давление ниже 5 атм и в отопительных установках последних лет строительства — ниже 6 атм.

Схема а показывает зависимое присоединение отопительной установки. Вода из подающей линии тепловой сети поступает через регулятор расхода РР непосредственно

в отопительную систему здания, проходит через отопительные приборы О и отдает в них тепло окружающему воздуху. Охлажденная вода поступает в обратную линию тепловой сети.

По такой схеме присоединяются к тепловой сети системы водяного отопления промышленных предприятий.

В том случае, когда максимальная температура воды в подающей линии тепловой сети не превышает 95°C , по этой схеме присоединяются также отопительные системы жилых и общественных зданий.

В большинстве случаев отопительные системы жилых и общественных зданий присоединяются к водяным тепловым сетям по зависимой схеме со смесительным устройством (схемы б и в). Объясняется это тем, что по санитарным нормам максимальная температура воды, поступающей в приборы отопления жилых и общественных зданий, не должна превышать 95°C , в то время как максимальная температура воды в подающей линии тепловой сети обычно выше указанной величины. В городских теплофикационных установках СССР максимальная температура воды в подающей линии принимается в большинстве случаев равной $130\text{--}150^{\circ}\text{C}$, причем имеется тенденция к дальнейшему повышению температуры воды в сети.

Смесительное устройство, установленное на абонентском вводе, подмешивает к горячей воде, поступающей из подающей линии, охлажденную воду из обратной линии. В результате получается смешанная вода более низкой температуры, чем вода в подающей линии. В качестве смесительных устройств на абонентских вводах применяются струйные и центробежные насосы.

На узле б показана зависимая схема присоединения со струйным насосом (элеватором). Эта схема, получившая широкое применение, была разработана и предложена проф. В. М. Чаплиным еще на заре развития теплофикации в СССР [Л. 185]. Вода из подающей линии тепловой сети поступает после регулятора расхода *РР* через патрубок 1 в элеватор Э. Через патрубок 2 в элеватор подсасывается часть охлажденной воды, возвращающейся из отопительной установки в обратную линию тепловой сети. Смешанная вода подается элеватором в отопительную систему по патрубку 3.

Устройство струйного насоса-элеватора показано на рис. 3-4. Для работы элеватора необходимо иметь на абонентском вводе значительную разность напоров между подающей и обратной линиями теплосети. За счет этой разности напоров создается повышенная скорость воды на выходе из сопла элеватора, необходимая для создания эффекта инжекции.

При потере напора в циркуляционном контуре местной отопительной системы $1\text{--}1,5\text{ м}$ и обычно требующихся коэффициентах инжекции¹ порядка $1,5\text{--}2,5$ разность напоров подающей и обратной линий должна составлять $8\text{--}15\text{ м}$. В тех случаях, когда на абонентском вводе отсутствует разность напоров достаточной величины, в качестве смесительного устройства применяются центробежные насосы.

Зависимая схема со смесительным насосом показана на узле в (рис. 3-3). Насос *Н* забирает охлажденную воду из обратной линии отопительной установки и подает ее на смешение с горячей водой, поступающей через регулятор расхода *РР* из подающей линии. Работа центробежного насоса требует постоянного обслуживания, что усложняет эксплуатацию. Поэтому смесительные насосы применяются сравнительно редко, когда располагаемый напор на абонентском вводе недостаточен, обычно в концевых точках тепловой сети.

Для поддержания постоянного расхода воды из тепловой сети в отопительную систему на абонентских вводах а, б, в установлены регуляторы расхода *РР*. Импульсом для работы этих регуляторов является перепад давлений в каком-либо дроссельном органе — шайбе или сопле элеватора.

На узле г показана независимая схема присоединения отопительной установки к водяной тепловой сети.

¹ Коэффициентом инжекции называется отношение расхода воды, подсасываемой (инжектируемой) струйным насосом, к расходу воды через сопло струйного насоса. Этот коэффициент часто также называют коэффициентом смешения.

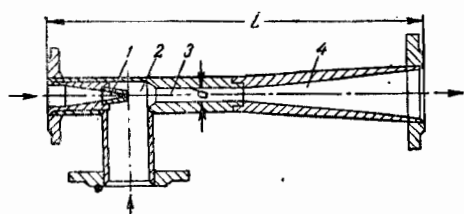


Рис. 3-4. Водоструйный элеватор конструкции ВТИ—Теплосеть Мосэнерго.

1 — сопло; 2 — приемная камера; 3 — камера смешения; 4 — диффузор.

№ элеватора	1	2	3	4	5	6	7
<i>d</i> , мм	15	20	25	30	35	47	59
<i>z</i> , мм	425	425	625	625	625	720	720

Вода из подающей линии тепловой сети поступает по патрубку 1 в водоводяной теплообменник П, в котором она через стенку нагревает вторичную воду, циркулирующую в отопительной установке абонента. Охлажденная сетевая вода по трубе 2 возвращается в обратную линию тепловой сети. Циркуляция воды в местной отопительной установке осуществляется насосом Н. Давление в приборах местной отопительной установки определяется высотой расположения расширительного резервуара Р, который обычно устанавливается в верхней точке здания.

Установки горячего водоснабжения присоединяются к тепловой сети через водоводяные теплообменники (схемы *д* и *е*). Сетевая вода из подающей линии тепловой сети через регулятор температуры РТ проходит в водоводяной подогреватель П, в котором она через стенку нагревает воду, поступающую из водопровода. Охлажденная сетевая вода после подогревателя поступает в обратную линию тепловой сети. Импульс для регулятора РТ берется от температуры водопроводной воды после подогревателя.

В схеме *д* холодная вода поступает из водопровода через регулятор давления «после себя» РДПС, задачей которого является поддержание заданного постоянного давления водопроводной воды на абонентском вводе; проходит через подогреватель П, в котором она нагревается сетевой водой, и затем поступает в местную систему горячего водоснабжения. В схеме *е* регулятор давления РДПС отсутствует.

У абонентов, потребляющих большое количество горячей воды (бани, прачечные, промышленные предприятия) и имеющих неравномерный график нагрузки горячего водоснабжения, обычно устанавливаются аккумуляторы горячей воды. Задачей аккумуляторов является выравнивание графика тепловой нагрузки, а также создание запаса горячей воды на случай внезапного перерыва в работе тепловой сети.

В периоды малой нагрузки горячего водоснабжения аккумулятор заряжается горячей водой. В периоды пиковых нагрузок или при прекращении подачи тепла из тепловой сети горячая вода, запасенная в аккумуляторе, используется для горячего водоснабжения.

В схеме *д* аккумулятор горячей воды А расположен в верхней точке установки; в схеме *е* аккумулятор А расположен внизу [Л. 182]. При верхней установке аккумулятора зарядка его производится под напором водопровода, а разрядка — под статическим напором самого аккумулятора. Циркуляция воды в местной системе осуществляется насосом Н.

При нижней установке аккумулятора зарядка его производится насосом Н, а разрядка — водопроводным напором. В этой схеме насос Н постоянно находится в работе. При малом водоразборе из системы горячего водоснабжения под действием напора насоса Н происходит циркуляция воды через аккумулятор А и через замкнутый контур местной системы горячего водоснабжения: насос — подогреватель — местная система — обратный клапан — насос. Подогретая в водоводяном подогревателе П водопроводная вода поступает сверху в аккумулятор А и вытесняет из его нижней части холодную воду, которая забирается насосом Н и подается в подогреватель П. Одновременно происходит также циркуляция воды в контуре местной системы горячего водоснабжения. При малом водоразборе в местную систему горячего водоснабжения поступает через насос Н и подогреватель П больше горячей водопроводной воды, чем потребля-

ют абоненты. Поэтому часть горячей воды, поступающей в местную систему горячего водоснабжения, вытесняет из местной системы остывшую воду, которая проходит через обратный клапан *ОК* и поступает во всасывающую линию циркуляционного насоса *Н*.

При увеличении водоразбора из местной системы горячего водоснабжения ослабляется создаваемая насосом *Н* циркуляция воды через аккумулятор и контур местной системы горячего водоснабжения. При большом водоразборе изменяется направление движения воды через аккумулятор.

Холодная вода поступает из водопровода одновременно во всасывающую линию насоса *Н* и в аккумулятор. Холодная вода поступает снизу в аккумулятор *А* и вытесняет из его верхней части горячую воду, которая поступает в водоразбор совместно с подогретой водопроводной водой из подогревателя *П*.

При этих режимах в местной системе горячего водоснабжения после подогревателя *П* устанавливается более низкое давление, чем на всасывающей стороне насоса *Н*, так как потеря давления в подогревателе превышает напор, развиваемый насосом. В результате возникшей отрицательной разности давлений обратный клапан *ОК* закрывается и прекращается циркуляция воды в замкнутом контуре: насос — подогреватель — система горячего водоснабжения — насос. Вода, поступающая в систему горячего водоснабжения, идет только в водоразбор.

Схемы *а, б, в, г, д, е* показывают присоединение к тепловой сети абонентов с одним видом тепловой нагрузки — отопление или горячее водоснабжение.

На схемах *з, ж, и, к* показано присоединение абонентов, имеющих два вида тепловой нагрузки, потребляющих одновременно тепло для отопления и горячего водоснабжения. Такое сочетание двух видов тепловой нагрузки характерно для современных жилых домов, оборудованных отоплением и горячим водоснабжением.

На схеме *з* показано параллельное присоединение на одном абонентском вводе горячего водоснабжения и отопительной установки.

При этой схеме расход сетевой воды на абонентском вводе определяется арифметической суммой расходов воды на отопление и горячее водоснабжение.

Расход сетевой воды на отопление является постоянной величиной и поддерживается на расчетном уровне регулятором расхода *РР*. Расход сетевой воды на горячее водоснабжение является резко переменной величиной. Регулятор *РТ* изменяет этот расход в соответствии с нагрузкой горячего водоснабжения.

Расчетный расход сетевой воды на горячее водоснабжение определяется по максимальной величине этой нагрузки и при минимальной температуре воды в подающей линии тепловой сети. Расчетный расход сетевой воды на горячее водоснабжение можно снизить при включении в схему аккумулятора горячей воды для выравнивания графика нагрузки горячего водоснабжения. Однако установка аккумулятора горячей воды усложняет оборудование абонентского ввода и увеличивает требующиеся габариты помещения ввода. Поэтому обычно аккумуляторы горячей воды в жилых домах не устанавливаются.

При параллельном присоединении отопления и горячего водоснабжения сетевая вода используется на абонентском вводе недостаточно рационально. Обратная сетевая вода, возвращаемая из отопительной установки с температурой порядка 40—70° С, не используется для подогрева холодной водопроводной воды, имеющей на вводе температуру порядка 5° С, хотя теплом обратной воды после отопления можно покрыть значительную долю нагрузки горячего водоснабжения, поскольку температура горячей воды, подаваемой в систему горячего водоснабжения, обычно не превышает 60—65° С.

При рассматриваемой схеме вся тепловая нагрузка горячего водоснабжения удовлетворяется за счет тепла сетевой воды, поступающей

в водоводяной подогреватель P из подающей линии тепловой сети.

Вследствие нерационального использования теплоносителя на абонентском вводе и удовлетворения нагрузки горячего водоснабжения по максимуму суточного графика при рассматриваемой схеме присоединения получается завышенный расчетный расход воды в городских тепловых сетях. Это вызывает увеличение диаметров тепловых сетей и рост начальных затрат на их сооружение, а также увеличение расхода электрической энергии на перекачку теплоносителя.

Расчетный расход воды несколько снижается при двухступенчатой смешанной схеме присоединения установки горячего водоснабжения и отопительной установки, предложенной П. М. Клушиным (схема ж).

Преимуществом схемы ж по сравнению со схемой з является двухступенчатый подогрев воды для горячего водоснабжения. В нижней ступени подогрева P_n холодная вода предварительно подогревается за счет тепла обратной воды, благодаря этому уменьшается тепловая производительность подогревателя верхней ступени P_v и расход сетевой воды на покрытие нагрузки горячего водоснабжения.

Подогреватель нижней ступени P_n включен последовательно, а подогреватель верхней ступени P_v параллельно по отношению к отопительной системе.

При отсутствии аккумуляторов горячей воды расход сетевой воды на горячее водоснабжение при схеме ж, так же как и при схеме з, определяется по максимальной нагрузке горячего водоснабжения. Расход сетевой воды для удовлетворения горячего водоснабжения резко снижается при схеме двухступенчатого последовательного присоединения установки горячего водоснабжения и отопительной установки, разработанной ВТИ, МЭИ и Тепло-сетью Мосэнергo [Л. 162]. Такое присоединение приведено на схеме и.

Сетевая вода, поступающая из подающей линии тепловой сети, разветвляется на два потока. Один по-

ток проходит через регулятор расхода PP , другой — через водоводяной подогреватель P_v .

Сетевая вода, прошедшая через подогреватель P_v , смешивается затем с потоком воды, прошедшим через регулятор PP , и общий поток воды поступает через элеватор Э в отопительную установку. Обратная вода после отопительной установки предварительно проходит через водоводяной подогреватель нижней ступени P_n , в котором она подогревает холодную воду, поступающую из водопровода. Подогретая водопроводная вода после нижней ступени проходит через водоводяной подогреватель верхней ступени P_v и направляется в местную систему горячего водоснабжения.

В том случае, когда после нижней ступени температура подогретой водопроводной воды достаточна для удовлетворения потребителей горячего водоснабжения, подогрев ее в верхней ступени не производится.

При этом режиме сетевая вода в подогреватель верхней ступени P_v не поступает, а весь поток воды из подающей линии сети проходит через регулятор расхода PP .

Если температура водопроводной воды после нижней ступени подогрева P_n ниже требуемой, регулятор температуры PT открывает задвижку и на подогреватель верхней ступени P_v ответвляется часть воды, поступающей на абонентский ввод из подающей линии тепловой сети. Этой сетевой водой водопроводная вода нагревается в подогревателе P_v до требуемой температуры.

При любом положении регулятора PT расход сетевой воды на абонентский ввод остается практически постоянным. Это обеспечивается регулятором расхода PP , поддерживающим практически постоянный перепад давлений в сопле элеватора Э, через которое проходит весь расход сетевой воды, поступающий на абонентский ввод.

При увеличении регулятором PT расхода сетевой воды через подогреватель P_v регулятор PP прикрывается, а при снижении расхода сетевой воды через подогреватель P_v регулятор PP открывается.

В летний период, когда отопительная установка отключена, подогреватели верхней и нижней ступени (P_v и P_n) включаются в работу последовательно, помимо отопительной установки, с помощью специальной перемычки (не показанной на схеме). Сетевая вода поступает из подающей линии, проходит последовательно через подогреватели верхней и нижней ступени и отводится в обратную линию тепловой сети. Схема движения водопроводной воды через подогреватель остается неизменной зимой и летом.

При рассматриваемой схеме присоединения осуществляется выравнивание суточного графика тепловой нагрузки абонентской установки без включения специального аккумулятора горячей воды. В качестве теплового аккумулятора при этой схеме используется строительная конструкция отапливаемого здания. В часы максимальной нагрузки горячего водоснабжения часть сетевой воды или вся сетевая вода пропускается через подогреватель верхней ступени P_v . Так как в этом подогревателе температура сетевой воды снижается, то снижается также температура воды, поступающей в элеватор Э и в результате уменьшается отдача тепла на отопление здания. Тепло, недоданное на отопление в периоды большой нагрузки горячего водоснабжения, компенсируется в периоды малой нагрузки горячего водоснабжения, когда в элеватор поступает поток воды повышенной температуры.

Кроме того, при рассматриваемой схеме присоединения полное использование на абонентском вводе тепло сетевой воды благодаря включению на обратной линии после отопления подогревателя первой ступени горячего водоснабжения.

Все это приводит к уменьшению расчетного расхода воды в сети по сравнению с параллельным включением.

При соответствующем температурном режиме водоподогревательной установки ТЭЦ, когда в подающей линии тепловой сети поддерживается температура, превышающая требуемую для отопительных установок на величину температурного

перепада, используемого в подогревателях верхней ступени горячего водоснабжения, расчетный расход воды в тепловой сети принимается равным расчетному расходу воды, требующемуся только на отопление.

В этом случае нагрузка горячего водоснабжения удовлетворяется без дополнительного расхода воды в тепловой сети по сравнению с расчетным расходом воды на отопление. Более подробно этот вопрос рассмотрен в § 4-7,б. Снижение расчетного расхода воды в тепловой сети позволяет уменьшить диаметры тепловой сети, снизить начальные затраты на ее сооружение и удешевить транспорт тепла.

При двухступенчатом последовательном присоединении температура обратной сетевой воды, возвращаемой на ТЭЦ, получается ниже, чем при параллельном присоединении. Это позволяет использовать на ТЭЦ для подогрева сетевой воды отработавший пар более низкого давления, отчего возрастает удельная комбинированная выработка электрической энергии.

Основными недостатками двухступенчатой последовательной схемы по сравнению с параллельной схемой присоединения отопительных установок и установок горячего водоснабжения являются:

а) некоторое увеличение поверхности нагрева абонентских водоводяных подогревателей горячего водоснабжения, имеющее место при большой относительной нагрузке горячего водоснабжения

$$\frac{Q_r^M}{Q_o'} > 0,5 - 0,6^*;$$

б) усложнение регулирования абонентских вводов, имеющих отношение нагрузки горячего водоснабжения к отоплению, резко отличное от типового отношения нагрузок, по которому ведется центральное регулирование отпуска тепла с ТЭЦ.

Двухступенчатая последовательная схема присоединения получила в последние годы широкое применение в городских тепловых сетях

* Q_r^M — максимальная нагрузка горячего водоснабжения;

Q_o' — расчетная нагрузка отопления.

при закрытой системе теплоснабжения [Л. 43, 122, 150, 167].

При малой доле нагрузки горячего водоснабжения по сравнению с отопительной нагрузкой для упрощения оборудования абонентского ввода иногда отказываются от установки подогревателя нижней ступени P_n и применяют одноступенчатую последовательную схему присоединения установки горячего водоснабжения и отопительной установки. Такая схема приведена на рис. 3-3,к. Эта схема под названием предвключенная схема присоединения горячего водоснабжения была предложена канд. техн. наук Н. К. Громовым [Л. 42].

При предвключенной схеме к, также как и при двухступенчатой последовательной схеме и, имеет место выравнивание суточного графика тепловой нагрузки благодаря использованию аккумулирующей способности строительной конструкции здания.

Однако тепло обратной воды при одноступенчатой схеме не используется для предварительного подогрева холодной водопроводной воды, подаваемой в систему горячего водоснабжения абонента, поэтому при одних и тех же расчетных нагрузках горячего водоснабжения и отопления при одноступенчатой схеме требуется больший расчетный расход сетевой воды на ввод, чем при двухступенчатой системе.

Благодаря тому что в одноступенчатой последовательной схеме к при максимальной нагрузке горячего водоснабжения через подогреватель горячего водоснабжения проходит весь расход сетевой воды, подаваемой на ввод, при этой схеме при всех прочих равных условиях требуется меньшая поверхность нагрева подогревателя, чем при одноступенчатой параллельной схеме з.

На рис. 3-5 показана трехтрубная закрытая водяная система. Со станции отходят две подающие линии I и II, в которых поддерживает-ся различный температурный режим. По линии I вода подается в отопительные и вентиляционные установки потребителей. По линии II вода подается в установки горячего

водоснабжения и технологические аппараты. По линии III обратная вода от потребителей возвращается на станцию.

Схемы присоединения отопительных установок (а, б, в, г) и схемы присоединения установок горячего водоснабжения (д, е) ничем не отличаются от соответствующих схем приведенных на рис. 3-3.

На схеме з показано присоединение вентиляционной установки к тепловой сети. Вода из подающей линии I тепловой сети поступает через регулятор температуры PT в калорифер KL , отдает в нем тепло нагреваемому воздуху, подаваемому через калорифер вентилятором BH . Охлажденная вода отводится в обратную линию III тепловой сети. Импульс для регулятора PT берется от температуры воздуха после калорифера.

На схеме и показано присоединение к тепловой сети технологического аппарата. Вода из подающей линии II тепловой сети поступает через регулятор температуры PT в технологический аппарат и отдает в нем тепло вторичной воде. Охлажденная вода отводится в обратную линию III тепловой сети.

На схеме к показано присоединение к водяной тепловой сети абонентской испарительной установки. Сетевая вода из подающей линии II тепловой сети поступает через регулятор давления $РД$ в испаритель $И$. В испарителе сетевая вода нагревает через стенку вторичную воду и испаряет ее. Полученный пар отводится из испарителя. Сетевая вода проходит после испарителя через водоводяной теплообменник $П$, где отдает часть своего тепла вторичной воде, подаваемой с помощью насоса H из химводоочистки в испаритель. Охлажденная сетевая вода отводится в обратную линию тепловой сети.

При закрытой системе теплоснабжения водопроводная вода, поступающая в установки горячего водоснабжения, не имеет прямого контакта с сетевой водой, так как подогрев водопроводной воды осуществляется на абонентских вводах в по-

верхностных водоводяных подогревателей.

Гидравлическая изолированность водопроводной воды, поступающей в установки горячего водоснабжения, от воды, циркулирующей в тепловой сети, является преимуществом закрытой системы. Благодаря гидравлической изолированности водопроводной воды от сетевой обеспечивается стабильное качество горячей воды, поступающей в установки горячего водоснабжения, одинаковое с качеством водопроводной воды.

Вода, поступающая в установки горячего водоснабжения, не имеет постороннего запаха и не загрязнена шламом, илом и другими отложениями, выпадающими в сети и отопительных приборах. Чрезвычайно прост санитарный контроль системы горячего водоснабжения благодаря короткому пути прохождения водопроводной воды от ввода в здание до водоразборного крана. Прост контроль герметичности теплофикационной системы, который осуществляется по величине подпитки.

Основными недостатками закрытых систем являются:

а) усложнение оборудования и эксплуатации абонентских вводов горячего водоснабжения из-за установки водоводяных подогревателей;

б) коррозия местных установок горячего водоснабжения из-за поступления в них недеаэрированной водопроводной воды. Особенно интенсивная коррозия имеет место при мягких водах $J_{\text{к}} < 2 \text{ мг-экв/л}$ с большим содержанием растворенных агрессивных газов O_2 и CO_2 . В таких водах показатель концентрации водородных ионов $\text{pH} \leq 7,2$;

в) выпадение накипи в водоводяных подогревателях и трубопроводах местных установок горячего водоснабжения при водопроводной воде с повышенной карбонатной (временной) жесткостью $J_{\text{к}} > 5 \text{ мг-экв/л}$.

Поэтому при определенном качестве водопроводной воды приходится при закрытых системах теплоснабжения принимать специальные меры для повышения антикоррозионной стойкости местных устано-

вок горячего водоснабжения или устанавливать на абонентских вводах специальные фильтры для обескислороживания или стабилизации водопроводной воды и для защиты от зашламливания, что удорожает оборудование и усложняет эксплуатацию абонентских вводов. Эти вопросы рассмотрены более подробно в гл. 8-й.

ОТКРЫТЫЕ СИСТЕМЫ

Основным типом открытых систем теплоснабжения является двухтрубная система. Такая система показана на рис. 3-6.

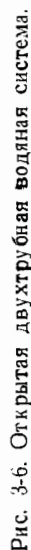
Горячая вода поступает со станции к абонентам по линии I. Обратная вода возвращается на станцию по линии II.

Отопительные установки (а, б, в, г) присоединяются к тепловой сети по тем же схемам, что и в закрытых системах теплоснабжения.

Схемы присоединения установок горячего водоснабжения (д и е) принципиально отличны от ранее рассмотренных схем. Горячее водоснабжение абонентов удовлетворяется водой, забираемой непосредственно из тепловой сети.

Вода из подающей линии тепловой сети поступает через регулятор температуры PT по трубе 1 в смеситель С. В этот же смеситель поступает вода из обратной линии сети по трубе 2. Регулятор PT , регулируя расход воды из подающей линии, поддерживает в смесителе С постоянную температуру смеси обычно порядка 60°C . Из смесителя вода поступает в местную систему горячего водоснабжения. На трубе 2 установлен обратный клапан ОК, препятствующий перетеканию воды из подающей линии сети в обратную. Для выравнивания графика нагрузки горячего водоснабжения установлены аккумуляторы горячей воды: в схеме д — верхний аккумулятор, в схеме е — нижний аккумулятор.

Зарядка верхнего аккумулятора производится под напором воды в тепловой сети, а разрядка — под его статическим напором. Для управления нижним аккумулятором



Схемы присоединений; а — зависящая, отопительной установки без смещения; б — зависящая, отопительной установки со струйным смещением; в — зависящая, отопительной установки с насосным смещением; г — независимая, отопительной установки; д — установка горячего водоснабжения с верхним аккумулятором; е — установка горячего водоснабжения с нижним аккумулятором; з — отопительной установки и установки горячего водоснабжения при несвязном регулировании; и — отопительной установки и установки горячего водоснабжения при связанном регулировании; к — установка горячего водоснабжения и отопительной установки без регулятора расхода. А — аккумулятор; В — воздушный кран; К — водозаборный прибор; Н — насос; О — отопительный прибор; ОК — обратный кран; ПУ — пусковое устройство; Р — расширительный резервуар; РР — регулятор расхода; РТ — регулятор температуры; С — смеситель; Э — элеватор; ПС — постоянное сопротивление.

в схеме *е* предусмотрено специальное автоматическое устройство. Зарядка нижнего аккумулятора производится через регулятор расхода *РР*, импульсом для которого является перепад в дроссельной шайбе, установленной на главном стояке местной системы горячего водоснабжения.

Когда водоразбор снижается и вследствие этого уменьшается перепад в дроссельной шайбе, регулятор *РР* открывается и отводит часть воды из главного стояка в аккумулятор *А*, аккумулятор заряжается.

При увеличении водоразбора регулятор *РР* прикрывается. При больших водоразборах аккумулятор переключается на разрядку. Клапан *РР* полностью закрыт. С помощью пускового устройства *ПУ* включается в работу насос *Н*, и вода из аккумулятора подается в систему горячего водоснабжения.

На схемах *з* и *и* показано присоединение к тепловой сети жилых зданий, имеющих обычно два вида тепловой нагрузки — отопление и горячее водоснабжение. На схеме *з* отопительная установка и установка горячего водоснабжения присоединены к тепловой сети по принципу несвязанного регулирования на вводе. При этом принципе регулирования обе установки работают независимо друг от друга. Расход сетевой воды на отопительную установку поддерживается постоянным с помощью регулятора расхода *РР* и не зависит от нагрузки установки горячего водоснабжения. Расход сетевой воды на горячее водоснабжение изменяется в весьма широком диапазоне от максимальной величины в часы наибольшего водоразбора до нуля в период отсутствия водоразбора. Требуемое соотношение расходов воды на горячее водоснабжение из подающей и обратной линий, зависящее от температур сетевой воды на абонентском вводе, устанавливается регулятором *РТ*.

Суммарный расход сетевой воды из подающей линии тепловой сети равен сумме расходов воды из подающей линии на отопление и горячее водоснабжение. При установке

на абонентских вводах двух регуляторов (*РР* и *РТ*), как показано на схеме *з*, максимальный расход воды из подающей линии, по которому определяется расчетный расход в подающей линии сети, имеет место при максимальной нагрузке горячего водоснабжения и минимальной температуре воды в подающей линии, т. е. при режиме, когда нагрузка горячего водоснабжения целиком удовлетворяется водой из подающей линии.

Подача воды от абонентских вводов в обратную линию тепловой сети, определяющая расход воды в этой линии, равна разности расхода сетевой воды на отопление и расхода воды из обратной линии на горячее водоснабжение.

Максимальный расход воды в обратной линии равен расходу на отопление. Такой режим устанавливается тогда, когда расход воды на горячее водоснабжение полностью отсутствует, например в ночное время, или при удовлетворении нагрузки горячего водоснабжения полностью водой из подающей линии тепловой сети, что имеет место при минимальной температуре воды в подающей линии тепловой сети, равной 60° С.

При включении на абонентских вводах жилых зданий отопительной установки и установки горячего водоснабжения по принципу несвязанного регулирования получается завышенный расчетный расход воды в подающей линии тепловой сети, что приводит к увеличению диаметров тепловой сети, росту начальных затрат на ее сооружение и удорожанию транспорта тепла.

Расчетный расход воды в подающей линии тепловой сети можно снизить при установке аккумуляторов горячей воды для выравнивания графика нагрузки горячего водоснабжения. Однако это усложняет и удорожает оборудование абонентских вводов. Поэтому в жилых зданиях аккумуляторы горячей воды обычно не устанавливаются.

Расчетный расход воды в городских тепловых сетях заметно снижается при присоединении на абонентских вводах отопительных установок и установок горячего водо-

снабжения по принципу связанного регулирования. Такое присоединение показано на схеме и. В этом случае регулятор расхода *РР*, установленный на общей подающей линии абонентского ввода, поддерживает постоянный расход воды из подающей линии на абонентский ввод. В часы большого расхода воды из подающей линии на горячее водоснабжение снижается подача сетевой воды на отопительную систему и отопительная система недополучает тепло. Недоданное тепло компенсируется в часы малого водоразбора из подающей линии, когда большая часть или вся сетевая вода, поступающая на абонентский ввод, направляется в отопительную систему. Таким образом, при присоединении абонентских установок по принципу связанного регулирования строительная конструкция отапливаемых зданий используется в качестве теплового аккумулятора, выравнивающего неравномерности суточного графика тепловой нагрузки абонентского ввода.

При соответствующем температурном режиме подающей линии тепловой сети, когда снижение расхода сетевой воды на отопление компенсируется повышением температуры этой воды таким образом, чтобы при любой наружной температуре среднесуточная отдача тепла на отопление была равна теплотериям зданий, расчетный расход воды в подающей линии тепловой сети равен расчетному расходу сетевой воды на отопление.

Расчетный расход воды в обратной линии также должен быть равен расчетному расходу воды на отопление, так как в часы отсутствия водоразбора вся сетевая вода, прошедшая через отопительные системы, должна быть возвращена по обратной линии на ТЭЦ.

При повышенной гидравлической устойчивости тепловой сети (§ 6-4) и наличии нагрузки горячего водоснабжения у большинства абонентов, что характерно для районов нового жилищного строительства, расход сетевой воды изменяется в течение суток примерно по одному и то-

му же закону у всех абонентов. В этих условиях можно отказаться от установки регуляторов расхода *РР* на абонентских вводах, ограничиваясь только установкой регуляторов температуры *РТ*. Такое присоединение показано на схеме к.

При соответствующем режиме центрального регулирования (§ 4-7,б) можно при этой схеме обеспечить суточную отдачу расчетного расхода тепла на отопление при любой наружной температуре и покрыть нагрузку горячего водоснабжения без дополнительного увеличения или с незначительным увеличением расчетного расхода воды в сети по сравнению с расчетным расходом воды на отопление.

Таким образом, в открытых системах теплоснабжения при применении связанного регулирования на абонентских вводах, а при повышенной гидравлической устойчивости тепловой сети и равномерном распределении нагрузки горячего водоснабжения и без установки регуляторов расхода *РР* на вводах удовлетворение нагрузки горячего водоснабжения может производиться без дополнительного увеличения расчетного расхода воды в сети или с незначительным увеличением расхода воды по сравнению с отопительным расходом.

В последние годы рядом специалистов (проф. Л. К. Якимовым, проф. В. К. Дюскиным, проф. Л. А. Мелентьевым и др.) предложены однотрубные системы теплоснабжения различных модификаций [Л. 125]. Основная идея предложений заключается в использовании всей сетевой воды после отопительной установки для горячего водоснабжения, что позволяет отказаться от обратного теплопровода, благодаря чему резко снижаются начальные затраты на сооружение тепловых сетей.

На рис. 3-7 показана принципиальная схема однотрубной водяной тепловой сети; а и б — схемы абонентских вводов, имеющих отопительные установки и установки горячего водоснабжения. На схеме в показан изолированный абонентский ввод горячего водоснабжения. Сетевая вода после отопительной уста-

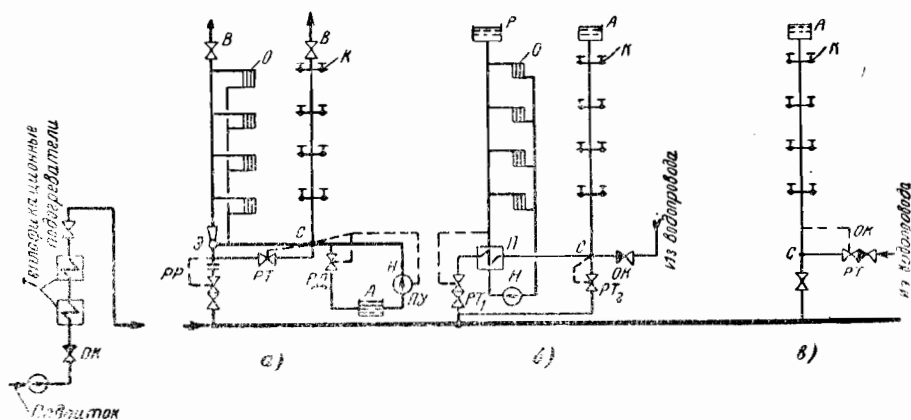


Рис. 3-7. Однотрубная водяная система.

Схемы присоединения: а — отопительной установки по зависимой схеме и установки горячего водоснабжения; б — отопительной установки по независимой схеме и установки горячего водоснабжения; в — установки горячего водоснабжения.
 А — аккумулятор горячей воды; В — воздушный кран; К — водоразборный кран; Н — насос; О — отопительный прибор; ОК — обратный клапан; ПУ — пусковое устройство насоса; Р — расширительный резервуар; РР — регулятор расхода; РТ — регулятор температуры; РД — регулятор давления; С — смеситель; Э — элеватор.

новки в схеме а и после подогревателя отопительной установки в схеме б направляется в установку горячего водоснабжения. В смесительном узле С установки горячего водоснабжения с помощью регулятора температуры РТ поддерживается постоянная температура путем подмешивания к обратной воде после отопительной системы некоторого количества воды непосредственно из тепловой сети. На случай недостаточного поступления сетевой воды в смеситель С, что может иметь место при высокой температуре сетевой воды и низкой тепловой нагрузке отопительной установки, в схеме б предусмотрен подвод в узел С воды из водопровода. Выравнивание суточного графика нагрузки горячего водоснабжения осуществляется аккумуляторами горячей воды, установленными на абонентских вводах. При изолированном присоединении установки горячего водоснабжения (схема в) постоянная температура в смесительном узле С поддерживается с помощью регулятора температуры РТ, подмешивающего к сетевой воде холодную воду из водопровода.

Возможность применения однотрубных систем в современных городах весьма ограничена, так как обычно при оборудовании жилых зданий всеми видами благоустрой-

ства потребность в горячей воде для бытовых нужд составляет в среднем только 40—50% от расчетного расхода сетевой воды на отопление. Слить же неиспользованную горячую воду после отопительных установок в канализацию экономически не рентабельно. Однотрубные системы в принципе могут быть использованы только в районах с большой относительной нагрузкой горячего водоснабжения, когда у всех или у подавляющего большинства абонентов среднесуточный расход воды на горячее водоснабжение равен или превышает расчетный расход воды на отопление. Такие условия могут иметь место в некоторых южных городах с большой концентрацией курортов, санаториев и лечебных учреждений.

Более широкие возможности имеет использование однотрубной сети только для транзитного транспорта тепла при сохранении распределительной системы двухтрубной. В этом случае транзитная и распределительная тепловые сети могут работать по различным температурным и гидравлическим режимам. Распределительная сеть может работать как обычная двухтрубная система и удовлетворять абонентов теплом при любом соотношении нагрузок горячего водоснабжения и отопления. Транзитная линия долж-

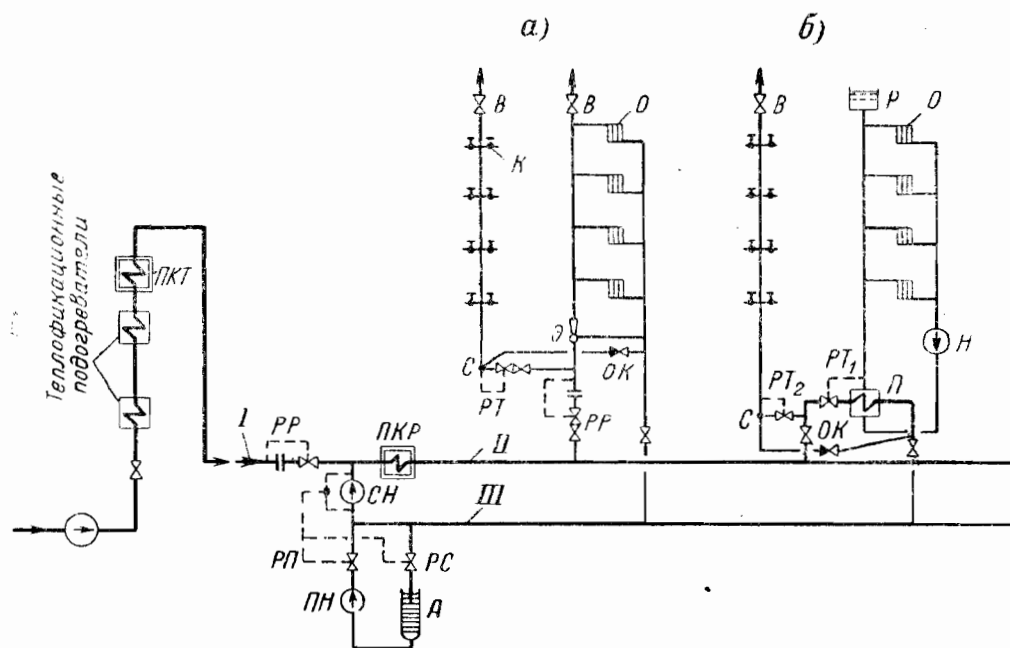


Рис. 3-8. Водяная система с однотрубной транзитной и двухтрубной распределительной сетью.

Схемы присоединения: а — отопительной установки и установки горячего водоснабжения по принципу связанного регулирования; б — отопительной установки по независимой схеме и установки горячего водоснабжения по принципу несвязанного регулирования.

А — аккумулятор; В — воздушный кран; К — водоразборный кран; Н — насос; О — отопительный прибор; П — подогреватель; ПН — подпиточный насос; ПКТ — пиковая котельная ТЭЦ; ПКР — пиковая котельная района; РП — регулятор подпитки; РС — регулятор слива; РР — регулятор расхода; РТ — регулятор температуры.

на выполнять функцию подпиточной линии системы. Расход воды в транзитной линии должен быть равен расходу воды на горячее водоснабжение.

Температурный режим транзитной линии определяется тепловой мощностью ТЭЦ и расходом воды в транзитной линии.

Такая система теплоснабжения была разработана и предложена доц. В. Б. Пакшвером [Л. 125, 127, 128]. Принципиальная схема этой системы теплоснабжения показана на рис. 3-8.

Горячая вода подается от ТЭЦ в район теплоснабжения по однотрубной транзитной линии I. В конце транзитной линии установлен регулятор расхода РР, поддерживающий в ней постоянный расход воды, равный среднесуточному расходу на горячее водоснабжение.

В районе работает двухтрубная распределительная тепловая сеть, состоящая из подающей линии II и обратной III. Циркуляция воды

в районной сети осуществляется насосной подстанцией СН. По подающей линии II горячая вода поступает на абонентские вводы а и б, проходит через отопительные системы, частично используется для горячего водоснабжения и затем по обратной линии III возвращается на насосную станцию. На насосной станции имеется подпиточное устройство, состоящее из подпиточного насоса ПН и аккумулятора горячей воды А.

В периоды большого водоразбора, когда расход воды на горячее водоснабжение превышает поступление воды в систему (по однотрубному теплопроводу I), снижается давление на перемычке сетевого насоса СН. Это вызывает открытие регулятора подпитки РП, и подпиточный насос ПН подает воду из аккумулятора А в систему теплоснабжения. В периоды малого водоразбора, когда расход воды на горячее водоснабжение делается меньше подачи воды по теплопрово-

ду *I*, повышается давление на переключке сетевого насоса *СН*. Регулятор *РП* закрывается, а регулятор слива *РС* открывается, и избыточное количество воды сливается из сети в аккумулятор *А*. Аккумулятор *А* выравнивает суточный график нагрузки горячего водоснабжения.

Благодаря наличию аккумулятора *А* подача воды по одноктрубному теплопроводу может производиться по среднесуточному расходу на горячее водоснабжение. Чем меньше доля нагрузки горячего водоснабжения по сравнению с отопительной нагрузкой, тем выше должна быть температура воды в одноктрубной сети, так как в этом случае заданный расход тепла должен подаваться от ТЭЦ при меньшем расходе воды. При сильном повышении температуры воды в тепловой сети (выше 190—200°С) усложняется техника транспорта тепла в связи со значительным ростом внутреннего давления в сети.

Температура воды в одноктрубной сети может быть снижена при размещении части тепловой мощности не на ТЭЦ, а в районе теплоснабжения. Такое решение показано на рис. 3-8. Часть тепловой мощности в виде пиковой котельной района *ПКР* включена после сетевого насоса на подающей линии *II* двухтрубной тепловой сети. Вода, поступившая по одноктрубному теплопроводу и имеющая высокую температуру, смешивается с обратной сетевой водой, имеющей более низкую температуру. Смешанная вода поступает в *ПКР*, где нагревается до требуемой температуры.

При имеющих обычно место отношениях нагрузок горячего водоснабжения и отопления в одноктрубной транзитной линии должна поддерживаться более высокая температура воды, чем в подающей линии двухтрубных тепловых сетей. Это вызвано тем, что расход воды в одноктрубной линии, равный среднему расходу воды на горячее водоснабжение, как правило, меньше, чем в двухтрубной сети, где расход воды равен или больше расчетного расхода воды на отопление.

Повышение температуры воды в одноктрубной линии приводит к уменьшению выработки электрической энергии на базе теплофикации вследствие увеличения давления пара в отборах турбин. Однако выигрыш от удешевления транзитной сети и снижения эксплуатационных расходов по транспорту тепла в ряде случаев значительно перекрывает экономические потери, связанные с недовыработкой электроэнергии на ТЭЦ на базе теплового потребления.

Основной особенностью открытых систем теплоснабжения является непосредственный разбор воды из тепловой сети для горячего водоснабжения. Это позволяет использовать для горячего водоснабжения в больших количествах отходящие теплые воды с температурой 15—30°С, имеющиеся на электростанциях (охлаждающая вода конденсаторов турбин, охлаждающая вода топочных панелей) и на многих промышленных предприятиях. В закрытых системах теплоснабжения возможность использования этой воды весьма ограничена, так как величина подпитки, для которой эта вода может быть применена, обычно не превышает 0,5—1% от расхода циркулирующей воды.

Использование отходящей тепловой воды в открытых системах дает экономию топлива и удешевляет стоимость горячего водоснабжения.

При открытых системах упрощается оборудование абонентских вводов и абонентских установок горячего водоснабжения, так как отпадает необходимость установки на вводах водоводных подогревателей. Вместо них на абонентских вводах должны быть поставлены смесители, из которых смешанная вода, отобранная из обратной и подающей линий тепловой сети, поступает в местную установку горячего водоснабжения. При отсутствии у абонента внутренней разводки горячего водоснабжения в некоторых случаях используются для этой цели подающие линии отопительной установки (рис. 3-6, б). Однако такая схема водоразбора не может быть рекомендована, так как отби-

раемая для горячего водоснабжения вода не имеет в этом случае постоянную температуру. В отдельные периоды температура ее значительно ниже 60°C .

Производительность подпиточного устройства в открытых системах должна быть значительно больше, чем в закрытых. В закрытых системах производительность подпиточного устройства обычно равна 1—2% расхода циркулирующей воды. В открытых системах подпиточное устройство должно быть рассчитано, кроме восполнения утечек из-за неплотности системы, на расход воды на горячее водоснабжение.

Производительность подпиточного устройства в открытых системах теплоснабжения может достигать 40—50% от расхода циркулирующей воды.

В связи со значительной величиной подпитка вопросы водоподготовки имеют серьезное значение для открытых систем теплоснабжения, так как тепловые сети должны подпитываться только обработанной деаэрированной водой, не выделяющей накипи или шлама в подогревательных установках, тепловой сети и абонентских системах.

Для горячего водоснабжения в открытых системах могут быть использованы не только отходящие теплые воды электростанций, но также отходящие теплые воды и отбросное тепло промышленных предприятий. Для этой цели на предприятиях, располагающих ресурсами отходящего тепла, сооружаются установки для стабилизации (или умягчения) и деаэрации воды. Поскольку в открытых системах из тепловой сети отбирается для горячего водоснабжения деаэрированная вода, местные установки горячего водоснабжения не подвергаются коррозии.

Основными преимуществами открытых систем по сравнению с закрытыми являются:

а) возможность использования для горячего водоснабжения низкопотенциальных тепловых отходов электростанций и промышленных предприятий;

б) упрощение и удешевление абонентских вводов и повышение долговечности местных установок горячего водоснабжения;

в) возможность использования для транзитного транспорта тепла однострунных линий.

Недостатки открытых систем:

а) усложнение и удорожание станционной водоподготовки;

б) нестабильность воды, поступающей в водоразбор, по запаху и санитарным качествам;

в) усложнение и увеличение объема санитарного контроля за системой теплоснабжения;

г) усложнение эксплуатации из-за нестабильности гидравлического режима тепловой сети, связанной с переменным расходом воды в обратной линии;

д) усложнение контроля герметичности системы теплоснабжения в связи с тем, что в открытых системах теплоснабжения величина подпитка не характеризует плотность системы;

е) опасность развития коррозии во всей системе теплоснабжения при несоответствии мощности станционной водоподготовки величине фактического водоразбора, а также из-за частичного опорожнения местных систем при переменном гидравлическом режиме тепловой сети.

3.3. ПАРОВЫЕ СИСТЕМЫ

Паровые системы сооружаются двух типов: а) с возвратом конденсата и б) без возврата конденсата.

Паровая система с возвратом конденсата

В практике промышленной теплофикации имеет широкое применение однострунная паровая система с возвратом конденсата (рис. 3-9). Пар из отбора турбины поступает в однострунную паровую сеть I и транспортируется по ней к потребителям тепла. Конденсат возвращается от потребителей на станцию по конденсатопроводу II. На случай остановки турбины или недостаточной мощности отбора предусмотрена резервная подача пара в сеть через РОУ.

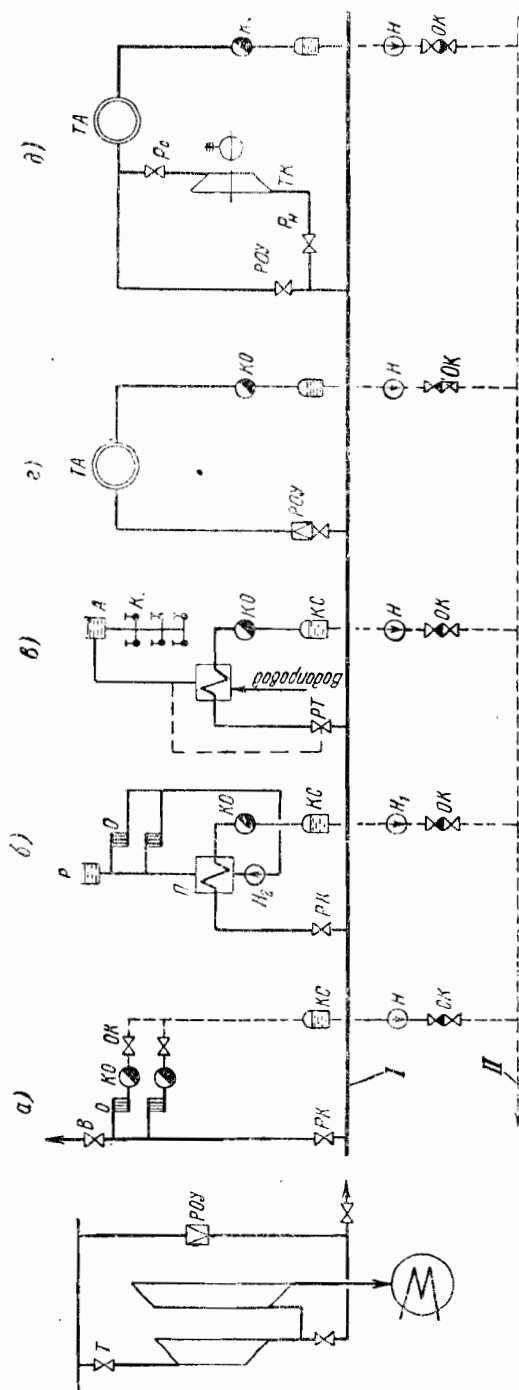


Рис. 3-9. Однотрубная паровая система с возвратом конденсата.

Схемы присоединений: а) — паровой отопительный установкой по независимой схеме; б) — водной отопительный установкой по независимой схеме; в) — установкой горячего водоснабжения; г) — технологических аппаратов с местной термическим давлением; 1 — паропровод; 2 — конденсатопровод; PQV — редукционно-охладительная установка; РК — регулировочный кран; О — отопительный прибор; В — водоподогреватель; К — конденсаторный кран; КО — конденсаторный клапан; ОС — обратный клапан; АС — конденсаторный аппарат; Н — насос; П — подогреватель; Р — расширительный резервуар; ТА — технологический аппарат; ТК — термический компрессор механический.

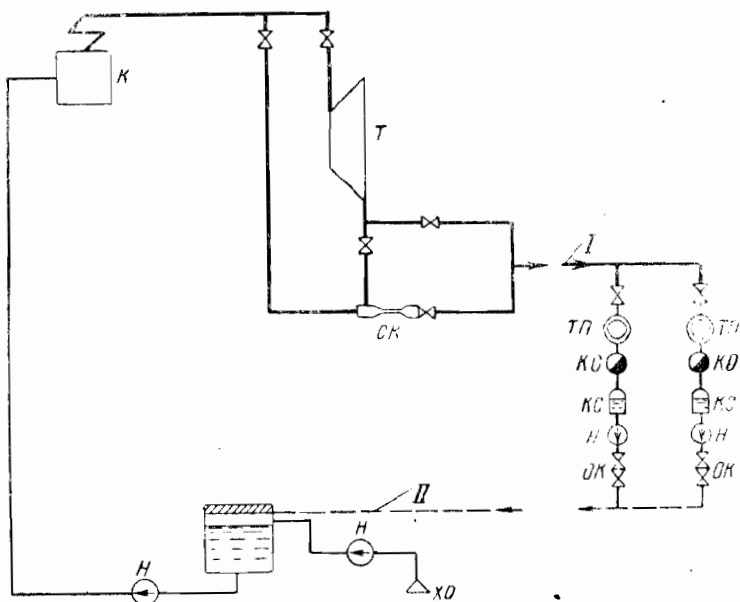


Рис. 3-10. Однотрубная паровая система с центральной струйной компрессией.

I — паропровод; *П* — конденсатор; *К* — котел; *Т* — турбина; *СК* — струйный компрессор; *Н* — насос; *ТП* — теплоприемник; *КО* — конденсатор; *КС* — конденсатор; *ОК* — обратный клапан; *ХО* — хим. водоочистка.

Схемы присоединений абонентских установок к паровой сети зависят от характера этих установок. Если пар может быть пущен непосредственно в установку абонента, то присоединение производится по зависимой схеме (узел *а*). Если пар не может быть пущен непосредственно в установку абонента, то присоединение производится по независимой схеме через теплообменник (узлы *б* и *в*).

На схеме *а* показано присоединение установки парового отопления к паровой сети. Пар поступает в отопительную установку из тепловой сети через регулировочный клапан *РК*. В приборах отопительной установки пар конденсируется. Конденсат отводится конденсатоотводчиком *КО* в сборный резервуар *КС*, откуда он забирается насосом *Н* и перекачивается по конденсаторопроводу тепловой сети обратно на станцию. Для защиты установок от поступления в них конденсата из конденсаторопровода тепловой сети после насоса *Н* установлен обратный клапан *ОК*. Аналогично присоединяются к сети паровые калориферы вентиляционных установок.

На схеме *б* показано присоединение установки водяного отопления к паровой сети по независимой схеме. Пар поступает по трубопроводу через регулировочный клапан *РК* в пароводяной теплообменник *П*, в котором он нагревает через стенку воду, циркулирующую в местной установке. Конденсат стекает в сборный резервуар *КС*, откуда откачивается насосом *Н*₁ в конденсаторопровод. Циркуляция воды в местной отопительной установке создается насосом *Н*₂. Установки горячего водоснабжения также присоединяются к тепловой сети через пароводяные теплообменники.

На схеме *в* показано присоединение горячего водоснабжения.

Технологические аппараты промышленных предприятий присоединяются обычно к паровой сети непосредственно или через РОУ. Схема такого присоединения показана на узле *г*.

В тех случаях, когда давление пара в паровой сети ниже давления, требуемого отдельным абонентам, оно может быть искусственно повышено у абонентов при помощи компрессора. Для этой цели применя-

ются поршневые, ротационные или центробежные компрессоры с электрическим или механическим приводом.

Схема такой установки показана на узле д. Пар из тепловой сети поступает по трубопроводу в механический компрессор ТК с приводом от электродвигателя. В компрессоре пар сжимается от давления p_n до давления p_c . Сжатый пар поступает из компрессора в установку потребителя.

Если давление пара, поступающего из отборов турбин на ТЭЦ, недостаточно для удовлетворения всех или значительной части тепловых потребителей, то оно может быть искусственно повышено на станции. Для повышения давления пара на станции применяются струйные компрессоры. На рис. 3-10 показана паровая система с центральной термокомпрессией¹. Отрабатывший пар из турбины поступает в приемную камеру струйного компрессора СК. В сопло струйного компрессора поступает острый пар из котла. Сжатый пар при повышенном давлении выходит из диффузора компрессора в паровую сеть.

В тех случаях, когда промышленным потребителям района требуется пар разных давлений (низкого и повышенного), а станция может удовлетворить потребность в паре низкого давления из отборов турбин и потребность в паре повышенного давления непосредственно из котлов, применяются двухтрубные и многотрубные системы.

Двухтрубные паровые системы иногда применяются также при раз-

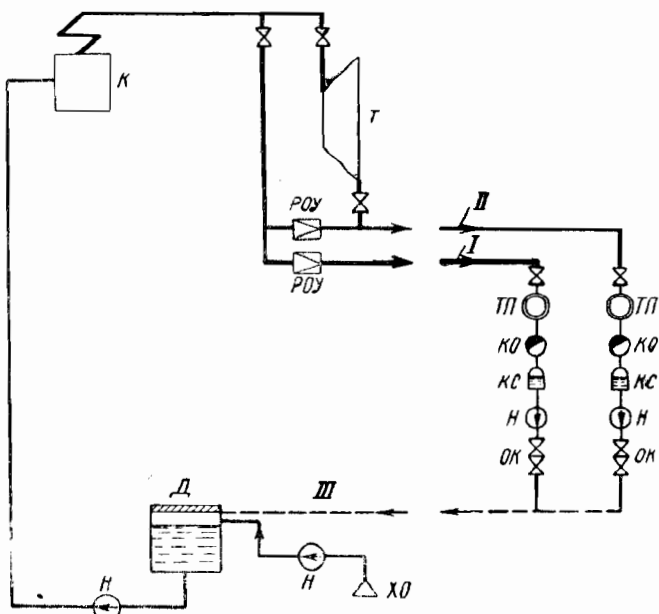


Рис. 3-11. Двухтрубная паровая система с возвратом конденсата.

I — паропровод повышенного давления; *II* — паропровод низкого давления; *III* — конденсаторопровод.

К — котел; *Т* — турбина; *РОУ* — редуциционно-охлаждающая установка; *ТП* — теплоприемник; *КО* — конденсатороотводчик; *КС* — конденсатосборник; *Н* — насос; *ОК* — обратный клапан; *Д* — деаэрактор; *ХО* — химическая очистка.

личных расходах пара у абонентов в разные сезоны, например зимой и летом. В этом случае в периоды больших расходов пара включаются в работу оба паропровода, а в периоды малых расходов — один.

В некоторых случаях двухтрубные паровые системы применяются по условиям резервирования, когда для технологического процесса недопустимы даже кратковременные перерывы в подаче пара.

На рис. 3-11 показана двухтрубная паровая система с возвратом конденсата. Отрабатывший пар низкого давления поступает из турбины в один паропровод. Редуцированный пар из котла или пар из отбора повышенного давления поступает в другой паропровод. В зависимости от требуемых параметров тепла абонентские установки присоединяются к тому или другому паропроводу. Конденсат возвращается на станцию по общему конденсаторопроводу.

Целесообразность возврата конденсата от абонентских установок на ТЭЦ зависит от типа и оборудо-

¹ Расчет и характеристика струйных компрессоров приводятся в гл. 7.

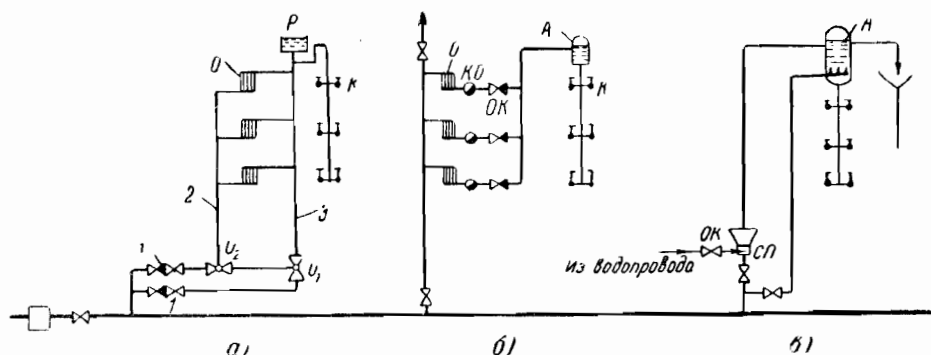


Рис. 3-13. Однотрубная паровая система без возврата конденсата.

Схемы присоединения: а — водяной отопительной установки и горячего водоснабжения; б — паровой отопительной установки и горячего водоснабжения; в — установки горячего водоснабжения.

И — пароводяной инжектор; О — отопительный прибор; К — водоразборный кран; Р — расширитель; КО — конденсатоотводчик; ОК — обратный клапан; А — аккумулятор; СП — струйный подогреватель.

температуры), когда дополнительный подогрев воды не нужен, пар в инжектор I_2 не подается. Если давление пара в паропроводе ниже статического давления отопительной установки, инжекторы должны устанавливаться в верхних точках здания. Вследствие притока конденсата уровень воды в расширителе повышается. Избыток воды из верхней части расширителя отводится для горячего водоснабжения.

На узле б показано присоединение паровой отопительной установки. Конденсат из отопительной установки подается через конденсатоотводчик КО в аккумулятор А горячего водоснабжения. При низких давлениях пара аккумулятор А устанавливается внизу и конденсат стекает в него самотеком. Из нижнего аккумулятора конденсат подается на горячее водоснабжение насосом. Аналогично присоединяются вентиляционные установки и технологические аппараты. Присоединение горячего водоснабжения к паровой сети производится через сопловые или барботажные подогреватели. На схеме в показано присоединение горячего водоснабжения. Пар и водопроводная вода поступают в сопловой подогреватель СП. Из соплового подогревателя подогретая вода поступает в аккумулятор горячей воды А. Для регулирования температуры воды предусмотрен дополнительный подогрев ее в баке барботажным способом.

3-4. ВЫБОР ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ И СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Выбор теплоносителя и системы теплоснабжения определяется техническими и экономическими соображениями и зависит главным образом от характера теплового источника и вида тепловой нагрузки. Рекомендуется максимально упрощать систему теплоснабжения. Чем система проще, тем она дешевле в сооружении и надежнее в эксплуатации. Наиболее простые решения дает применение единого теплоносителя для всех видов тепловой нагрузки.

Если тепловая нагрузка района состоит только из отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, то при теплофикации применяется обычно двухтрубная водяная система. В тех случаях, когда, кроме отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, в районе имеется также небольшая технологическая нагрузка, требующая тепла повышенного потенциала, при теплофикации рационально применение трехтрубных водяных систем. Одна из подающих линий системы используется для удовлетворения нагрузки повышенного потенциала.

В тех случаях, когда основной тепловой нагрузкой района является технологическая нагрузка повышенного потенциала, а сезонная тепловая нагрузка невелика, в качестве теплоносителя применяется обычно пар.

При выборе системы теплоснабжения и параметров теплоносителя учитываются технические и экономические показатели по всем элементам системы: станции, сети, абонентским установкам. Энергетически вода выгоднее пара. Применение ступенчатого подогрева воды на станции позволяет повысить удельную комбинированную выработку электрической энергии на базе теплового потребления, благодаря чему возрастает экономия топлива. При паровых системах вся тепловая нагрузка покрывается обычно отработавшим паром более высокого давления, отчего удельная комбинированная выработка снижается. Применение струйной компрессии на станции позволяет в ряде случаев повысить степень использования отработавшего пара низкого давления, что несколько увеличивает экономичность паровых систем. Однако даже в этом случае удельная комбинированная выработка при паровых системах ниже, чем при водяных системах теплоснабжения.

Основные преимущества воды как теплоносителя по сравнению с паром:

1) большая удельная комбинированная выработка электрической энергии на базе теплового потребления;

2) сохранение конденсата на станции; что имеет особенно важное значение для станций высокого давления;

3) возможность центрального регулирования основной тепловой нагрузки путем изменения температурного или гидравлического режимов;

4) более высокий к. п. д. вследствие отсутствия в абонентских установках потерь конденсата и пара, имеющих место в паровых системах;

5) повышенная аккумулирующая способность водяной системы. Основные недостатки воды как теплоносителя:

1) больший расход электроэнергии на перекачку по сравнению с расходом электроэнергии на перекачку конденсата в паровых системах; этот недостаток воды имеет су-

щественное значение только в тех случаях, когда теплоснабжение ведется от котельных; при теплофикации перерасход электроэнергии на перекачку воды перекрывается выигрышем на комбинированном производстве электроэнергии на станции;

2) большая чувствительность к авариям; утечки теплоносителя из паровых сетей вследствие значительных удельных объемов пара во много (порядка 20—40) раз меньше, чем в водяных системах; при небольших повреждениях паровые сети могут продолжительно оставаться в работе, в то время как водяные системы требуют остановки;

3) большой вес теплоносителя и жесткая гидравлическая связь между всеми точками системы, что сопряжено с опасностью превышения допустимых давлений в концевых и пониженных точках системы.

По условиям удовлетворения теплового режима абонентских установок, определяемого средней температурой теплоносителя в абонентских теплообменниках, вода и пар могут считаться равноценными теплоносителями. Коэффициенты теплоотдачи от воды и пара к стенке примерно одинаковы. Заданная средняя температура прибора абонентской системы может быть, как правило, выдержана как при паре, так и при воде. Только в особых случаях, когда пар используется непосредственно для технологического процесса (обдувка, пропарка и т.д.), он не может быть заменен водой.

При теплофикации при средней температуре теплоносителя в теплообменном аппарате до 100—110°С преимущественно применяется вода, а при средней температуре теплоносителя 110—150°С и выше преимущественно применяется пар. При теплоснабжении от центральных котельных пар имеет значительное применение и при тепловых нагрузках низкого потенциала.

Серьезное значение имеет правильный выбор параметров теплоносителя. При теплоснабжении от центральных котельных рационально, как правило, выбирать высокие параметры теплоносителя, допусти-

мые по условиям техники транспорта тепла по сети и использования его в абонентских установках. Повышение параметров теплоносителя приводит к уменьшению диаметров тепловой сети и снижению расходов по перекачке (при воде).

При теплофикации необходимо учитывать влияние параметров теплоносителя на экономику станций. Особенно внимательно следует подходить к решению этого вопроса при теплофикации промышленных районов. Большинство работающих технологических аппаратов рассчитано на паровой обогрев. Требуемое для них давление пара, как правило, не унифицировано. В этих вопросах часто довлеют укоренившиеся традиции работать с запасом. Нередко требование предприятий на подачу пара повышенных параметров определяется не условиями технологического процесса, а случайными местными обстоятельствами, например большим падением давления во внутривароводских сетях. Путем «расшивки» узких мест в абонентских системах часто удается заметно снизить требуемое давление пара на вводе.

Выбор водяной системы теплоснабжения закрытого или открытого типа зависит главным образом от условий водоснабжения ТЭЦ и располагаемых источников тепла для горячего водоснабжения.

По энергетическим показателям и по начальным затратам современные двухтрубные закрытые и открытые системы теплоснабжения

являются в среднем равноценными. По начальным затратам открытые системы имеют некоторые экономические преимущества в промышленных районах, располагающих ресурсами отходящей тепловой воды, которую можно использовать для горячего водоснабжения, а также при наличии на ТЭЦ источников мягкой воды, не нуждающейся в водоподготовке и удовлетворяющей санитарным требованиям к питьевой воде. При открытых системах вода для горячего водоснабжения отбирается из тепловой сети, что разгружает сеть холодного водопровода, чем создаются в ряде случаев дополнительные экономические преимущества для открытых систем. С другой стороны, при открытой системе приходится часто подводить к ТЭЦ магистральные водоводы, что удорожает открытую систему. По эксплуатационным расходам открытые системы несколько уступают закрытым в связи с дополнительными затратами на водоподготовку.

В эксплуатации открытые системы несколько сложнее закрытых в связи с нестабильностью гидравлического режима тепловой сети, усложнением санитарного контроля и контроля плотности системы.

В районах с большой относительной нагрузкой горячего водоснабжения в ряде случаев экономически оправдывается применение открытой системы с одноструйным транзитом и двухтрубной распределительной сетью.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

РЕЖИМ ОТПУСКА ТЕПЛА

4-1. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

t'_n — расчетная наружная температура, соответствующая максимальному расходу тепла на отопление, °С (расчетные наружные температуры для ряда районов СССР см. приложение 1);

t_n — произвольно выбранная наружная температура $t_n \geq t'_n$;

t'_n — расчетная внутренняя температура отапливаемых помещений, °С;

Q' — максимальный расход тепла (для отопительной нагрузки Q' соответствует наружной температуре t'_n), ккал/ч;

τ_1 — температура воды в подающей магистрали, °C;
 τ_2 — температура воды в обратной магистрали, °C;
 τ_3 — температура воды в подающем стояке местной системы после смешения на вводе, °C;
 $\delta\tau$ — перепад температур воды в тепловой сети $\delta\tau = \tau_1 - \tau_2$, град;
 θ — перепад температур воды в местной системе $\theta = \tau_3 - \tau_2$, град;
 τ_{np} — средняя температура нагревательного прибора в местной системе, °C;
 t'_{cp} — средняя температура нагреваемой среды, °C;
 $\Delta t'$ — температурный напор в нагревательном приборе местной системы $\Delta t' = \tau_{np} - t'_{cp}$, град;
 k' — коэффициент теплопередачи нагревательных приборов местной системы, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;
 G' — расход воды в тепловой сети, $\text{кг}/\text{ч}$;
 $W' = G'c$ — водяной эквивалент, $\text{ккал}/\text{ч} \cdot \text{град}$, где c — теплоемкость воды, $\text{ккал}/\text{кг} \cdot \text{град}$;

При максимальной тепловой нагрузке Q' .

хода воды, водяного эквивалента, перепада температур в сети, перепада температур в местной системе, температурного напора в нагревательных приборах, коэффициента теплопередачи нагревательных приборов;

$$\bar{Q} = \frac{Q}{Q'}; \quad \bar{G} = \frac{G}{G'}; \quad \bar{\delta\tau} = \frac{\delta\tau}{\delta\tau'};$$

$$\bar{W} = \frac{W}{W'}; \quad \bar{k} = \frac{k}{k'};$$

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t}{\Delta t'}; \quad \bar{\theta} = \frac{\theta}{\theta'}.$$

4.2. СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Тепловая нагрузка абонентов непостоянна. Она меняется в зависимости от различных условий: температуры наружного воздуха, режима расхода воды для горячего водоснабжения, режима работы технологического оборудования и других факторов. Для обеспечения высокого качества теплоснабжения, а также экономичных режимов выработки тепла на станции и транспорте его по тепловым сетям устанавливается определенная система регулирования отпуска тепла.

В зависимости от пункта осуществления регулирования различают центральное и местное регулирование. Центральное регулирование производится на станции. Местное регулирование осуществляется на абонентских вводах или непосредственно у теплопотребляющих приборов.

В том случае, когда тепловая нагрузка в районе однородна, т. е. у всех абонентов имеется один и тот же вид тепловой нагрузки (например, отопление), можно ограничиться одним центральным регулированием отпуска тепла.

В большинстве случаев тепловая нагрузка в районе разнородна. В одном и том же районе и даже на одном и том же абонентском вводе к тепловой сети присоединяется разнородная тепловая нагрузка. Например: отопление и горячее водоснабжение; отопление,

$\tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_{np}, \delta\tau, \theta, \Delta t, k, G, W$ — те же величины при произвольной тепловой нагрузке $Q < Q'$.

Для воды при $c = 1 \text{ ккал}/\text{кг} \cdot \text{град}$ водяной эквивалент $W \text{ ккал}/\text{ч} \cdot \text{град}$ численно равен расходу $G \text{ кг}/\text{ч}$;

i — коэффициент смешения, т. е. отношение расхода подмешиваемой воды из обратной линии к расходу воды из подающей линии тепловой сети;

F — поверхность нагревательных приборов, м^2 ;

$\bar{Q}, \bar{G}, \bar{W}, \bar{\delta\tau}, \bar{\theta}, \bar{\Delta t}, \bar{k}$ — относительные величины, соответственно, тепловой нагрузки, рас-

вентиляция и горячее водоснабжение и т. д.

В этих условиях применяется комбинированное регулирование, представляющее собой сочетание центрального и местного регулирования. Центральное регулирование ведется по типовой тепловой нагрузке, характерной для большинства абонентов района. Такой нагрузкой может быть как один вид нагрузки, например отопление, так и сумма двух разных видов нагрузки при определенном их количественном соотношении, например отопление и горячее водоснабжение при заданном отношении расчетных величин этих нагрузок.

Центральное регулирование суммарной нагрузки — отопления и горячего водоснабжения, находит в последние годы широкое применение, так как при применении такого регулирования делается возможным удовлетворять нагрузку горячего водоснабжения без дополнительного увеличения или с незначительным увеличением расчетного расхода воды в сети по сравнению с расчетным расходом воды на отопление. Снижение расчетного расхода воды в сети приводит к уменьшению сечения трубопроводов тепловых сетей и начальных затрат на их сооружение. У абонентов, тепловая нагрузка которых отличается от типовой нагрузки, принятой для центрального регулирования, применяется дополнительное местное регулирование.

Наиболее целесообразным методом местного регулирования является автоматическое регулирование. При авторегулировании достигается полное соответствие между отпуском тепла и теплопотреблением, т. е. устраняются бесполезные перерасходы тепла из-за перегрева абонентов, а также недодача тепла абонентам. Идеальное решение этой задачи возможно при установке индивидуальных авторегуляторов непосредственно на теплопотребляющих приборах. Однако авторегулирование непосредственно у приборов связано с применением большого количества индивидуальных регуляторов, что тре-

бует больших начальных затрат и не всегда выполнимо из-за ограниченного производства таких регуляторов. Поэтому в современных условиях приходится идти на более простое и более дешевое, но зато менее совершенное решение этой задачи.

Вместо установки автоматических регуляторов на каждом приборе устанавливается регулятор на всю абонентскую установку; таким образом, индивидуальное регулирование отдельных приборов заменяется групповым. На каждом абонентском вводе устанавливаются регуляторы, управляющие подачей тепла в группы однотипных приборов, т. е. приборы, удовлетворяющие один и тот же вид тепловой нагрузки. В этом случае у каждого абонента устанавливается сравнительно небольшое количество регуляторов. Однако при такой системе регулирования подача тепла проводится по среднему параметру для всей установки или по параметру, замеряемому в некоторых контрольных точках установки. При наличии в местной системе разрегулировки имеет место нарушение требуемого температурного режима в отдельных точках, хотя среднее значение регулируемого параметра в контрольной точке системы при этом выдерживается.

Для высокого качества теплоснабжения необходима тщательная регулировка абонентских установок, обеспечивающая правильное распределение теплоносителя по приборам местной системы. Без этого условия авторегулирование абонентских вводов не может значительно повысить качество теплоснабжения. В системах, в которых отсутствует не только автоматическое регулирование отдельных приборов, но и автоматическое регулирование абонентских вводов, приходится осуществлять местное регулирование вручную.

Основное количество тепла в абонентских системах расходует-ся для нагревательных целей, поэтому тепловая нагрузка зависит в первую очередь от режима теплоотдачи нагревательных приборов.

Нагревательные приборы абонентских установок весьма разнообразны по своему характеру, конструкции и техническому оформлению. Здесь мы встречаем: отопительные приборы, отдающие тепло воздуху по законам радиации и свободной конвекции; вентиляционные калориферы, нагревающие воздух, движущийся с большой скоростью вдоль поверхности нагрева; различные технологические аппараты, в которых пар или вода нагревают вторичный агент.

Несмотря на все многообразие, теплоотдача всех нагревательных приборов может быть описана общим уравнением

$$Q = kF\Delta t n, \quad (4-1)$$

где Q — количество тепла, отданное нагревательным приборам за время n .

Как видно из выражения (4-1), тепловая нагрузка принципиально может регулироваться четырьмя способами: коэффициентом теплопередачи нагревательных приборов, величиной включенной поверхности нагрева, средней разностью температур между греющей и нагреваемой средой, длительностью работы. Однако из указанных четырех способов практически широкие возможности регулирования тепловой нагрузки дает только метод изменения средней разности температур. При однородной тепловой нагрузке этот метод регулирования может осуществляться как центральным путем со станции, так и на местах непосредственно у абонентов. При разнородной тепловой нагрузке, имеющей место в большинстве случаев, возможность центрального регулирования методом изменения средней разности температур в известной мере ограничена, так как температура теплоносителя в тепловой сети не может выходить за пределы, удовлетворяющие всех потребителей, требования которых к температуре теплоносителя разнообразны.

Некоторые возможности регулирования теплоотпуска дает также

изменение числа часов работы нагревательных приборов, т. е. регулирование пропусками. Применение этого способа регулирования непосредственно у абонентов не вызывает трудностей. Значительно сложнее центральное применение этого способа. Сложность заключается в том, что время пропусков, т. е. начало и конец перерывов в подаче тепла, должно удовлетворять всех потребителей, режим работы которых весьма разнообразен. Кроме того, длительность пропусков не должна выходить за пределы, допускаемые аккумулирующей способностью абонентских систем. Эти обстоятельства сильно ограничивают область центрального регулирования пропусками.

Регулирование отпуска тепла путем изменения величины активной поверхности F нагревательных приборов технически сложно и принципиально возможно только местным путем. Регулирование отпуска тепла путем искусственного изменения коэффициента теплопередачи k нагревательных приборов практически весьма затруднено, так как коэффициент теплопередачи является достаточно устойчивой величиной. Таким образом, наиболее действенным и удобным способом является регулирование отпуска тепла путем изменения средней разности температур. Этот метод регулирования получил в системах теплоснабжения наиболее широкое применение. Все другие методы регулирования имеют ограниченное вспомогательное значение.

Средняя разность температур может быть представлена в первом приближении как разность между среднеарифметическими температурами греющей и нагреваемой среды

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2}, \quad (4-2)$$

где t_2 и t_1 — температура нагреваемой среды при входе и выходе из нагревательного прибора.

Так как температуры нагреваемой среды t_1 и t_2 являются обычно величинами заданными, то регули-

рование средней разности температур сводится к регулированию средней температуры греющей среды $\frac{\tau_1 + \tau_2}{2}$. Способ изменения средней

температуры зависит от вида теплоносителя. В случае пара средняя температура греющей среды регулируется путем изменения давления пара. Если абонентские установки не приспособлены для работы под вакуумом, то возможный диапазон регулирования теплоотдачи путем изменения давления пара довольно ограничен. Минимальное давление пара в нагревательных приборах составляет в этом случае 1 ата, а минимальная температура прибора 100°С.

Для получения широкого диапазона регулирования надо менять давление пара в установке в больших пределах.

Центральное регулирование паровых систем облегчается при введении в абонентских установках промежуточного теплоносителя — воды, нагреваемой паром в специальных теплообменниках или непосредственно в тепловых приборах.

В паровых сетях применяется главным образом местное регулирование изменением давления пара или периодическими перерывами в подаче пара — пропусками.

Более широкие возможности центрального регулирования тепловой нагрузки дает вода.

Средняя температура в этом случае может регулироваться следующими путями:

1) одновременным изменением температуры теплоносителя на входе и выходе из прибора;

2) изменением температуры теплоносителя только на выходе из прибора.

В зависимости от метода воздействия на среднюю температуру греющей среды возможны три системы регулирования водяных сетей:

а) качественное, заключающееся в регулировании отпуска тепла путем изменения температуры теплоносителя при сохранении постоянным количества (расхода)

теплоносителя, подаваемого в регулируемую установку;

б) количественное, заключающееся в регулировании отпуска тепла путем изменения расхода теплоносителя при постоянной температуре его на входе в регулируемую установку;

в) качественно-количественное, заключающееся в регулировании отпуска тепла путем одновременного изменения расхода и температуры теплоносителя.

При автоматизации абонентских вводов основное применение в городах имеет в настоящее время центральное качественное регулирование, дополняемое на абонентских вводах местным количественным регулированием или регулированием пропусками. Причем обычно местное регулирование отопления осуществляется методом пропусков, в большинстве случаев ручных, путем отключения отопительной системы здания; а местное регулирование вентиляции и горячего водоснабжения — автоматическим количественным методом. При питании станционных подогревателей паром из отбора теплофикационных турбин выработка электрической энергии на базе теплового потребления при качественном регулировании, как правило, больше, чем при других методах регулирования.

Количественное регулирование уступает качественному в отношении стабильности теплового режима отопительных систем, присоединенных к тепловой сети по зависимой схеме. При количественном регулировании гравитационный перепад давлений, вызываемый разностью удельных весов воды в подающем и обратном стояках местной отопительной системы, при максимальной тепловой нагрузке невелик и имеет те же значения, что и при качественном регулировании. При снижении тепловой нагрузки величина гравитационного перепада резко возрастает, так как одновременно с уменьшением расхода воды и снижением внешнего перепада давлений на вводе увеличивается перепад температур в при-

борах отопительной установки. Это приводит к значительной вертикальной разрегулировке в двухтрубных отопительных системах, проявляющейся в неодинаковом изменении расхода воды через отопительные приборы разных этажей.

Чем меньше расчетный перепад давлений в отопительной установке и больше ее высота, тем сильнее сказывается вертикальная разрегулировка при количественном регулировании. Это обстоятельство ограничивает область возможного использования количественного регулирования в отопительных установках жилых зданий, имеющих, как правило, большую высоту и малый перепад давлений при расчетном расходе воды.

В отопительных установках промышленных зданий, имеющих сравнительно небольшую высоту и большой расчетный перепад давлений, можно шире применять количественное регулирование в первую очередь при невысоких температурах воды в сети.

Вследствие переменного расхода воды в сети расход электроэнергии на работу циркуляционных насосов при количественном регулировании меньше, чем при качественном.

При чисто отопительной нагрузке, а также в том случае, когда, кроме отопления, у абонентов имеется нагрузка горячего водоснабжения, центральное регулирование можно осуществлять также качественно-количественным методом. При качественно-количественном регулировании отопительной нагрузки расход электрической энергии на перекачку теплоносителя меньше, чем при качественном регулировании. Кроме того, в этом случае можно выбрать такой закон изменения расхода сетевой воды, при котором устраняется вертикальная разрегулировка в местных двухтрубных отопительных системах.

Для этой цели располагаемый перепад давлений на абонентских вводах должен изменяться пропорционально гравитационному перепаду давлений, возникающему в двухтрубных отопительных систе-

мах из-за разных температур воды в подающем и обратном стояках.

Центральное качественно-количественное регулирование может осуществляться как плавно, так и ступенчато. В последнем случае весь диапазон регулирования делится на ряд ступеней. Внутри каждой ступени осуществляется качественное регулирование — расход воды поддерживается постоянным, а отпуск тепла регулируется путем изменения температуры воды, подаваемой в тепловую сеть. При переходе от одной ступени регулирования к другой изменяют расход воды в тепловой сети [Л. 93].

При разнородной тепловой нагрузке, когда при применении одной системы центрального регулирования в течение всего отопительного сезона невозможно сочетать требования различных абонентов, снабжаемых теплом от единой тепловой сети, приходится изменять систему центрального регулирования на различных диапазонах отопительного периода.

Центральное регулирование отпуска тепла может осуществляться как в условиях непрерывной подачи тепла абонентам, так и при периодической подаче тепла абонентам (работа «пропусками»). В последнем случае увязка графиков подачи и использования тепла осуществляется с помощью различных теплоаккумулирующих емкостей.

Для всех систем непрерывного регулирования действительные следующие зависимости, базирующиеся на уравнениях теплового баланса и теплопередачи:

$$\bar{Q} = \bar{W} \bar{\Delta t} = \bar{k} \bar{\Delta l}. \quad (4-3)$$

В ряде случаев при расчете режимов регулирования с переменным расходом воды, например при расчете качественно-количественного регулирования, приходится задавать зависимость расхода воды в сети или водяного эквивалента от характера изменения тепловой нагрузки.

Эту зависимость удобно описывать эмпирическим уравнением

$$\bar{W} = \bar{Q}^m. \quad (4-4)$$

Принципиально уравнение (4-4) применимо при всех системах регулирования.

При постоянном расходе воды в сети и переменном перепаде температур, т. е. при качественном регулировании, $m=0$, $\bar{W}=1$. При постоянном перепаде температур в сети и переменном расходе воды $\bar{\tau}=1$; $\bar{W}=Q$; $m=1$.

Во всех остальных случаях $0 < m < 1$.

В зависимости от вида регулирования в уравнения (4-3) и (4-4) вводятся дополнительные условия, характерные для данного метода регулирования.

4.3. ТЕПЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Расчет регулирования современных систем теплоснабжения с разнородной тепловой нагрузкой является сложной задачей.

Решение этой задачи облегчается при использовании так называемых тепловых характеристик оборудования абонентских установок, т. е. уравнений, описывающих работу этих установок в нерасчетных условиях [Л. 166].

Тепловое оборудование абонентских установок состоит из различного рода теплообменных аппаратов: отопительных и вентиляционных конвективных приборов, водоводяных подогревателей и др.

Из теории теплопередачи известны зависимости, описывающие работу прямо- и противоточных теплообменников в нерасчетных условиях, выведенные из совместного решения уравнений теплового баланса и теплопередачи [Л. 117].

Эти зависимости представляют собой экспоненциальные уравнения, связывающие тепловую производительность аппаратов с коэффициентами теплопередачи, поверхностью нагрева аппаратов и водяными эквива-

лентами теплообменивающихся теплоносителей.

Тепловые характеристики аппаратов с перекрестным током теплоносителей представляют собой сложные экспоненциальные зависимости, неприемлемые для обычных инженерных расчетов. Для некоторых случаев перекрестного тока (например, с обоими перемешиваемыми теплоносителями) вообще отсутствует уравнение характеристик.

Уравнение характеристики значительно упрощается, если в исходном уравнении теплопередачи средняя разность температур между греющей и нагреваемой средой выражается линейной зависимостью, имеющей в пределах использования уравнения характеристики близкую сходимость со среднелогарифмической разностью температур.

В качестве такой линейной зависимости при всех практически применяющихся схемах движения теплоносителей в теплообменных аппаратах (рис. 4-1 и 4-2) может быть использована формула [Л. 166]

$$\Delta t = \theta - a \delta t_m - b \delta t_6, \quad (4-5)$$

где Δt — средняя разность температур между греющей и нагреваемой средой, град;

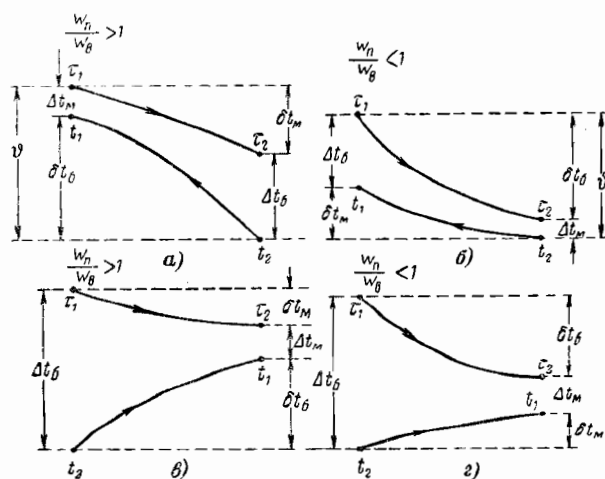


Рис. 4-1. Изменение температуры теплоносителей в противоточных и прямоточных аппаратах.

а, б — противоточные аппараты; в, г — прямоточные аппараты; $\bar{W}_n$ — водяной эквивалент первичного (греющего) теплоносителя; $\bar{W}_a$ — водяной эквивалент вторичного (нагреваемого) теплоносителя.

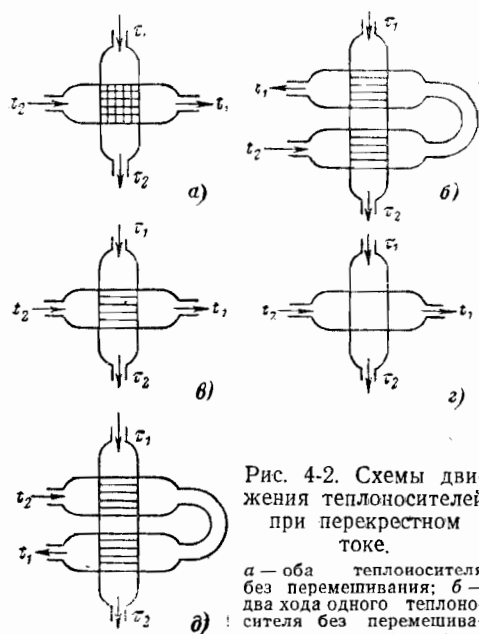


Рис. 4-2. Схемы движения теплоносителей при перекрестном токе.

а — оба теплоносителя без перемешивания; б — два хода одного теплоносителя без перемешивания; в — один ход одного теплоносителя без перемешивания и один ход другого теплоносителя с перемешиванием; г — оба теплоносителя с перемешиванием; д — два хода одного теплоносителя с перемешиванием; е — два хода одного теплоносителя без перемешивания прямотоком и один ход другого теплоносителя с перемешиванием.

Φ — максимальная разность температур между греющим и нагреваемым теплоносителями, т. е. разность температур греющего и нагреваемого теплоносителей на входе в аппарат, град;

$$\Phi = t_1 - t_2 \quad (4-6)$$

t_1 — температура греющего теплоносителя;

t_2 — температура нагреваемого теплоносителя;

индекс 1 соответствует горячему концу теплоносителя, т. е. греющему на входе в аппарат и нагреваемому на выходе из аппарата; индекс 2 — холодному концу теплоносителя, т. е. греющему на выходе из аппарата и нагреваемому на входе в аппарат;

δt — перепад температур теплоносителя в аппарате, град; для греющего теплоносителя $\delta t = t_1 - t_2$, для нагреваемого теплоносителя $\delta t = t_1 - t_2$;

индекс б — соответствует большому перепаду температур теплоносителя; индекс м — меньшему перепаду температур теплоносителя; а и б — постоянные коэффициенты, зависящие от схемы движения теплоносителя в теплообменнике.

На рис. 4-1 и 4-2 показаны различные схемы движения теплоносителей, а в нижеследующей таблице приведены значения коэффициентов.

Схемы движения теплоносителей	а	б
Противоток, рис. 4-1, а и б	0,35	0,65
Перекрестный ток, рис. 4-2, а и б	0,425	
То же, рис. 4-2, в	0,5	
То же, рис. 4-2, г и д	0,55	
Прямоток, рис. 4-1, в и г . .	0,65	

Из теплового баланса теплообменных аппаратов следует:

$$Q = W_6 \delta t_m = W_m \delta t_6 \quad (4-7a)$$

или

$$\frac{\delta t_6}{\delta t_m} = \frac{W_6}{W_m}, \quad (4-7b)$$

где W_6 и W_m — большее и меньшее значение водяных эквивалентов теплообменивающих сред, ккал/ч·град.

Как видно из уравнения (4-7б), отношение перепадов температур теплоносителей равно обратному отношению их водяных эквивалентов.

Из совместного решения уравнений теплопередачи и теплового баланса

$$Q = kF \Delta t = W_6 \delta t_m = W_m \delta t_6$$

выводится уравнение характеристики теплообменных аппаратов, основанное на линейной формуле для средней разности температур:

$$q = \frac{Q}{\Phi} = \frac{1}{\frac{a}{W_6} + \frac{b}{W_m} + \frac{1}{kF}}, \quad (4-8)$$

где q — тепловая производительность аппарата на 1 град максимальной разности температур между греющим и нагреваемым теплоносителями, ккал/ч·град.

Уравнение (4-8) значительно проще экспоненциального уравнения и наряду с этим, как показано ниже, оно имеет точность, вполне достаточную для практических расчетов.

В том случае, когда в процессе теплообмена имеет место изменение фазового состояния одного из теплоносителей (пароводяные подогреватели, паровоздушные калориферы, испарители с водяным обогревом и др.), уравнение характеристики принимает вид:

$$q = \frac{Q}{\vartheta} = \frac{1}{\frac{b}{W_a} + \frac{1}{kF}} = \frac{1}{\frac{0,65}{W} + \frac{1}{kF}}, \quad (4-9)$$

где W — водяной эквивалент теплоносителя, не изменяющего агрегатного состояния.

Если в процессе теплообмена меняется фазовое состояние обоих теплоносителей, то уравнение характеристики принимает вид:

$$q = \frac{Q}{\vartheta} = kF. \quad (4-10)$$

Уравнения (4-8) — (4-10) показывают, что тепловая производительность аппаратов пропорциональна ϑ .

Уравнение (4-8) действительно только в определенном диапазоне значений q , зависящем от схемы движения теплоносителей. В частности, при противотоке этот диапазон ограничивается неравенством $\delta t_0 \leq \vartheta$, или, что то же, $q \leq W_m$, так как перепад температур теплоносителя в теплообменном аппарате не может быть больше максимальной разности температур между греющей и нагреваемой средой.

За пределами указанного диапазона уравнение характеристики противоточных аппаратов принимает вид:

$$q = W_m. \quad (4-11)$$

При прямотоке уравнение (4-8) действительно в диапазоне, ограничиваемом неравенством $\delta t_0 + \delta t_m \leq \vartheta$ или что то же,

$$q \leq \frac{1}{\frac{1}{W_0} + \frac{1}{W_m}}.$$

За пределами указанного диапазона уравнение характеристики проточных аппаратов принимает вид:

$$q = \frac{1}{\frac{1}{W_0} + \frac{1}{W_m}}. \quad (4-12)$$

Аналогично, уравнение (4-9) действительно в области, ограничиваемой неравенством $q \leq W$. За пределами этой области уравнение характеристики принимает вид:

$$q = W. \quad (4-13)$$

Сопоставление результатов расчета по уравнениям (4-8) и (4-9) с результатами расчета по экспоненциальным уравнениям, базирующимся на среднелогарифмической разности температур, показывает хорошую сходимость. Максимальное расхождение для аппаратов, в которых имеет место изменение фазового состояния одного из теплоносителей, составляет около 6%.

Для аппаратов, в которых фазовое состояние теплоносителей не меняется, в частности для противоточных водоводяных подогревателей, максимальное расхождение обычно не превышает 3—4% (Л. 1666).

Из совместного решения уравнений теплопередачи и теплового баланса выводится также уравнение характеристики отопительных систем. При этом учитываются следующие специфические особенности этих установок:

а) наличие смещения на абонентских вводах;

б) очень высокое значение водяного эквивалента воздуха, омывающего отопительные приборы, по сравнению с водяным эквивалентом воды, проходящей через радиаторы, что позволяет с достаточной для практических расчетов точностью принимать $\frac{W_m}{W_0} = 0$;

в) отнесение всех опытных и расчетных значений коэффициента теплопередачи отопительных приборов к среднеарифметической разности температур.

Уравнение характеристики отопительных систем имеет вид:

Показатели степени m_1 и m_2 зависят от соотношения скоростей

$$q = \frac{Q}{\vartheta} = \frac{1}{\frac{0,5}{W} \frac{1+2u}{1+u} + \frac{1}{kF}} \leq W \text{ ккал/ч} \cdot \text{град}, \quad (4-14)^*$$

где kF — произведение коэффициента теплопередачи отопительных приборов на их поверхность нагрева, $\text{ккал/ч} \cdot \text{град}$;

u — коэффициент смещения на вводе, т. е. отношение весовых расходов воды, поступающей в смесительный аппарат из обратной и подающей линии тепловой сети;

W — водяной эквивалент воды, поступающей в смесительный аппарат из подающей линии сети, $\text{ккал/ч} \cdot \text{град}$;

Q — подача тепла в отопительную систему, ккал/ч ;

$\vartheta = t_1 - t_2$ — разность температур воды в подающей линии сети и воздуха в отапливаемом помещении, град .

В частном случае при отсутствии смещения на абонентском вводе $u=0$

$$q = \frac{1}{\frac{0,5}{W} + \frac{1}{kF}} \leq W. \quad (4-15)$$

Уравнения характеристик теплообменных аппаратов и отопительных систем можно упростить, заменив величину kF , входящую в эти уравнения, другим равнозначным выражением, учитывающим с достаточной для практических расчетов точностью основные факторы, влияющие на условия теплообмена.

Для секционных водоводяных подогревателей можно принять:

$$kF = \Phi W_{\text{в}}^{m_1} W_{\text{в}}^{m_2}, \quad (4-16a)$$

где Φ — параметр подогревателя; в первом приближении эта величина постоянна.

* Неравенство в правой части уравнения (4-14) показывает, что величина q может быть только меньше или равна W . Поэтому, если по формуле (4-14) получается $q > W$, то для дальнейших расчетов принимают $q = W$.

греющей и нагреваемой среды в теплообменнике, конструкции подогревателя и состояния поверхности нагрева.

В противоточных секционных водоводяных подогревателях $m_1 = 0,33-0,5$; $m_2 = 0,33-0,5$.

Как показывают результаты испытания, при расчете секционных водоводяных подогревателей можно практически принимать $m_1 = m_2 = 0,5$, тогда формула (4-16) принимает вид:

$$kF = \Phi \sqrt{W_{\text{в}} W_{\text{м}}}. \quad (4-16b)$$

В этом частном случае Φ — величина безразмерная.

Для пароводяных подогревателей и паровоздушных калориферов, в которых имеет место конденсация греющего пара, при турбулентном движении нагреваемой среды можно принять:

$$kF = \Phi W_{\text{в}}^m, \quad (4-17)$$

где W — водяной эквивалент нагреваемой среды, $\text{ккал/ч} \cdot \text{град}$;

$$m = 0,33-0,5.$$

Для воздушных калориферов с водяным обогревом при турбулентном движении теплоносителей

$$kF = \Phi W_{\text{п}}^{m_1} W_{\text{в}}^{m_2}, \quad (4-18)$$

где $W_{\text{п}}$ и $W_{\text{в}}$ — водяные эквиваленты воды и воздуха;

$$m_1 = 0,12-0,20;$$

$$m_2 = 0,33-0,5.$$

Для радиаторных отопительных систем можно принять:

$$kF = \Phi \bar{Q}^{\frac{n}{1+n}}, \quad (4-19a)$$

где $\bar{Q}$ — отношение расхода тепла на отопление при данном режиме к расчетному расходу тепла на отопление (при расчетной наружной температуре);

n — показатель степени, связывающий коэффициент теп-

лопередачи отопительных радиаторов с температурным напором в отопительном приборе.

В зависимости от типа отопительного прибора и схемы его присоединения к отопительному стояку $n=0,17-0,33$.

В большинстве случаев $n=0,25$, в этих условиях формула (4-19) принимает вид:

$$kF = \Phi \bar{Q}^{0,2}, \quad (4-196)$$

Φ — параметр отопительной системы; величина практически постоянная.

Значение параметра Φ теплообменников зависит от величины поверхности нагрева, чистоты этой поверхности и конструктивных особенностей (числа ходов, отношения поперечных сечений трубного и межтрубного пространства, профиля каналов и т. д.).

При использовании уравнения (4-166) параметр Φ водоводяного подогревателя является величиной безразмерной.

Параметр Φ определяется на основе уравнения (4-16) по данным испытания или расчета одного или нескольких режимов работы подогревателя.

При этом, естественно, величины kF , W_m и W_6 , входящие в формулы (4-16), должны относиться к одному и тому же режиму.

Параметр Φ отопительной системы — величина размерная. Этот параметр равен комплексу kF — произведению коэффициента теплопередачи на поверхность нагрева прибора отопительной системы при ее расчетном режиме

$$\Phi = \frac{Q'}{\Delta t'}, \text{ ккал/ч} \cdot \text{град}, \quad (4-20)$$

где Q' — расчетная производительность отопительной системы, ккал/ч;

$\Delta t'$ — разность между средней температурой отопительных приборов и внутренней температурой отапливаемых помещений при расчетном режиме, град.

Формулы (4-8) — (4-20) могут быть также использованы при при-

менении Международной системы единиц СИ. В этом случае величины, входящие в эти формулы, должны иметь следующие размерности: расходы G кг/сек ($1 \text{ кг/ч} = 0,000278 \text{ кг/сек}$);

водяные эквиваленты W и удельные тепловые производительности q вт/град ($1 \text{ ккал/ч} \cdot \text{град} = 1,163 \text{ вт/град}$); теплоемкости c дж/кг · град ($1 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град} = 4,19 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$);

коэффициенты теплопередачи k вт/м² · град ($1 \text{ ккал/ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{град} = 1,163 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$).

Уравнения характеристик легко приводятся к безразмерному виду. Применение безразмерных характеристик значительно упрощает расчеты и позволяет с помощью единого графика или таблицы определять тепловую производительность всех аппаратов данного типа при переменном режиме.

При использовании безразмерных характеристик тепловая производительность всех видов конвективных теплообменных аппаратов определяется по следующей формуле:

$$Q = \varepsilon W_m \Delta, \quad (4-21)$$

где $\varepsilon = \frac{q}{W_m}$ — безразмерная удельная тепловая производительность.

Путем деления правой и левой части уравнений (4-8) — (4-13) на W_m получают выражение для расчета величины ε

$$\varepsilon = \frac{1}{a \frac{W_m}{W_6} + b + \frac{1}{\omega}} \leq \varepsilon_*, \quad (4-22)$$

где

$$\omega = \frac{kF}{W_m};$$

ε_* — безразмерная тепловая производительность аппарата с бесконечно большой поверхностью нагрева.*

Неравенство в правой части уравнения (4-22) указывает на то, что физически величина ε не может превысить ε_* , так как темпе-

* Значение величины ε_* находится на основе экспоненциального уравнения характеристики, из условия $F = \infty$.

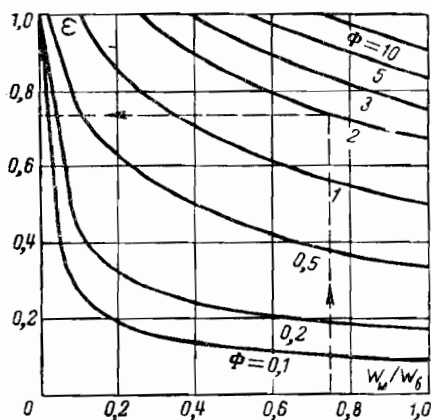


Рис. 4-3. Безразмерная удельная тепловая производительность противоточных водоводяных подогревателей.

$$\varepsilon = f\left(\Phi, \frac{W_m}{W_6}\right).$$

Пример: $\frac{W_m}{W_6} = 0,75$; $\Phi = 2,03$; $\varepsilon = 0,746$.

температура нагреваемой среды ни в одном сечении теплообменного аппарата не может превысить температуру греющей среды.

Для соблюдения неравенства в правой части формулы (4-22) пользуются следующим правилом:

если по формуле (4-22) получается $\varepsilon \leq \varepsilon_*$, то это значение ε и принимается для дальнейших расчетов; в том случае, когда по формуле (4-22) получается $\varepsilon > \varepsilon_*$, то для дальнейших расчетов принимается $\varepsilon = \varepsilon_*$.

При противотоке $\varepsilon_* = 1$, при прямотоке $\varepsilon_* = \frac{1}{1 + \frac{W_m}{W_6}}$.

Уравнение (4-22) действительно во всей области возможного практического использования теплообменных аппаратов, т. е. в пределах изменения отношения W_m/W_6 от нуля до единицы и изменения величины Φ от нуля до бесконечности. Другой области физически не существует.

Если в уравнении (4-22) выразить величину kF через параметр аппарата Φ в соответствии с выражением (4-166) и подставить значения постоянных коэффициентов a и b для противотока, то получается следующее уравнение для рас-

чета безразмерной удельной тепловой производительности противоточных водоводяных подогревателей:

$$\varepsilon = \frac{1}{0,35 \frac{W_m}{W_6} + 0,65 + \frac{1}{\Phi} \sqrt{\frac{W_m}{W_6}}} \leq 1. \quad (4-23)$$

Как видно из уравнения (4-23), $\varepsilon = f\left(\Phi, \frac{W_m}{W_6}\right)$.

Эта зависимость нанесена графически на рис. 4-3. Зная водяные эквиваленты W_m и W_6 , параметр подогревателя Φ и температуры греющей и нагреваемой воды на входе в аппарат t_1 и t_2 , легко найти по формуле (4-21) тепловую производительность водоводяного подогревателя при любом режиме.

Если по формуле (4-23) получается $\varepsilon \leq 1$, то это значение принимается без изменений. В этом случае, когда по формуле (4-23) получается $\varepsilon > 1$, следует принимать $\varepsilon = 1$.

По физическому смыслу величина ε по формуле (4-23) представляет собой отношение тепловой производительности данного противоточного подогревателя к тепловой производительности противоточного подогревателя с бесконечно большой поверхностью нагрева, работающего при тех же расходах греющего и нагреваемого теплоносителей и тех же температурах теплоносителей на входе в аппарат.

Уравнения (4-21) — (4-22) являются универсальными. Они действительны при любой схеме движения теплоносителей. На основе этих уравнений может быть практически решена любая задача, связанная с режимом работы теплообменных аппаратов в нерасчетных условиях.

При расчете водоводяных противоточных подогревателей удобно использовать для этой цели выражение для ε в форме уравнения (4-23).

Рассмотрим основные задачи, решаемые на основе уравнений (4-21) и (4-23).

Ряд задач решается однозначно.

К этому классу задач относятся следующие.

1. Определение тепловой производительности Q при заданных водяных эквивалентах теплоносителей W_m и W_6 , максимальной разности температур Φ и параметре подогревателя Φ .

2. Определение максимальной разности температур Φ при заданных водяных эквивалентах W_m и W_6 , тепловой производительности Q и параметре подогревателя Φ .

3. Определение комплекса kF или параметра подогревателя Φ при заданных водяных эквивалентах W_m и W_6 , тепловой производительности Q и максимальной разности температур Φ .

Для решения этой задачи удобно представить искомую величину Φ в следующем виде:

$$\ln \frac{\Phi - \frac{Q}{W_6}}{\Phi - \frac{Q}{W_m}} = kF \frac{1}{\frac{1}{W_m} - \frac{1}{W_6}} \quad (4-24a)$$

$$\Phi = \frac{kF}{\sqrt{\frac{1}{W_m} - \frac{1}{W_6}}} \quad (4-24b)$$

4. Определение величины приращения тепловой производительности теплообменника на 1 град изменения максимальной разности температур

$$\frac{\partial Q}{\partial \Phi} = \frac{W_m}{a \frac{W_m}{W_6} + b + \Phi \sqrt{\frac{W_m}{W_6}}} \cdot \text{ккал/ч} \cdot \text{град}. \quad (4-25)$$

5. Определение величины приращения тепловой производительности теплообменника на единицу изменения водяного эквивалента (расхода) любого из теплоносителей.

При изменении W_m

$$\frac{\partial Q}{\partial W_m} = \vartheta \varepsilon^2 \left(b + \frac{0,5}{\Phi} \sqrt{\frac{W_m}{W_6}} \right), \text{ град}. \quad (4-26a)$$

При изменении W_6

$$\frac{\partial Q}{\partial W_6} = \left(\frac{\vartheta \varepsilon^2}{W_m} \right)^2 \left(a + \frac{0,5}{\Phi} \sqrt{\frac{W_6}{W_m}} \right), \text{ град}. \quad (4-26b)$$

При $W_m = W_6$ и изменении расхода любого теплоносителя

$$\frac{\partial Q}{\partial W} = \frac{a+b}{2} \vartheta \varepsilon^2 \left(1 + \frac{1}{\Phi} \right), \text{ град} \quad (4-26в)$$

Некоторые задачи решаются методом пробных подстановок или постепенных приближений. К этому классу, в частности, от-

носится задача по определению водяного эквивалента (расхода) одного из теплоносителей W_1 при заданных водяном эквиваленте (расходе) второго теплоносителя W_2 , максимальной разности температур Φ , тепловой производительности Q и параметре подогревателя Φ .

Такая задача решается следующим образом.

Принимаются сначала $W_2 = W_m$.

Определяют $\frac{W_m}{W_6}$ по формуле

$$\frac{W_m}{W_6} = \frac{1}{4a^2\Phi^2} \left[-1 + \sqrt{1 + 4a\Phi^2 \left(\frac{\partial W_2}{Q} - b \right)} \right]^2. \quad (4-27a)$$

Полученный результат является правильным при $\frac{W_m}{W_6} \leq 1$.

Если полученное значение $\frac{W_m}{W_6} > 1$,

то принимают $W_2 = W_6$ и определяют $\frac{W_m}{W_6}$ по формуле

$$\frac{W_m}{W_6} = \frac{4b^2\Phi^2}{\left[-1 + \sqrt{1 + 4b\Phi^2 \left(\frac{\partial W_2}{Q} - a \right)} \right]^2}. \quad (4-27б)$$

Пример 4-1. При расходе греющей (первичной) воды $C_n = 10$ т/ч или $W_n = 10\,000$ ккал/ч · град; расходе нагреваемой (вторичной) воды $G_n = 5,45$ т/ч или $W_n = 5\,450$ ккал/ч · град и температурах греющей и нагреваемой воды на входе в водяной подогреватель $t_1 = 70^\circ\text{C}$ и $t_2 = 5^\circ\text{C}$ тепловая производительность подогревателя $Q = 300\,000$ ккал/ч.

Какова будет тепловая производительность этого подогревателя при расходах: греющей воды $G_n = 8$ т/ч или $W_n = 8\,000$ ккал/ч · град; нагреваемой воды $G_n = 6$ т/ч или $W_n = 6\,000$ ккал/ч · град и температурах греющей и нагреваемой воды на входе в подогреватель $t_1 = 80^\circ\text{C}$ и $t_2 = 5^\circ\text{C}$?

Решение. Находим параметр подогревателя Φ по известным данным для исходного режима по уравнению (4-24a)

$$\ln \frac{65 - \frac{300\,000}{10\,000}}{65 - \frac{300\,000}{5\,450}} = kF = \frac{1}{\frac{1}{5\,450} - \frac{1}{10\,000}} = 15\,000 \text{ ккал/ч} \cdot \text{град}$$

Параметр подогревателя на основе уравнения (4-24б)

$$\Phi = \frac{15\,000}{\sqrt{10\,000 \cdot 5\,450}} = 2,03.$$

Находим безразмерную удельную производительность подогревателя при новом режиме по уравнению (4-23) или по рис. 4-3:

$$\varepsilon = \frac{1}{0,35 \frac{6000}{8000} + 0,65 + \frac{1}{2,03} \sqrt{\frac{6000}{8000}}} = 0,746.$$

Удельная тепловая производительность при новом режиме

$$q = \varepsilon W_m = 0,746 \cdot 6000 = 4500 \text{ ккал/ч.град.}$$

Полная тепловая производительность при новом режиме

$$Q = qD = 4500(80 - 15) = 336000 \text{ ккал/ч.}$$

производительности отопительной системы с бесконечно большой поверхностью нагрева при одинаковых в обоих случаях расходах сетевой воды через системы. Как видно из уравнения (4-28) $\varepsilon = f(u, \omega)$. Эта зависимость нанесена на рис. 4-4,а.

На рис. 4-4,б нанесена вспомогательная зависимость $\bar{Q}^{0,2} = f(\bar{Q})$.

Зная коэффициент смешения u , величину ω , определяемую по фор-

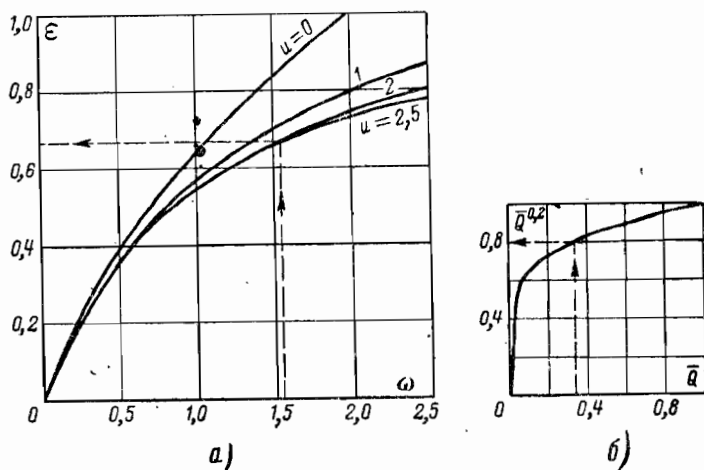


Рис. 4-4. Безразмерная удельная тепловая производительность отопительных установок.

$a - \varepsilon = f(u, \omega); b - \bar{Q}^{0,2} = f(\bar{Q})$.
Пример: $u = 2,2; \omega = 1,55; \varepsilon = 0,67$.

Аналогично приводится к безразмерному виду уравнение тепловой характеристики отопительной системы путем деления правой и левой части уравнения (4-14) на W

$$\varepsilon = \frac{1}{0,5 + u + \frac{1}{\omega}} \leq 1, \quad (4-28a)$$

где $\varepsilon = \frac{q}{W}$ и $\omega = \frac{kF}{W}$.

С учетом зависимости (4-196)

$$\omega = \frac{\Phi \bar{Q}^{0,2}}{W} = \frac{Q' \bar{Q}^{0,2}}{\Delta t W}. \quad (4-28б)$$

По физическому смыслу ε — отношение удельной тепловой производительности данной отопительной системы к удельной тепловой

муле (4-28б), и максимальную разность температур $\vartheta = t_1 - t_b$, легко найти тепловую производительность отопительной системы при любом режиме ее работы по формуле

$$Q = \varepsilon W \vartheta. \quad (4-29)$$

Строго говоря, температура воздуха в отапливаемых помещениях t_b является функцией теплового режима здания, определяемого в первую очередь величиной тепловой производительности отопительной системы. Однако возможные в условиях эксплуатации отклонения t_b от расчетной величины очень малы по сравнению с максимальной разностью температур ϑ . Поэтому в практических расчетах при определении величины ϑ можно

принимать t_b равной расчетной величине (для жилых зданий 18°C).

Точное значение внутренней температуры t_b при установившемся тепловом режиме здания при любых параметрах теплоносителя на абонентском вводе определяется по формуле

$$t_b = \frac{\frac{\varepsilon W}{xV} \tau_1 + t_n}{\frac{\varepsilon W}{xV} + 1}, \quad (4-30)$$

где xV — произведение отопительной характеристики на наружный объем здания, ккал/ч .

Пример 4-2. Расчетные данные отопительной системы: $Q' = 1,5 \text{ Гкал/ч}$; $\Delta t' = 64,5 \text{ град}$; $\tau_1 = 150^\circ \text{C}$; $\tau_2 = 70^\circ \text{C}$; расчетный расход воды $G = 18,75 \text{ т/ч}$; $W = 18\,750 \text{ ккал/ч} \cdot \text{град}$.

Расчетный коэффициент смешения $\varepsilon = 2,2$. Внутренняя температура $t'_b = 18^\circ \text{C}$. Определить тепловую производительность этой системы при $\bar{W} = 12\,000 \text{ ккал/ч} \cdot \text{град}$ и $\tau_1 = 80^\circ \text{C}$.

Решение. Находим величину ω при новом режиме по формуле (4-285).

Поскольку тепловая производительность отопительной системы заранее не известна, то задаемся предварительной величиной $\bar{Q} = 0,35$. По рис. 4-4,б находим $\bar{Q}^{0,2} = 0,8$:

$$\omega = \frac{1,5 \cdot 10^6 \cdot 0,8}{12\,000 \cdot 64,5} = 1,55.$$

Находим безразмерную удельную производительность отопительной системы ε по формуле (4-28а) или по рис. 4-4:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{0,5 + 2,2}{1 + 2,2} + \frac{1}{1,55}} = 0,67.$$

Тепловая производительность отопительной системы при рассматриваемом режиме находится по формуле (4-29)

$$Q = \varepsilon W \bar{Q} = 0,67 \cdot 12\,000 (80 - 18) = 500\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Поскольку полученное значение $\bar{Q} = \frac{500\,000}{1\,500\,000} = 0,333$ близко к предварительному, то уточнение расчета не производим.

Перейдем к рассмотрению отдельных систем центрального регулирования. Сначала рассмотрим регулирование однородной нагрузки, а затем регулирование разнородной нагрузки.

4-4. КАЧЕСТВЕННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

Расчет качественного регулирования заключается в определении температуры воды в тепловой сети в зависимости от тепловой нагрузки из условия постоянного расхода воды в сети.

В соответствии с температурными графиками устанавливается режим подогрева воды на станции.

Для этого метода регулирования тепловой нагрузки общие уравнения регулирования (4-3) и (4-4) принимают следующий вид:

$$m = 0; \quad \bar{W} = 1; \quad \bar{Q} = \delta \bar{t} = k \Delta \bar{t}. \quad (4-31)$$

Рассмотрим метод построения температурных графиков качественного регулирования для различных тепловых нагрузок.

Температурные графики для отопительной нагрузки

Задачей регулирования является поддержание постоянной внутренней температуры отапливаемых помещений.

Уравнение температурного графика качественного регулирования отопительной нагрузки является частным случаем уравнения характеристики отопительной системы (4-28) — (4-29) при $\bar{W} = 1$.

$$\text{В этом случае } \omega = \frac{\delta \tau \bar{Q}^{0,2}}{\Delta t'};$$

$$\varepsilon = \frac{\delta \tau'}{\theta'} - 1; \quad \varepsilon = \frac{\delta \tau \bar{Q}}{(\tau_1 - t'_b)}.$$

На основе уравнения характеристики получаем выражение для температурного графика воды в подающей линии тепловой сети

$$\tau_1 = t'_b + \Delta t' \bar{Q}^{0,8} + \left(\delta \tau' - \frac{\theta'}{2} \right) \bar{Q}. \quad (4-32)$$

Температура воды после отопительной системы

$$\tau_2 = \tau_1 - \delta \tau \bar{Q} \quad (4-33a)$$

или

$$\tau_2 = t'_b + \Delta t' \bar{Q}^{0,8} - \frac{\theta'}{2} \bar{Q}. \quad (4-33b)$$

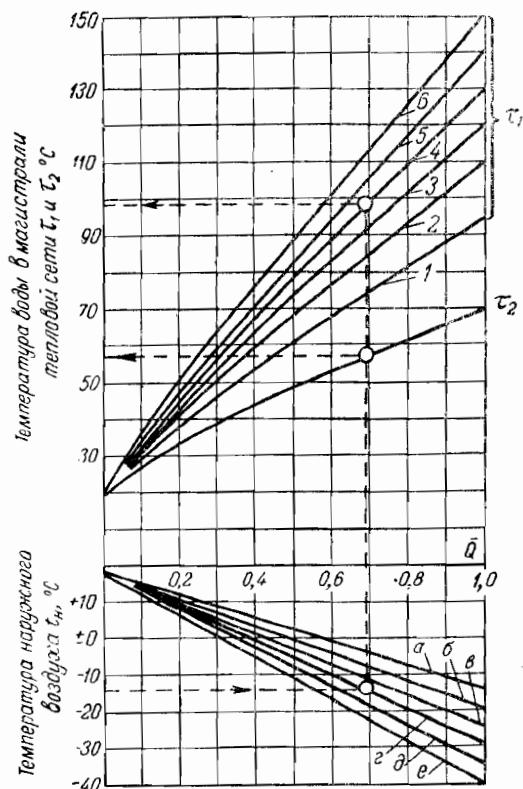


Рис. 4-5. Температурные графики качественного регулирования отопительной нагрузки.

$\bar{Q} = \frac{Q}{Q'}$ — отношение расхода тепла при наружной температуре t_n к максимальному расходу тепла; $\delta\tau'$ — расчетный перепад в тепловой сети, $\delta\tau' = \tau'_1 - \tau'_2$; t'_n — расчетная наружная температура.

1 — $\delta\tau' = 25^\circ\text{C}$; 2 — $\delta\tau' = 40^\circ\text{C}$; 3 — $\delta\tau' = 50^\circ\text{C}$; 4 — $\delta\tau' = 60^\circ\text{C}$; 5 — $\delta\tau' = 70^\circ\text{C}$; 6 — $\delta\tau' = 80^\circ\text{C}$; а — $t'_n = -15^\circ\text{C}$; б — $t'_n = -20^\circ\text{C}$; в — $t'_n = -25^\circ\text{C}$; г — $t'_n = -30^\circ\text{C}$; д — $t'_n = -35^\circ\text{C}$; е — $t'_n = -40^\circ\text{C}$.

$\bar{Q}$	Температура воды в подающей линии						τ_2
	$\delta\tau' = 25^\circ$	$\delta\tau' = 40^\circ$	$\delta\tau' = 50^\circ$	$\delta\tau' = 60^\circ$	$\delta\tau' = 70^\circ$	$\delta\tau' = 80^\circ$	
0,2	38,3	41,3	43,3	45,3	47,3	49,3	33,8
0,4	54,0	60,0	64,0	68,0	72,0	76,0	44,0
0,6	88,5	77,5	83,5	89,5	95,6	101,5	53,5
0,8	82,0	94,0	102,0	110,0	118,0	126,0	62,0
1,0	95,0	110,0	120,0	130,0	140,0	150,0	70,0

Температура воды после смесительного устройства (элеватора)

$$\tau_3 = \tau_2 + \theta' \bar{Q} \quad (4-34a)$$

или

$$\tau_3 = t'_n + \Delta t' \bar{Q}^{0,8} + \frac{\theta'}{2} \bar{Q}. \quad (4-34b)$$

При отсутствии смешения на абонентском вводе $\delta\tau' = t'_n$. В этом случае уравнения (4-32) и (4-34) совпадают.

Для обратной линии в этом случае действительно уравнение (4-33).

Как видно из уравнений (4-32) — (4-34), температурные отопительные графики являются однозначной функцией $\bar{Q}$. Эти графики для $t'_n = 18^\circ\text{C}$ приведены на рис. 4-5.

При принудительной циркуляции воздуха вдоль поверхности нагрева отопительных приборов (например, в отопительных агрегатах воздушного отопления) коэффициент теплопередачи остается практически постоянным независимо от температуры воды в приборе. Для этих условий температурные графики принимают вид прямых линий:

$$\tau_1 = t'_n + (\tau'_1 - t'_n) \bar{Q}; \quad (4-35)$$

$$\tau_2 = t'_n + (\tau'_2 - t'_n) \bar{Q}; \quad (4-36)$$

Температурные графики для вентиляционной нагрузки

Температурные графики для качественного регулирования вентиляционной нагрузки могут быть построены на основе уравнения характеристики теплообменных аппаратов (4-8), которое в применении к водовоздушным вентиляционным калориферам с учетом выражения (4-18) запишется так:

$$Q = \frac{\theta}{\frac{a}{W_0} + \frac{b}{W_m} + \frac{1}{\Phi W_n^m W_b^m}}. \quad (4-37)$$

Поскольку при качественном регулировании расход воды через калорифер остается постоянным, а расход воздуха через вентиляционные калориферы на диапазоне $t_n \geq t_{n,v}$ также является величиной постоянной, то в выражении (4-37) знаменатель является величиной постоянной.

Следовательно, при качественном регулировании тепловая нагрузка калориферов на диапазоне $t_n \geq t_{n,v}$ изменяется прямо пропорционально максимальной разности температур воды и воздуха при входе в калорифер

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{\theta}{\theta'}$$

или

$$\bar{Q} = \frac{\tau_1 - t_n}{\tau'''_1 - t_{н.в.}}. \quad (4-38)$$

Откуда находим:

$$\tau_1 = t_n + \bar{Q}(\tau'''_1 - t_{н.в.}). \quad (4-39)$$

На основе уравнения (4-31)

$$\bar{Q} = \bar{\epsilon}\tau$$

или

$$\bar{Q} = \frac{\tau_1 - \tau_2}{\tau'''_1 - \tau'''_2}. \quad (4-40)$$

Из совместного решения уравнений (4-39) и (4-40) находим:

$$\tau_2 = t_n + \bar{Q}(\tau'''_2 - t_{н.в.}). \quad (4-41)$$

В уравнениях (4-38) — (4-41)

$t_{н.в.}$ — расчетная наружная температура для вентиляции;

τ'''_1 и τ'''_2 — температура воды в подающей и обратной линиях тепловой сети при наружной температуре $t_{н.в.}$.

В диапазоне температур наружного воздуха $t_n < t_{н.в.}$ вентиляционные установки обычно работают с рециркуляцией, т. е. с забором части воздуха из помещения и подмешиванием его перед калорифером к свежему воздуху, поступающему снаружи. При этом степень рециркуляции регулируется таким образом, что температура воздуха, поступающего в калорифер, остается постоянной. Общее количество воздуха, поступающего в калорифер, также остается постоянным. По мере понижения наружной температуры уменьшается подача свежего воздуха и соответственно увеличивается подача рециркуляционного воздуха.

Так как на всем рассматриваемом диапазоне остаются постоянными тепловая нагрузка, а также расходы воздуха и воды через калорифер, то, как это следует из уравнения (4-37), должен оставаться постоянным также максимальный перепад температур

$$\vartheta = \text{const}$$

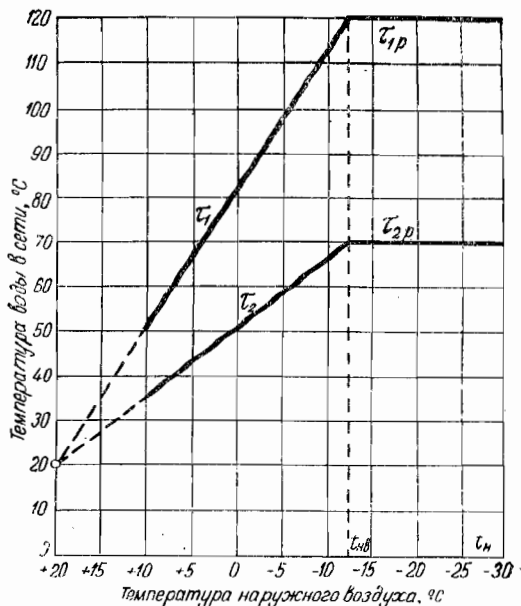


Рис. 4-6. Примерный график температур при качественном регулировании вентиляционной нагрузки.

или

$$\tau_1 - t_{н.в.} = \text{const},$$

откуда

$$\tau_1 = \tau'''_1 = \text{const}. \quad (4-42a)$$

Легко также показать, что в этом диапазоне

$$\tau_2 = \tau'''_2 = \text{const}. \quad (4-42б)$$

На рис. 4-6 приведены температурные графики для вентиляционной нагрузки¹.

Температурные графики для технологической нагрузки и горячего водоснабжения

Отпуск тепла для технологических целей, а также подогрев вторичной воды, используемой для горячего водоснабжения в закрытых системах теплоснабжения, производится в поверхностных теплообменных аппаратах, установленных у абонентов. В этих аппаратах первичный теплоноситель, поступающий из тепловой сети, нагревает через стенку вторичный теплоноситель.

Температурные графики для этого вида тепловой нагрузки могут быть построены на основе общего

¹ На рис. 4-6: $\tau'''_1 = \tau_{1р}$; $\tau'''_2 = \tau_{2р}$.

уравнения тепловой характеристики теплообменных аппаратов (4-8).

Для водоводяных подогревателей, применяемых в установках горячего водоснабжения, может быть использовано уравнение (4-23).

В уравнении (4-23) при любой тепловой нагрузке Q известны следующие величины:

а) Водяной эквивалент (расход) первичной (греющей) воды $W_{\text{п}}$, который при качественном регулировании остается постоянным.

б) Водяной эквивалент (расход) вторичной (нагреваемой) воды $W_{\text{в}}$, который определяется из уравнения теплового баланса

$$W_{\text{в}} = \frac{Q}{(t_1 - t_2)}, \text{ ккал/ч} \cdot \text{град},$$

t_1 и t_2 — температуры вторичной среды на выходе и входе в подогреватель.

Для подогревателей горячего водоснабжения обычно $t_1 = 60^\circ \text{C}$, $t_2 = 5^\circ \text{C}$.

Легко может быть найден параметр теплообменника Φ по одному какому-либо режиму аппарата. Наиболее удобно определить параметр Φ по режиму расчетной (максимальной) нагрузки.

Таким образом, задача сводится к определению одной неизвестной величины

$$\vartheta = \frac{Q}{\varepsilon W_{\text{м}}}. \quad (4-43)$$

Зная ϑ , легко находят:

$$\tau_1 = \vartheta + t_2. \quad (4-44)$$

Температура греющей воды на выходе из теплообменника может быть найдена по формуле

$$\tau_2 = \tau_1 - \frac{Q}{W_{\text{п}}}. \quad (4-45)$$

В вышеприведенные формулы входят абсолютные расходы тепла и воды. Если значения абсолютных расходов по району не известны, то при построении графика центрального качественного регулирования нагрузки горячего водоснабжения расчет может производиться на 1 Гкал/ч максимальной нагрузки горячего водоснабжения.

Пример 4-3. По двухтрубной водяной тепловой сети подается тепло на отопление жилых зданий. Регулирование качественное. Расчетные температуры воды: в подающей линии тепловой сети $\tau'_1 = 150^\circ \text{C}$, в обратной линии $\tau'_2 = 70^\circ \text{C}$; после смесительного устройства (элеватора) на вводе $\tau'_3 = 95^\circ \text{C}$. Расчетная внутренняя температура $t'_{\text{в}} = 18^\circ \text{C}$. Определить температуру воды в подающей линии, обратной линии и после элеватора при тепловой нагрузке, составляющей 50% от расчетной ($\bar{Q} = 0,5$). Коэффициент смешения элеватора является постоянной величиной при всех тепловых нагрузках.

Решение.

1. Коэффициент смешения элеватора

$$\alpha = \frac{150 - 95}{95 - 70} = 2,2.$$

2. Расчетный температурный напор в отопительных приборах

$$\Delta t' = \frac{95 + 70}{2} - 18 = 64,5 \text{ град.}$$

3. Расчетный перепад температур в тепловой сети

$$\delta t' = \tau'_1 - \tau'_2 = 150 - 70 = 80^\circ \text{C};$$

расчетный перепад температур в местной отопительной системе

$$\theta' = \tau'_3 - \tau'_2 = 95 - 70 = 25^\circ \text{C}.$$

4. Искомые температуры воды:

а) в подающей линии сети, по формуле (4-32)

$$\tau_1 = 18 + 64,5 \cdot 0,5^{0,8} + 67,5 \cdot 0,5 = 89^\circ \text{C};$$

б) в обратной линии сети, по формуле (4-33)

$$\tau_2 = 18 + 64,5 \cdot 0,5^{0,8} - 12,5 \cdot 0,5 = 49^\circ \text{C};$$

в) после смесительного устройства

$$\tau_3 = \frac{89 + 2,2 \cdot 49}{3,2} = 61,5^\circ \text{C}.$$

Эти температуры могут быть также непосредственно найдены по рис. 4-5.

4-5. КОЛИЧЕСТВЕННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

Расчет количественного регулирования заключается в определении зависимости расхода воды в сети и температуры обратной воды от тепловой нагрузки. Рассмотрим расчет количественного регулирования различных видов тепловой нагрузки.

Расчет количественного регулирования отопительной нагрузки

Уравнения для расчета расхода воды и графика температур обратной воды выводятся из уравнения

характеристики отопительной системы (4-28) — (4-29).

Для рассматриваемого метода регулирования $\bar{W} = \text{Var}$,

$$\omega = \frac{\delta \tau' \bar{Q}^{0,2}}{\Delta t' \bar{W}}; \quad u = \frac{\delta \tau'}{\theta'} = 1;$$

$$\varepsilon = \frac{\delta \tau' \bar{Q}}{\bar{W}(\tau'_1 - t'_{\text{в}})}.$$

При указанных условиях из уравнения характеристики получаем:

$$\bar{W} = \frac{\bar{Q}}{1 + \frac{\Delta t'}{\delta \tau' - 0,5 \theta'} (1 - \bar{Q}^{0,2})}. \quad (4-46)$$

Температура обратной воды

$$\tau_2 = \tau'_1 - \delta \tau' \frac{\bar{Q}}{\bar{W}}. \quad (4-47a)$$

или

$$\tau_2 = \tau'_1 - \delta \tau' \left[1 + \frac{\Delta t'}{\delta \tau' - 0,5 \theta'} \times \right. \\ \left. \times (1 - \bar{Q}^{0,2}) \right]. \quad (4-47b)$$

Уравнения (4-46) и (4-47) действительны только в области $\varepsilon \leq 1$, чему соответствует $\tau_2 = t'_{\text{в}}$.

Предельное значение $\bar{Q}_*$, соответствующее $\varepsilon = 1$, определяется по формуле

$$\bar{Q}_* = \left[1 - \frac{(\tau'_2 - t'_{\text{в}})(\delta \tau' - 0,5 \theta')}{\delta \tau' \Delta t'} \right]^{1,25}. \quad (4-48)$$

При $\bar{Q} < \bar{Q}_*$ температура обратной воды определяется по формуле

$$\tau_2 = t'_{\text{в}}. \quad (4-49)$$

На рис. 4-7 приведен график количественного регулирования отопительной нагрузки.

Для воздушного отопления, когда коэффициент теплопередачи отопительных приборов остается практически постоянным $\bar{k} = 1$, уравнение для расчета расхода воды при

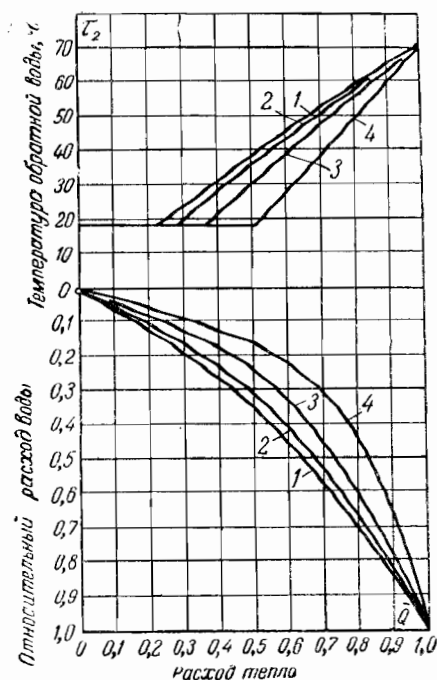


Рис. 4-7. График количественного регулирования отопительной нагрузки.

$t'_{\text{в}} = 23^\circ \text{C}$; $t'_{\text{в}} = 18^\circ \text{C}$; $1 - \tau'_1 = 150^\circ \text{C}$; $2 - \tau'_1 = 130^\circ \text{C}$; $3 - \tau'_1 = 110^\circ \text{C}$; $4 - \tau'_1 = 95^\circ \text{C}$.

$\tau'_1 \backslash \bar{Q}$	Относительная нагрузка				
	1	0,3	0,6	0,4	0,2
150	$\tau_2 = 70$ $\bar{W} = 1$	58 0,697	44,5 0,454	30 0,267	13 0,12
130	$\tau_2 = 70$ $\bar{W} = 1$	57 0,656	43 0,414	28 0,237	13 0,107
110	$\tau_2 = 70$ $\bar{W} = 1$	55 0,585	38,6 0,336	21 0,13	13 0,037
95	$\tau_2 = 70$ $\bar{W} = 1$	49,5 0,11	27 0,22	18 0,13	13 0,065

количественном регулировании принимает более простой вид:

$$\bar{W} = \frac{\bar{Q}}{1 + \frac{\Delta t'}{\delta \tau' - \frac{\theta'}{2}} (1 - \bar{Q})}. \quad (4-50)$$

Температура обратной воды

$$\tau_2 = \tau'_1 - \delta \tau' \left[1 + \frac{\Delta t'}{\delta \tau' - \frac{\theta'}{2}} (1 - \bar{Q}) \right]. \quad (4-51)$$

Значение предельной тепловой нагрузки, определяется в этом случае по формуле

$$\bar{Q}_* = 1 - \frac{(\tau'_2 - t'_{н.в})(\delta\tau' - 0,5\theta')}{\delta\tau'\Delta t'} \quad (4-52)$$

Расчет количественного регулирования вентиляционной нагрузки

Расчет расхода (водяного эквивалента) греющей воды через калорифер $W_{п.}$ в диапазоне $t_{н.} \geq t_{н.в}$ производится по уравнениям характеристики (4-8) и (4-19).

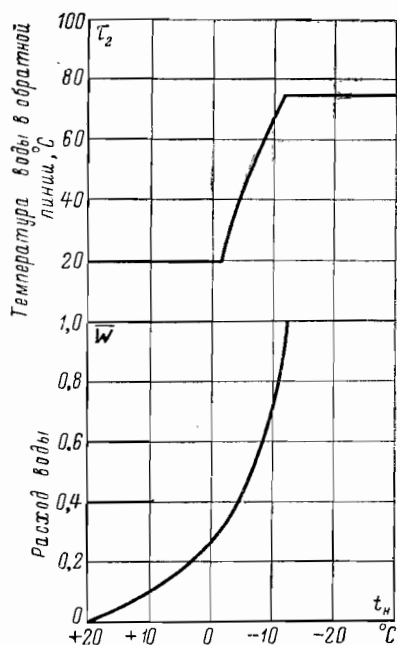


Рис. 4-8. График количественного регулирования вентиляционной нагрузки.

При этом известными величинами при любой наружной температуре являются:

- а) тепловая нагрузка Q ;
- б) максимальный перепад температур

$$\theta = \tau'''_1 - t_{н.};$$

в) расход (водяной эквивалент) воздуха через калорифер $W_{в.}$ — величина постоянная.

Легко можно также определить параметр калорифера Φ по одному какому-либо режиму; наиболее удобно по расчетному режиму, со-

ответствующему наружной температуре $t_{н.в.}$

Задача расчета сводится к определению на основе уравнения (4-8) одной неизвестной величины — водяного эквивалента (расхода) греющей воды $W_{п.}$. Так как эта величина входит в уравнение в неявном виде, то задача решается методом последовательных приближений.

Температура воды в обратной линии τ_2 находится по уравнению

$$\tau_2 = \tau'''_1 - \frac{Q}{W_{п.}} \quad (4-53)$$

Температура воды в обратной линии τ_2 снижается при уменьшении тепловой нагрузки Q . При некотором значении тепловой нагрузки Q_* температура воды в обратной линии достигает температуры воздуха на входе в калорифер $t_{н.}$

При дальнейшем снижении тепловой нагрузки указанная температура воды остается равной $t_{н.}$. При режимах $Q < Q_*$ водяной эквивалент греющей воды определяется по уравнению

$$W_{п.} = \frac{1}{\tau'''_1 - t_{н.}} Q, \text{ ккал/ч} \cdot \text{град.} \quad (4-54)$$

При наружных температурах $t_{н.} < t_{н.в.}$ расход тепла на вентиляцию остается постоянным, $Q = \text{const}$. При работе с рециркуляцией поддерживаются также постоянными расход воздуха через калорифер $G_{в.} = \text{const}$ ($W_{в.} = \text{const}$) и температура воздуха перед калорифером.

В этих условиях, как видно из уравнений (4-8) и (4-53), должны оставаться постоянными: расход греющей воды через калорифер ($W_{п.} = \text{const}$) и температура обратной воды ($\tau_2 = \text{const}$).

График количественного регулирования вентиляционной нагрузки приведен на рис. 4-8.

Расчет количественного регулирования технологической нагрузки и горячего водоснабжения

Графики количественного регулирования технологической и бытовой нагрузки по аналогии с графиками

ками качественного регулирования могут быть построены на основании общего уравнения тепловой характеристики теплообменных аппаратов (4-8).

Для секционных водоводяных подогревателей может быть использована зависимость (4-16). При любой тепловой нагрузке Q известны следующие величины:

а) максимальный перепад температур $\Phi = t_1 - t_2$;

б) водяной эквивалент нагреваемой воды W_B , который определяется по уравнению теплового баланса;

в) параметр Φ , который может быть найден по расчетному режиму теплообменника.

Задача сводится к определению по уравнению (4-8) одной неизвестной величины — водяного эквивалента греющей воды W_H .

Можно доказать в общем виде, что при количественном регулировании горячего водоснабжения расходы греющей и нагреваемой воды через водоводяной подогреватель должны изменяться прямо пропорционально тепловой нагрузке.

Такая зависимость вытекает непосредственно из уравнения безразмерной характеристики водоводяных подогревателей (4-21) — (4-23).

В самом деле, при количественном регулировании горячего водоснабжения $\Phi = \text{const}$, поэтому на основе уравнения (4-21)

$$\frac{Q}{\varepsilon W_M} = \text{const.}$$

На практике могут иметь место два случая:

$$1) W_M = W_B; W_G = W_H.$$

В этом случае $\frac{Q}{W_M} = \text{const}$. Следова-

тельно, $\varepsilon = \text{const}$. На основе уравнения (4-23) при $\Phi = \text{const}$ и $\varepsilon = \text{const}$

$$\frac{W_M}{W_G} = \text{const}$$

или

$$\bar{W}_M = \bar{W}_G = \bar{W}_B = \bar{W}_H = \bar{Q}.$$

$$2) W_M = W_H; W_G = W_B.$$

В этом случае $\frac{Q}{W_G} = \text{const}$.

Поскольку $\frac{Q}{\varepsilon W_M} = \text{const}$, то $\frac{W_G}{W_M \varepsilon} = \text{const}$.

Выразив ε по уравнению (4-23), получим:

$$0,35 + 0,65 \frac{W_G}{W_M} + \frac{1}{\Phi} \sqrt{\frac{W_G}{W_M}} = \text{const.}$$

При $\Phi = \text{const}$ $\frac{W_G}{W_M} = \text{const}$ или $\bar{W}_G = \bar{W}_M = \bar{W}_H = \bar{W}_B = \bar{Q}$.

Как видно из приведенного при количественном регулировании горячего водоснабжения

$$\bar{W}_H = \bar{W}_B = \bar{Q}. \quad (4-55)$$

Температура сетевой воды на выходе из водоводяного подогревателя находится по уравнению

$$t_2 = t_1 - \frac{Q}{W_H}. \quad (4-56)$$

Поскольку $\frac{Q}{W_H} = \text{const}$, то при $t_1 = \text{const}$, $t_2 = \text{const}$.

Пример 4-4. Рассчитать режим количественного регулирования нагрузки горячего водоснабжения.

Расчетные параметры сетевой воды $t'_1 = 70^\circ \text{C}$; $t'_2 = 30^\circ \text{C}$.

Температуры вторичной воды на входе и выходе из водоводяного подогревателя постоянны:

$$t_2 = 5^\circ \text{C}; t_1 = 60^\circ \text{C}.$$

Решение. Определим расход греющей воды через подогреватель при различных тепловых нагрузках, например при $\bar{Q} = 0,6$.

Относительный расход греющей воды по формуле (4-55)

$$\bar{W}_H = \bar{Q} = 0,6.$$

Температура сетевой воды после водоводяного подогревателя $t_2 = 30^\circ \text{C}$, поскольку при любой нагрузке $t_2 = t'_2 = \text{const}$.

Аналогично находятся $\bar{W}_H$ и t_2 при других нагрузках $\bar{Q}$.

4-6. КАЧЕСТВЕННО-КОЛИЧЕСТВЕННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

Как было сказано выше, качественно-количественное регулирование является одним из методов центрального регулирования чисто отопительной нагрузки. При открытых системах теплоснабжения в тепловых сетях с повышенной гидравлической устойчивостью применяется иногда также центральное каче-

ственно-количественное регулирование суммарной нагрузки отопления и горячего водоснабжения.

Рассмотрим здесь качественно-количественное регулирование чисто отопительной нагрузки.

Расчетные уравнения для качественно-количественного регулиро-

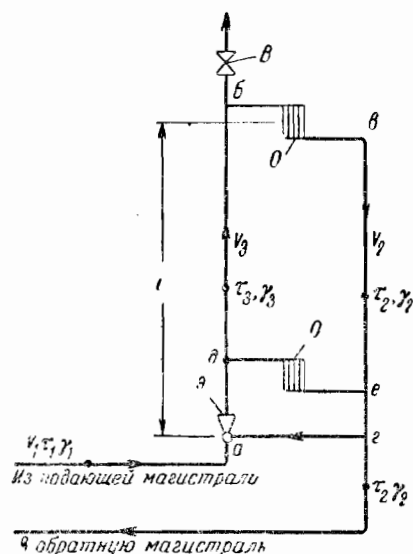


Рис. 4-9. Схема водяной отопительной системы.

В — воздушный кран; О — отопительный прибор; Э — элеватор.

вания отопительной нагрузки являются частным случаем уравнения характеристики отопительной системы (4-28) и (4-29).

При рассматриваемом методе регулирования

$$\bar{W} = \bar{Q}^m; \quad \omega = \frac{\delta\tau'}{\Delta t'} \bar{Q}^{0,2-m};$$

$$u = \frac{\delta\tau'}{\theta'} - 1; \quad \varepsilon = \frac{\delta\tau'}{\tau_1 - t'_в} \bar{Q}^{1-m}.$$

На основе уравнения характеристики получаем:

$$\tau_1 = t'_в + \Delta t' \bar{Q}^{0,8} + \left(\delta\tau' - \frac{\theta'}{2} \right) \bar{Q}^{1-m}; \quad (4-57)$$

$$\tau_2 = t'_в + \Delta t' \bar{Q}^{0,8} - \frac{\theta'}{2} \bar{Q}^{1-m}; \quad (4-58)$$

$$\tau_3 = t'_в + \Delta t' \bar{Q}^{0,8} + \frac{\theta'}{2} \bar{Q}^{1-m}. \quad (4-59)$$

При различных значениях показателя m получаются различные законы изменения расхода воды в се-

ти. Чем m ближе к нулю, тем меньше степень изменения расхода воды в сети при переходе от больших тепловых нагрузок к малым.

Можно выбрать такой закон качественно-количественного регулирования, при котором устраняется переменное влияние гравитационного перепада давлений на работу двухтрубной отопительной системы, благодаря чему распределение расхода воды по этажам отапливаемого здания остается постоянным при любой наружной температуре.

В данном случае речь идет об идеально отрегулированной отопительной системе, в которой при расчетном режиме расход воды через все отопительные приборы равен расчетному.

Рассмотрим распределение расходов воды по высоте двухтрубной отопительной системы многоэтажного здания, присоединенной к водяной тепловой сети через элеватор (водоструйный насос). Схема установки показана на рис. 4-9.

Перепад давлений, создающий циркуляцию в замкнутом контуре $abvza$, проходящем через отопительный прибор верхнего этажа, является суммой двух слагаемых: перепада давлений, развиваемого элеватором Δp_a , и гравитационного перепада давлений, возникающего в этом кольце Δp_e

$$\Delta p_v = \Delta p_o + \Delta p_e. \quad (4-60)$$

Циркуляция в замкнутом контуре $adea$, проходящем через нижний отопительный прибор, создается только перепадом давлений, развиваемым элеватором Δp_a , так как гравитационный перепад давлений, возникающий в нижнем кольце, практически равен нулю, поскольку расстояние по высоте между нижним прибором и элеватором мало

$$\Delta p_n = \Delta p_o. \quad (4-61)$$

С некоторым приближением к любому участку водяной отопительной системы применима квадратичная зависимость потерь давления от расхода воды¹, которая в общем виде может быть записана так:

$$\Delta p = S V^2 \quad (4-62a)$$

или

$$V = \sqrt{\frac{\Delta p}{S}}, \quad (4-62b)$$

где Δp — потеря давления;

V — объемный расход воды;

S — сопротивление, величина практически постоянная.

Считая условно контуры $abvza$ и $adea$ выполненными раздельно, можно на основе

¹ Более подробно см. гл. 6.

уравнения 4-626 описать расходы воды через верхний и нижний отопительные приборы следующими зависимостями:

$$V_v = \sqrt{\frac{\Delta p_a + \Delta p_e}{S_v}}; \quad (4-63a)$$

$$V_n = \sqrt{\frac{\Delta p_a}{S_n}}; \quad (4-636)$$

где S_v и S_n — сопротивления замкнутых контуров, проходящих через верхний и нижний приборы; величины постоянные.

Отношение расходов воды через верхний и нижний приборы

$$\frac{V_v}{V_n} = \sqrt{1 + \frac{\Delta p_e}{\Delta p_a}} \sqrt{\frac{S_n}{S_v}}. \quad (4-64)$$

Для того чтобы распределение воды по высоте отопительной системы оставалось постоянным при любой наружной температуре, необходимо, как это видно из уравнения (4-64), выдержать следующее условие:

$$\frac{\Delta p_e}{\Delta p_a} = \text{const.} \quad (4-65a)$$

Выражение (4-65a) может быть также записано в другой модификации

$$\frac{\Delta p_e}{\Delta p_a} = \frac{\Delta p'_e}{\Delta p'_a} \quad (4-656)$$

или

$$\frac{\Delta p_e}{\Delta p'_e} = \frac{\Delta p_a}{\Delta p'_a},$$

где Δp_e и Δp_a — гравитационный перепад и перепад, развиваемый элеватором при любой тепловой нагрузке отопительной системы;

$\Delta p'_e$ и $\Delta p'_a$ — те же величины при расчетной тепловой нагрузке.

Как известно,

$$\frac{\Delta p_e}{\Delta p'_e} = \frac{\gamma_2 - \gamma_3}{\gamma'_2 - \gamma'_3}, \quad (4-66)$$

где γ_3 и γ_2 — удельный вес воды в подающем и обратном стояках отопительной системы при любой наружной температуре;

γ'_3 и γ'_2 — те же величины при расчетной наружной температуре.

В диапазоне температур воды от 40 до 95° С, в котором, как правило, работают отопительные системы жилых и общественных зданий, удельный вес воды изменяется практически линейно от температуры, поэтому

$$\frac{\gamma_2 - \gamma_3}{\gamma'_2 - \gamma'_3} = \frac{\tau_3 - \tau_2}{\tau'_3 - \tau'_2}. \quad (4-67)$$

Из уравнений (4-58) и (4-59) легко установить, что

$$\frac{\tau_3 - \tau_2}{\tau'_3 - \tau'_2} = \bar{Q}^{1-m}. \quad (4-68)$$

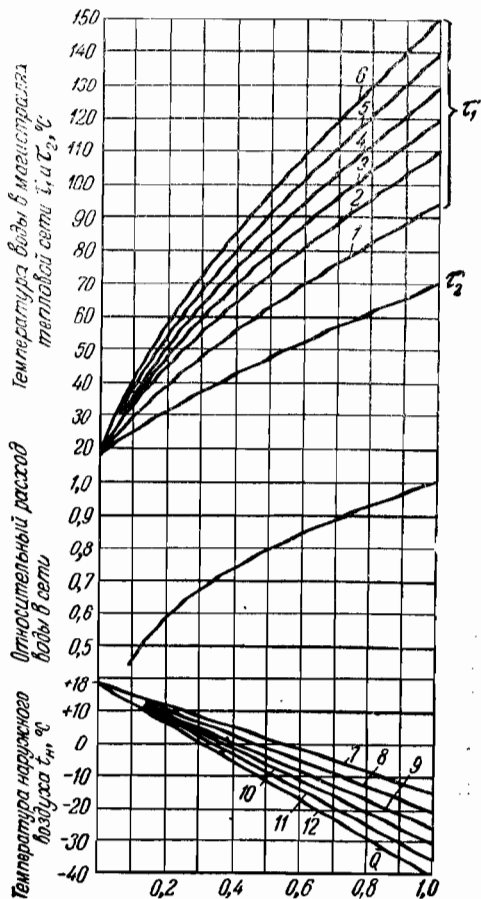


Рис. 4-10. Графики температур и расхода воды при качественно-количественном регулировании отопительной нагрузки ($m=0,33$).
1 — $\tau' = 25^\circ \text{C}$; 2 — $\tau' = 40^\circ \text{C}$; 3 — $\tau' = 50^\circ \text{C}$; 4 — $\tau' = 60^\circ \text{C}$; 5 — $\tau' = 70^\circ \text{C}$; 6 — $\tau' = 80^\circ \text{C}$; 7 — $\tau'_n = -15^\circ \text{C}$; 8 — $\tau'_n = -25^\circ \text{C}$; 10 — $\tau'_n = -30^\circ \text{C}$; 11 — $\tau'_n = -35^\circ \text{C}$; 12 — $\tau'_n = -40^\circ \text{C}$.

Из совместного решения уравнений (4-66) — (4-68) получаем:

$$\frac{\Delta p_e}{\Delta p'_e} = \bar{Q}^{1-m}. \quad (4-69)$$

Из теории водоструйных насосов известно, что перепад давлений, развиваемый водоструйным насосом, прямо пропорционален перепаду давлений рабочей воды в сопле насоса, или, что то же, квадрату расхода рабочей воды через сопло [Л. 159]

$$\frac{\Delta p_a}{\Delta p'_a} = \bar{V}^2. \quad (4-70)$$

Поскольку при качественно-количественном регулировании $\bar{V} = \bar{W} = \bar{Q}^m$, следовательно, $\bar{V}^2 = \bar{Q}^{2m}$.

Поэтому

$$\frac{\Delta p_a}{\Delta p'_a} = \bar{Q}^{2m}. \quad (4-71)$$

В этом заключается существо качественно-количественного регулирования отопительных установок, предложенного проф. В. К. Дюскиным [Л. 54]. На рис. 4-10 приведены графики качественно-количественного регулирования отопительной нагрузки при $m=0,33$.

В последнем случае при применении центрального качественного регулирования на абонентских вводах устанавливаются регуляторы расхода PP и регуляторы температуры PT — для распределения постоянного суммарного расхода воды, подаваемой на абонентский ввод, между отопительной установкой и установкой горячего водоснабжения (схемы и рис. 3-3 и 3-6). Неравномерности суточного графика суммарной нагрузки выравниваются за счет теплоаккумулирующей способности строительных конструкций отапливаемых зданий или же путем установки специальных водяных аккумуляторов. При регулировании как по отопительной, так и по суммарной нагрузке температура воды в подающей линии тепловой сети не должна снижаться ниже определенного уровня, определяемого условиями горячего водоснабжения. При закрытой системе тепло-

График температур подающей линии принимает вид ломаной. При низких наружных температурах ($t_n < t''_n$) температура подающей линии строится по законам отопительной нагрузки или суммарной нагрузки отопления и горячего водоснабже-

102

ния. При $t_n = t''_n$ температура воды в подающей линии тепловой сети $\tau_1 = \tau''_1$. При повышенных температурах отопительного периода ($t_n > t''_n$) температура подающей линии должна поддерживаться постоянной.

При наружных температурах $t_n > t''_n$ производят ручную или автоматически периодическое отключение отопительных установок от тепловой сети и тем сохраняют заданный тепловой режим в отапливаемых помещениях и предупреждают перерасход тепла.

Такое регулирование путем периодического отключения абонентских установок от тепловой сети называется регулированием местными пропусками.

Число часов ежесуточной работы отопительных установок при $t_n > t''_n$ можно определить по формуле

$$n = 24 \frac{t'_n - t_n}{t'_n - t''_n}. \quad (4-72)$$

Принципиально при $t_n > t''_n$ возможно применение и другого метода регулирования тепловой нагрузки, так называемого метода центральных пропусков.

Однако регулирование центральными пропусками невыгодно по следующим причинам.

В закрытых системах теплоснабжения на диапазоне регулирования центральными пропусками приходится удовлетворять суточную нагрузку горячего водоснабжения за сравнительно короткий период работы сети. Это вызывает увеличение диаметров тепловой сети, увеличение поверхности нагрева абонентских водоводяных подогревателей горячего водоснабжения, необходимость установки аккумуляторов горячей воды у абонентов.

Из-за указанных причин начальная стоимость тепловой сети и абонентских вводов при применении центральных пропусков заметно возрастает.

В открытых системах теплоснабжения в период прекращения циркуляции в сети (центральные пропуски) ухудшается качество горячего водоснабжения. Абоненты по-

лучают воду пониженной температуры, так как до поступления в разбор вода частично проходит через отопительные приборы абонентов.

Поэтому в настоящее время в городских тепловых сетях, имеющих значительную нагрузку горячего водоснабжения, регулирование центральными пропусками не применяется.

Центральное регулирование отпуска тепла должно ориентироваться на основную тепловую нагрузку района.

В том случае, когда у большинства абонентов района отсутствует нагрузка горячего водоснабжения, центральное регулирование в городах осуществляется по закону изменения отопительной нагрузки.

Если у большинства абонентов в районе наряду с отоплением имеются установки горячего водоснабжения, центральное регулирование осуществляется по закону изменения суммарной нагрузки отопления и горячего водоснабжения.

Ниже приводится построение графиков температур и расходов воды при двух характерных способах центрального регулирования: а) по отопительной нагрузке и б) по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

А. Центральное регулирование по отопительной нагрузке

При рассматриваемой системе центрального регулирования полное соответствие между подачей тепла на отопление и теплопотерями зданий при всех наружных температурах на диапазоне непрерывной подачи тепла может быть обеспечено у абонентов, имеющих два ввода нагрузки — отопление и горячее водоснабжение, только при определенных схемах присоединения к тепловой сети.

В закрытых системах теплоснабжения эти условия обеспечиваются при присоединении абонентских установок по параллельной и смешанной схемам (рис. 3-3, схема з и ж), а в открытых системах — по схеме несвязанного регулирования (рис. 3-6, схема з).

Это объясняется тем, что при указанных схемах присоединения расход воды через отопительные установки поддерживается постоянным, а температурный режим в подающей линии соответствует режиму отопительной нагрузки.

Однако для удешевления тепловых сетей при центральном регулировании по отопительной нагрузке часто используются другие схемы присоединения абонентов, позволяющие снизить расчетный расход воды на ввод путем выравнивания суточного графика тепловой нагрузки и лучшего использования теплоносителя.

В частности, при закрытой системе теплоснабжения у абонентов с двумя видами нагрузки — отопления и горячего водоснабжения применяют двухступенчатую и одноступенчатую последовательные схемы присоединения (рис. 3-3, схемы *и* и *к*), а при открытой системе теплоснабжения — схему со связанным регулированием (рис. 3-6, схема *и*).

Применение этих схем позволяет выбирать расчетный расход сетевой воды на абонентский ввод по средней, а не по максимальной нагрузке горячего водоснабжения, что дает значительный экономический эффект.

Однако при применении этих схем в условиях центрального регулирования отпуска тепла по отопительной нагрузке нарушается постоянное соответствие между подачей тепла на отопление и теплопотерями зданий, что при отсутствии дополнительного местного регулирования на абонентских вводах или отопительных приборах приводит к подаче некоторого избыточного количества тепла на отопление в период низких наружных температур.

Степень возникающего несоответствия между подачей и расходом тепла на отопление зависит в первую очередь от соотношения расчетных нагрузок горячего водоснабжения и отопления у абонента. Как правило, несоответствие усиливается с ростом отношения нагрузок горячего водоснабжения и отопления.

Указанное несоответствие в значительной мере устраняется, когда режим центрального регулирования строится из условия поддержания в отапливаемых помещениях в течение отопительного периода не постоянной, а переменной внутренней температуры, несколько возрастающей при повышении температуры наружного воздуха, например, если принять при расчете графика центрального регулирования внутреннюю температуру равной 18°C при расчетной наружной температуре $t'_{\text{н}}$ и равной 20°C при наружной температуре $t''_{\text{н}}$ в точке «излома» температурного графика.

В этом случае повышается температура воды в подающей линии тепловой сети из диапазона повышенных температур отопительного периода по сравнению с температурным графиком, построенным из условия $t_{\text{в}} = \text{const}$, что приводит к снижению добавочного расхода воды на удовлетворение нагрузки горячего водоснабжения, в связи с чем резко ослабляется несоответствие между подачей и расходом тепла на отопление в период низких наружных температур.

В закрытых системах теплоснабжения положительное влияние оказывает также снижение температуры воды, подаваемой в систему горячего водоснабжения с 60 до 50°C . При этом повышается доля нагрузки горячего водоснабжения, удовлетворяемая за счет тепла воды после отопительной системы, благодаря чему снижается добавочный расход сетевой воды на удовлетворение нагрузки горячего водоснабжения.

При центральном качественном регулировании по отопительной нагрузке и присоединении абонентов по параллельной или смешаной схемам (рис. 3-3, схемы *з* и *ж*) или по схеме несвязанного регулирования (рис. 3-6, схема *з*) расход сетевой воды на отопление на всем диапазоне непрерывной подачи тепла остается постоянным, а расход сетевой воды на вентиляционные установки и установки горячего водоснабжения, присоединенные к тепловой сети параллельно с отопительными установками, является величиной переменной.

Требуемый расход сетевой воды на установки вентиляции и горячего водоснабжения в зависимости от расхода тепла и температурного режима тепловой сети устанавливается местными регуляторами.

Рассмотрим характер протекания графиков температур и расходов сетевой воды для удовлетворения различных видов тепловой нагрузки при параллельном присоединении теплопотребляющих устано-

вок к тепловой сети и центральном качественном регулировании по отопительной нагрузке.

Построение графика температур обратной воды и расхода воды на отопление (рис. 4-11)

Температурные графики воды в подающей и обратной линиях тепловой сети при качественном регулировании отопительной нагрузки были рассмотрены ранее.

Температурный график воды в обратной линии на диапазоне постоянной температуры подающей магистрали и регулирования «пропусками» может быть приближенно принят за прямую линию, параллельную графику температур воды в подающей линии.

Такому характеру графика соответствует постоянство всех факторов, влияющих на теплоотдачу отопительного прибора (часовой расход тепла, температура поступающей воды, расход воды и температура внутреннего воздуха).

В действительности при регулировании пропусками в отапливаемых зданиях имеет место неустановившийся тепловой режим, связанный с некоторым перегревом помещений в часы работы отопительной установки и понижением внутренней температуры в периоды отключения (пропусков).

Поэтому температура обратной воды непостоянна по времени.

Пренебрегая небольшими изменениями температуры обратной воды по времени, можно график температур обратной воды представить в виде горизонтальной линии.

Расход воды в сети на отопление в диапазоне $t''_н - t'_н$ остается постоянным.

При наружных температурах $t_н > t''_н$ расход воды через каждую отопительную систему в период ее работы также остается постоянным. Однако при регулировании местными пропусками число одновременно включенных отопительных систем уменьшается по мере повышения наружной температуры, поэтому суммарный расход воды на

отопление сокращается с повышением наружной температуры.

На рис. 4-11 приведены графики температур и расхода воды для отопительной нагрузки.

В диапазоне от $t''_н$ до $t'_н$ осуществляется качественное регулирование. В диапазоне от $t''_н$ до $+10^\circ\text{C}$ — местные пропуски.

В диапазоне от $t''_н$ до $t'_н$ расход воды на отопление остается постоянным. При $t_н > t''_н$ расход воды в сети падает по мере повышения наружной температуры.

Построение графика температур обратной воды и расхода воды на вентиляцию (рис. 4-12)

По характеру изменения расхода тепла, температуры воды в подающей линии и расхода воды на вентиляцию можно весь отопительный период разбить на три диапазона:

I — постоянная температура воды в подающей линии;

II — переменная температура воды в подающей линии и переменный расход тепла на вентиляцию;

III — переменная температура воды в подающей линии и постоянный расход тепла на вентиляцию.

На рис. 4-12 приведены графики температур и расходов тепла и воды на вентиляционную нагрузку.

Поверхность нагрева калориферов вентиляционных установок выбирается обычно при температурном режиме в сети, соответствующем расчетной наружной температуре для вентиляции $t_{н.в.}$

Расход воды на вентиляцию и температура воды в обратной линии при режимах, отличных от расчетного, могут быть определены по уравнению характеристики водовоздушных калориферов (4-8) и (4-19).

В диапазоне I температура воды, поступающей в калорифер, постоянна, а расход тепла должен расти при понижении наружной температуры. Такой режим может быть осуществлен при местном количественном регулировании.

По мере понижения наружной температуры при помощи авторегу-

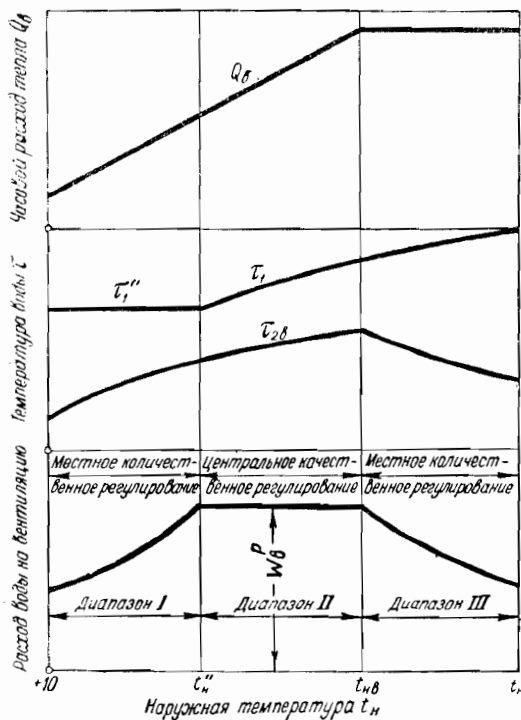


Рис. 4-12. Графики температур, расходов тепла и воды при комбинированном регулировании вентиляционной нагрузки.

лятора или вручную увеличивается расход воды через калорифер, что приводит к повышению средней температуры калорифера и коэффициента теплопередачи.

В диапазоне II температура воды, поступающей в калориферы, растет по мере понижения наружной температуры. Расход тепла также должен расти при понижении наружной температуры.

Такая взаимосвязь между графиком температур подающей линии и расходом тепла является типичной для качественного регулирования. Поэтому на диапазоне II расход воды остается практически постоянным.

Так как на диапазоне II осуществляется центральное качественное регулирование на станции, то дополнительной местной регулировки у абонентов обычно не требуется.

В диапазоне III температура воды в подающей линии растет по мере понижения наружной температуры, а расход тепла должен оставаться постоянным.

Для осуществления такого режима уменьшают расход греющей воды через калорифер, что замедляет повышение средней температуры калорифера при одновременном снижении коэффициента теплопередачи.

Как видно из рис. 4-12, расход воды на вентиляцию остается постоянным только в диапазоне II. Как в диапазоне I, так и в диапазоне III расход воды на вентиляцию является переменной величиной.

Построение графика температур обратной воды и расхода сетевой воды на горячее водоснабжение

На рис. 4-13 приведены для закрытой системы теплоснабжения и параллельной схемы присоединения установок отопления и горячего водоснабжения (схема 3, рис. 3-3) графики температур и расхода сетевой воды на горячее водоснабже-

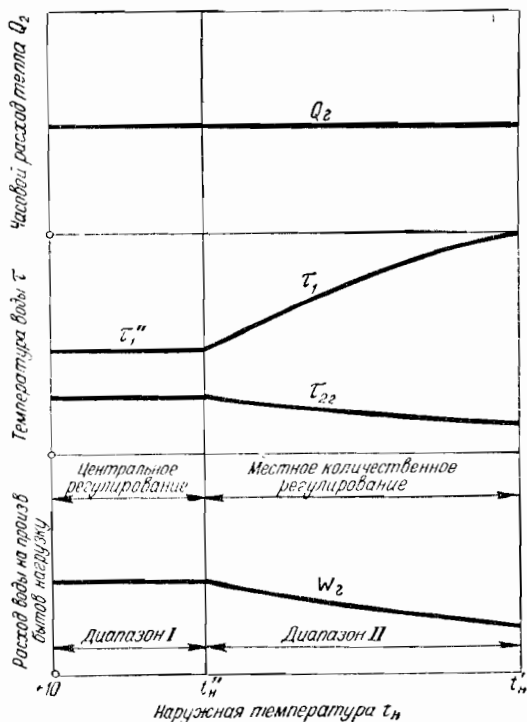


Рис. 4-13. Графики температур, расходов тепла и воды на горячее водоснабжение при закрытой системе теплоснабжения и параллельном включении абонентских подогревателей.

ние. При построении графика принято, что с помощью аккумуляторов горячей воды выравниваются неравномерности суточного графика, поэтому тепловая нагрузка сети по горячему водоснабжению постоянна.

Поверхность нагрева подогревателей горячего водоснабжения выбирается обычно по температурному режиму в сети, соответствующему наружной температуре t''_n (точка «излома» температурного графика).

Расход греющей воды на водоводяные подогреватели горячего водоснабжения и температура обратной воды для режимов, отличных от расчетных, могут быть определены по уравнению характеристики водоводяных подогревателей (4-23).

По характеру изменения расхода воды в сети можно отопительный период разбить на два диапазона: I — постоянная температура воды в подающей линии сети, II — переменная температура воды.

В диапазоне I расход сетевой воды на горячее водоснабжение должен оставаться постоянным, поскольку постоянными остаются все условия, определяющие теплообмен в водоводяных подогревателях горячего водоснабжения, установленных у абонентов.

В диапазоне II должно осуществляться местное количественное регулирование. При повышении температуры τ_1 в подающей линии тепловой сети регулятор температуры (РТ), установленный на абонентском вводе, уменьшает расход греющей воды через водоводяной подогреватель, что замедляет рост средней температуры греющей воды в подогревателе и одновременно снижает коэффициент теплопередачи подогревателя. В результате тепловая производительность подогревателя сохраняется постоянной.

Таким образом, в закрытых системах теплоснабжения при параллельной схеме присоединения установок отопления и горячего водоснабжения и искусственно выравненном суточном графике горячего водоснабжения расход сетевой воды на горячее водоснабжение

остается постоянным в диапазоне I и переменным в диапазоне II.

В большинстве случаев у абонентов нет аккумуляторов горячей воды, поэтому расход сетевой воды на горячее водоснабжение изменяется не только в зависимости от температурного режима подающей линии, но и от характера суточного графика нагрузки горячего водоснабжения. Максимальный расход сетевой воды на горячее водоснабжение имеет место при минимальной температуре воды в подающей линии τ''_1 в часы максимальной нагрузки горячего водоснабжения, обычно в вечерние часы предвыходных дней. В эти периоды расход сетевой воды на горячее водоснабжение весьма значителен и нередко превышает расход воды на отопление.

В открытых системах теплоснабжения вода для горячего водоснабжения забирается частично из подающей и частично из обратной линии тепловой сети с таким расчетом, чтобы была обеспечена требуемая температура смеси, схема 3, рис. 3-6. Относительные (по отношению к суммарному расходу воды на горячее водоснабжение) расходы воды из подающей и обратной линий сети могут быть определены по формулам:

$$\beta = \frac{t_1 - \tau_2}{\tau_1 - \tau_2}; \quad (4-73)$$

$$(1 - \beta) = \frac{\tau_1 - t_1}{\tau_1 - \tau_2}, \quad (4-74)$$

где β , $(1 - \beta)$ — доля расхода воды на горячее водоснабжение, получаемая из подающей и обратной линий;

τ_1 , τ_2 , t_1 — температура воды в подающей и обратной линиях и смеси.

Чем выше τ_2 , тем больше воды забирается из обратной линии и соответственно меньше из подающей линии.

С понижением наружной температуры растет температура обратной воды после отопления; при этом повышается доля воды, забираемой из обратной линии, и соответствен-

но падает доля воды из подающей линии.

При $t_1 \leq \tau_2$ вся вода для горячего водоснабжения берется только из обратной линии.

На рис. 4-14 показан график расхода тепла и воды на горячее водоснабжение в открытых систе-

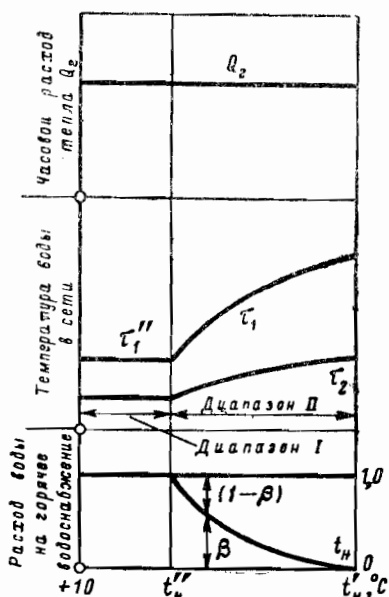


Рис. 4-14. Графики расходов тепла и воды на горячее водоснабжение при непосредственном водоразборе.

β — расход воды из подающей линии;
($1-\beta$) — расход воды из обратной линии.

При отсутствии у абонентов аккумуляторов горячей воды, что является типичным для современных жилых зданий, величина водоразбора изменяется по часам суток. Максимальный водоразбор из подающей линии имеет место в часы максимальной нагрузки горячего водоснабжения при повышенных наружных температурах отопительного периода ($t_n \geq t''_n$).

Суммарный расход воды в тепловой сети

Многие важные экономические показатели систем централизованного теплоснабжения: начальные затраты на сооружение тепловых сетей и сетевых насосных установок, расход энергии на перекачку теплоносителя и др., зависят от расчетного расхода воды в сети, под которым понимается максимальный суммарный расход сетевой воды. По этому расходу выбираются диаметры трубопроводов тепловых сетей и производительность сетевых насосных установок.

При прочих равных условиях следует всегда отдавать предпочтение системам теплоснабжения и методам регулирования, обеспечивающим наименьшее значение расчетного расхода сетевой воды.

В закрытых системах теплоснабжения при параллельном присоединении на абонентских вводах установок отопления и горячего водоснабжения (схема з рис. 3-3) суммарный расход воды в тепловой сети является суммой расходов воды на отдельные виды тепловой нагрузки, причем, поскольку вода из тепловой сети не разбирается, расходы в подающей и обратной линиях сети одинаковы.

На рис. 4-15 приведен график суммарного расхода (водяного эквивалента) воды в сети при закрытой системе теплоснабжения.

Суммарный расход воды в сети (линия 5) изменяется по некоторой кривой. Максимальный расход воды в сети имеет место при t''_n в точке перехода с центрального качественного регулирования на регулирование пропусками.

мах при искусственно выравненной нагрузке горячего водоснабжения.

Весь отопительный период можно разбить на два диапазона:

I — постоянная температура воды в подающей линии;

II — переменная температура воды в подающей линии.

Обычно $\tau''_1 = t_1$, поэтому в диапазоне I вся вода для горячего водоснабжения отбирается из подающей линии.

$$\beta = 1; \quad (1-\beta) = 0.$$

В диапазоне II по мере снижения t_n ($1-\beta$) растет и β падает. При низких наружных температурах ($1-\beta$) = 1 и β = 0, т. е. вся вода для горячего водоснабжения отбирается из обратной линии.

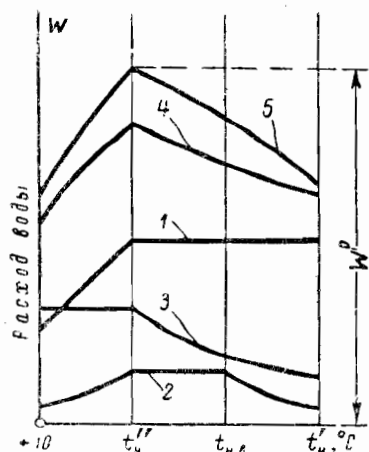


Рис. 4-15. График суммарного расхода воды в тепловой сети при закрытой системе.

1 — отопление; 2 — вентиляция; 3 — горячее водоснабжение; 4 — суммарный расход воды на отопление и горячее водоснабжение; 5 — суммарный расход воды на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение.

Поскольку нагрузка горячего водоснабжения имеет неровный суточный график, то максимальный суммарный расход воды в сети имеет место при $t''_н$ в часы пиковой нагрузки горячего водоснабжения (для жилых зданий — вечерние часы накануне выходных дней). По этому режиму определяется расчетный расход (водяной эквивалент) воды в сети W_p в том случае, когда у абонентов отсутствуют аккумуляторы горячей воды.

Для последующего сравнения с другими схемами присоединения абонентов на рис. 4-15 показан также суммарный расход воды в сети на отопление и горячее водоснабжение (кривая 4).

На рис. 4-16 показан график суммарного расхода (водяного эквивалента) воды в сети при открытой системе теплоснабжения.

Расходы воды на отопление и вентиляцию (кривые 1 и 2) имеют те же значения, что и в закрытых системах.

В интервале наружных температур от $+10^\circ\text{C}$ до $t''_н$ весь расход воды на горячее водоснабжение отбирается из подающей линии (кривая 3_n). При понижении наружной температуры от $t''_н$ до $t'_н$

водоразбор из подающей линии сокращается и при самых низких наружных температурах полностью прекращается. При наиболее низких наружных температурах водоразбором из обратной линии удовлетворяется вся нагрузка горячего водоснабжения (кривая $3_{об}$).

Суммарные расходы воды в подающей (кривая 4_n) и в обратной линиях (кривая $4_{об}$) имеют максимальное (расчетное) значение при $t''_н$ в момент перехода с центрального качественного регулирования на пропуски.

Расход воды в подающей линии постоянно больше расхода воды в обратной линии. Разность расходов воды в подающей и обратной линиях сети равна расходу воды на горячее водоснабжение (без учета утечек в сети).

При одинаковых тепловых нагрузках и одной и той же расчетной температуре воды в подающей линии тепловой сети, в открытых системах теплоснабжения расчетный расход воды в подающей линии несколько меньше, чем в закрытой системе, а расчетный расход воды в обратной линии значительно меньше, чем в закрытой системе.

Большой расчетный расход воды в закрытых системах по сравнению с открытыми вызывается тем, что в закрытых системах при параллельном включении установок

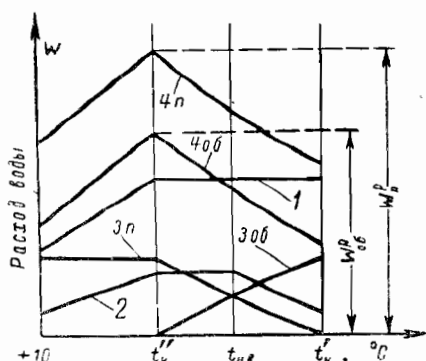


Рис. 4-16. График суммарного расхода воды в сети при открытой системе.

1 — отопление; 2 — вентиляция; 3_n — горячее водоснабжение из подающей линии; $3_{об}$ — горячее водоснабжение из обратной линии; 4_n — суммарный расход в подающей линии; $4_{об}$ — суммарный расход в обратной линии.

отопления и горячего водоснабжения сетевая вода недостаточно полно используется в абонентских установках для удовлетворения нагрузки горячего водоснабжения.

Расчетный расход воды в закрытых системах теплоснабжения значительно снижается при применении вместо параллельной схемы присоединения отопления и горячего водоснабжения (схема з рис. 3-3) последовательной двухступенчатой схемы присоединения (схема и рис. 3-3).

Снижение расчетного расхода воды достигается при этом по двум причинам: а) вследствие использования в подогревателе нижней ступени тепла обратной воды после отопительной установки для горячего водоснабжения; б) благодаря выравниванию неравномерной суточной нагрузки горячего водоснабжения.

Б. Центральное регулирование по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения

В районах, в которых, кроме отопления, имеется существенная нагрузка горячего водоснабжения, можно значительно снизить расчетный расход воды в тепловой сети при переходе от центрального регулирования одного вида тепловой нагрузки — отопления, к центральному регулированию суммарной нагрузки — отопления и горячего водоснабжения.

При применении такого метода регулирования становится возможным удовлетворять нагрузку горячего водоснабжения без дополнительного увеличения или с незначительным увеличением расчетного расхода воды в сети по сравнению с расчетным расходом воды на отопление. Центральное регулирование суммарной нагрузки отопления и горячего водоснабжения ориентируется в этом случае на типичное для данного района соотношение расчетных величин регулируемых

нагрузок $\left(\frac{Q_r^{cp}}{Q_o} \right)_T$;

где Q_r^{cp} — средняя нагрузка горячего водоснабжения;

Q_o — расчетный расход тепла на отопление.

Отношение $\left(\frac{Q_r^{cp}}{Q_o} \right)_T$ определяется

обычно как частное от деления суммы средних нагрузок горячего водоснабжения всех абонентов района, за исключением коммунальных предприятий (бань и прачечных), к сумме расчетных расходов тепла на отопление всех абонентов района без учета коммунальных предприятий.

У абонентов, у которых $\frac{Q_r^{cp}}{Q_o}$ значительно отличается от $\left(\frac{Q_r^{cp}}{Q_o} \right)_T$, должно быть предусмотрено дополнительное местное регулирование на абонентских вводах или непосредственно на теплопотребляющих приборах.

Рассмотрим применение центрального регулирования суммарной нагрузки — отопления и горячего водоснабжения в закрытых и открытых системах теплоснабжения.

Центральное регулирование закрытых систем теплоснабжения

В закрытых системах теплоснабжения центральное регулирование обычно проводится по качественному методу, т. е. при практически постоянном расходе воды в сети.

Наиболее рациональной схемой абонентского ввода при рассматриваемом методе регулирования является схема с двухступенчатым подогревом воды для горячего водоснабжения (схема и рис. 3-3) [Л. 162]. Эта схема показана в увеличенном масштабе на рис. 4-17.

Основные преимущества этой схемы:

а) выравнивание неравномерности суточного графика суммарной нагрузки за счет использования аккумулирующей способности строительных конструкций отапливаемых зданий без установки специальных аккумуляторов;

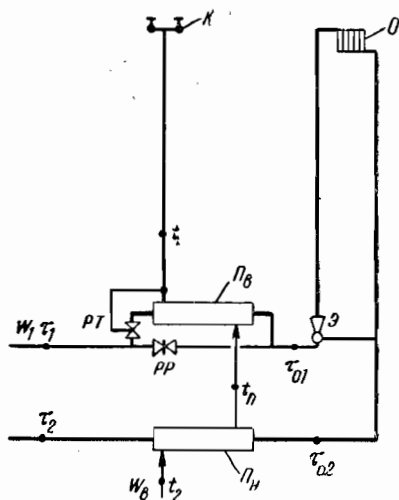


Рис. 4-17. Двухступенчатая последовательная схема присоединения горячего водоснабжения и отопления.

Π_n — подогреватель нижней ступени; Π_v — подогреватель верхней ступени; Э — элеватор; О — отопительный прибор; К — водоразборный кран; РР — регулятор расхода; РТ — регулятор температуры.

б) минимальный расчетный расход сетевой воды, равный для типовых вводов расчетному расходу воды на отопление;

в) пониженная температура обратной воды благодаря использованию тепла этой воды для частичного покрытия нагрузки горячего водоснабжения.

Задача расчета центрального регулирования заключается в определении температуры сетевой воды в подающей и обратной линиях сети при различных наружных температурах $\tau_1 = f(t_n)$ и $\tau_2 = f(t_n)$, где t_n — наружная температура (рис. 4-18).

Исходными данными для расчета являются:

а) значение $\left(\frac{Q_r^{cp}}{Q_o}\right)_\tau$ для типового абонента;

б) расчетный график температуры для отопления $\tau_{o1} = f(t_n)$ и $\tau_{o2} = f(t_n)$;

в) типовой суточный график горячего водоснабжения.

Поскольку суточный график горячего водоснабжения весьма неравномерен, то основной расчет проводится по „балансо-

вой“ нагрузке горячего водоснабжения Q_r^b , несколько превышающей среднюю нагрузку горячего водоснабжения Q_r^{cp} .

Это объясняется тем, что при расчете температурного графика по средней нагрузке горячего водоснабжения в отопительной системе не обеспечивается суточный баланс тепла.

Поэтому при расчете температурного графика в качестве расчетной величины горячего водоснабжения принимают

$$Q_r^b = \kappa_b Q_r^{cp}, \quad (4-75)$$

где κ_b — поправочный коэффициент для компенсации небаланса тепла на отопление, вызываемого неравномерностью суточного графика горячего водоснабжения.

При искусственном выравнивании суточного графика горячего водоснабжения у абонентов, с помощью аккумуляторов горячей воды, $\kappa_b = 1$. При отсутствии аккумуляторов горячей воды можно принимать для жилых зданий $\kappa_b = 1,2$.

Определяют при различных наружных температурах t_n и при „балансовой“ нагрузке горячего водоснабжения Q_r^b перепад температур сетевой воды в подогревателе нижней ступени δ_2 и подогревателе верхней ступени δ_1 .

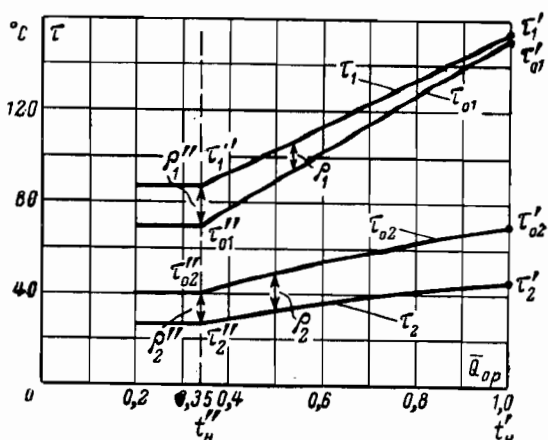


Рис. 4-18. Построение температурного графика для центрального качественного регулирования суммарной нагрузки отопления и горячего водоснабжения. Закрытая система.

Расчет значений δ_1 и δ_2 производится следующим образом.

Задаются величиной недогрева $\Delta t''_н$ в нижней ступени, т. е. разностью между температурой обратной воды после системы отопления τ''_{o2} и температурой водопроводной воды после нижней ступени подогревателя $t''_н$ при нагрузке Q_r^6 и наружной температуре $t''_н$.

$$\Delta t''_н = \tau''_{o2} - t''_н. \quad (4-76)$$

Строго говоря, величина $\Delta t''_н$ должна определяться технико-экономическим расчетом. Предварительно можно принимать $\Delta t''_н = 5 - 10$ град.

Определяют перепад температур сетевой воды в нижней ступени при Q_r^5 и $t''_н$ по формуле

$$\delta''_2 = \frac{Q_r^5}{Q_o^5} \frac{t''_н - t_2}{t_1 - t_2} (\tau'_{o1} - \tau'_{o2}). \quad (4-77)$$

Определяют значение δ_2 при Q_r^5 и любой наружной температуре $t_н$ по формуле

$$\delta_2 = \delta''_2 \frac{\tau'_{o2} - t_2}{\tau''_{o2} - t_2}. \quad (4-78)$$

При нагрузке горячего водоснабжения Q_r^5 суммарный перепад температур $\delta = \delta_1 + \delta_2$ есть величина постоянная при всех температурах наружного воздуха. Эта величина δ определяется по формуле

$$\delta = \frac{Q_r^5}{Q_o^5} (\tau'_{o1} - \tau'_{o2}). \quad (4-79)$$

Перепад температур сетевой воды δ_1 при любой наружной температуре может быть найден по формуле

$$\delta_1 = \delta - \delta_2. \quad (4-80)$$

Если расчетный недогрев воды в нижней ступени при $t''_н$ принять

$$\Delta t''_н = \frac{\tau'_{o2} - t_1}{\tau'_{o2} - t_2} (\tau''_{o2} - t_2), \quad (4-81)$$

то при расчетной наружной температуре $t''_н$ „балансовая“ нагрузка горячего водоснабжения Q_r^5 целиком покрывается за счет тепла обратной воды после отопления и перепад $\delta'_1 = 0$.

По найденным значениям δ_2 и δ'_1 и известным значениям температур воды в сети при чисто отопительной нагрузке τ_{o1} и τ_{o2} легко найти при любой наружной температуре температуры воды в подающей и обратной линиях тепловой сети при „балансовой“ нагрузке горячего водоснабжения

$$\begin{aligned} \tau_1 &= \tau_{o1} + \delta_1; \\ \tau_2 &= \tau_{o2} - \delta_2. \end{aligned} \quad (4-82)$$

Пример 4-5.

$$\frac{Q_r^{cp}}{Q_o^5} = 0,25; \quad \kappa_6 = 1,2; \quad \frac{Q_r^5}{Q_o^5} = 0,3;$$

$$\tau'_{o1} = 70^\circ \text{C}; \quad \tau'_{o2} = 41^\circ \text{C}; \quad t_2 = 5^\circ \text{C}; \quad t_1 = 60^\circ \text{C};$$

$$\tau'_{o1} = 150^\circ \text{C}; \quad \tau'_{o2} = 70^\circ \text{C}.$$

Определить температуры воды в подающей и обратной линиях тепловой сети τ_1 и τ_2 при $t''_н$ и $t''_н$.

Решение. Задаемся $\Delta t''_н = 6$ град. На основе формулы (4-76) находим: $t''_н = 41 - 6 = 35^\circ \text{C}$. Определяем по формуле (4-77):

$$\delta''_2 = 0,3 \frac{35 - 5}{60 - 5} (150 - 70) = 13,0 \text{ град.}$$

Определяем по формуле (4-78):

$$\delta'_2 = 13,0 \frac{70 - 5}{41 - 5} = 23,4 \text{ град.}$$

Определяем по формуле (4-82):

$$\tau''_2 = 41 - 13 = 28^\circ \text{C};$$

„

$$\tau'_2 = 70 - 23,4 = 46,6^\circ \text{C}.$$

По формуле (4-79) находим:

$$\delta = 0,3 (150 - 70) = 24 \text{ град.}$$

По формуле (4-80) находим:

$$\delta'_1 = 24 - 13 = 11 \text{ град.}^*$$

$$\delta'_1 = 24 - 23,4 = 0,6 \text{ град.}$$

По формуле (4-82) находим $\tau''_1 = 70 + 11 = 81^\circ \text{C}$; $\tau'_1 = 150 + 0,6 = 150,6^\circ \text{C}$.

При центральном регулировании суммарной нагрузки суточный тепловой баланс отопительных зданий района при любой наружной температуре может быть проверен по формуле

$$Q_o^5 = \sum_{i=1}^{24} n Q_o = n_1 Q_{o1} +$$

$$+ n_2 Q_{o2} + \dots + n_n Q_{on}, \text{ ккал/сутки,} \quad (4-83)$$

где $n_1, n_2, \dots, n_n$ — длительность разных режимов горячего водоснабжения, ч/сутки;

$Q_{01}, Q_{02}, \dots, Q_{0n}$ — часовой расход тепла на отопление при данном режиме горячего водоснабжения, ккал/ч .

Результат расчета Q_0^c по формуле (4-83) зависит от величины и длительности отдельных нагрузок горячего водоснабжения. Последовательность протекания отдельных режимов не отражается на результатах расчета. Поэтому суточный график горячего водоснабжения типового здания может быть задан в виде простого ступенчатого графика.

На рис. 4-19 приведен в качестве примера суточный график горячего водоснабжения, принятый для расчета центрального регулирования жилых районов г. Москвы.

Расход тепла на отопление при любом режиме работы тепловой сети и любой нагрузке горячего водоснабжения определяется по формуле

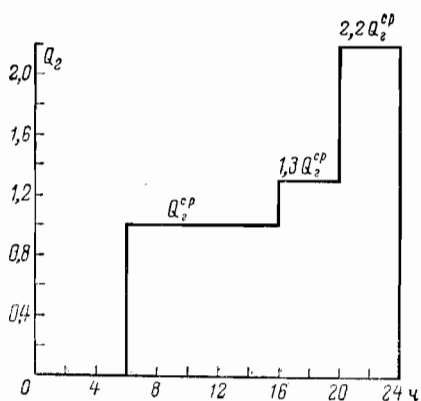


Рис. 4-19. Примерный суточный график горячего водоснабжения жилого здания.

$$Q_0 = \frac{\varepsilon_0}{1 - \varepsilon_n(1 - \varepsilon_0)} \frac{W_m}{W_1} \{W_1[\tau_1 - t_n + \varepsilon_n \frac{W_m}{W_1}(t_n - t_2)] - Q_r\}, \text{ ккал/ч}, \quad (4-84)$$

где W_1 — водяной эквивалент воды, подающей из тепловой сети, $\text{ккал/ч} \cdot \text{град}$;

W_m — меньшее из значений водяных эквивалентов греющей и нагреваемой сред, проходящих через подогреватель нижней ступени, $\text{ккал/ч} \cdot \text{град}$.

Q_r — нагрузка горячего водоснабжения, ккал/ч ;

τ_1, t_2, t_n — температура воды в подающей линии сети, температура холодной водопроводной воды, внутреннего температура отапливаемых помещений, $^{\circ}\text{C}$;

ε_0 — безразмерная характеристика отопительной системы [формула (4-28)];

ε_n — безразмерная характеристика подогревателя нижней ступени [ф-ла (4-23)].

В частном случае, когда нагрузка горячего водоснабжения равна нулю: $Q_r = 0, W_m = 0$ и уравнение (4-84) принимает вид:

$$Q_0 = \varepsilon_0 W_1 (\tau_1 - t_n), \text{ ккал/ч} \quad (4-85)$$

$$\text{или } Q_0 = q_0 (\tau_1 - t_n), \text{ ккал/ч}. \quad (4-86)$$

В том случае, когда проверяется график центрального регулирования района, значения $\varepsilon_0, \varepsilon_n, W_1, Q_r$ должны приниматься для типового ввода. Поскольку величина расчетной тепловой нагрузки типового ввода не отражается на результатах расчета, то наиболее удобно при расчете графика центрального регулирования принять расчетную тепловую нагрузку типового ввода $Q_0^c = 1 \text{ Гкал/ч}$.

Параметр подогревателя нижней ступени типового ввода определяется по уравнению (4-24) для режима Q_r^c и t''_n .

Определяют при разных наружных температурах суточный небаланс тепла на

отопление, т. е. разность между расчетным расходом тепла на отопление типового здания и количеством тепла, которое фактически получает отопительная система типового здания,

$$\Delta Q_0 = 24 Q_0^p - Q_0^c, \text{ ккал/сутки}, \quad (4-87)$$

Q_0^p — расчетный расход тепла на отопление типового здания при данной наружной температуре, ккал/ч ;

Q_0^c — количество тепла, получаемое типовым зданием, ккал/сутки ; определяется по формуле (4-83).

В случае небаланса $\Delta Q_0 \neq 0$ можно определить поправку к графику температур подающей линии на устранение небаланса тепла в отопительной системе по формуле

$$\delta \tau_1 = \frac{\Delta Q_0}{\sum_1 \frac{\partial Q_0}{\partial \tau_1} n}, \quad (4-88)$$

$\frac{\partial Q_0}{\partial \tau_1}$ — производная от Q_0 по τ_1 , равная приращению расхода тепла на отопление на 1 град изменения температуры воды в подающей линии, $\text{ккал/ч} \cdot \text{град}$;

n — длительность данного режима горячего водоснабжения, ч/сутки ;

$$\frac{\partial Q_0}{\partial \tau_1} = \frac{\varepsilon_0 W_1}{1 - \varepsilon_n(1 - \varepsilon_0)} \frac{W_m}{W_1}. \quad (4-89)$$

Как видно из уравнения (4-89), при качественном регулировании ($W_1 = \text{const}$)

величина $\frac{\partial Q_0}{\partial \tau_1}$ зависит главным образом от режима горячего водоснабжения ($\varepsilon_n = \text{var}$) и очень слабо зависит от наружной температуры, так как ε_0 слабо зависит от $\bar{Q}_0$.

При повышении нагрузки горячего водоснабжения $\frac{\partial Q_0}{\partial \tau_1}$ возрастает, так как увеличивается ϵ_n . Это объясняется тем, что при повышении температуры воды в подающей линии сети возрастает температура обратной воды после системы отопления τ_{02} , что приводит к повышению нагрузки нижней ступени подогревателя и соответствующему снижению нагрузки верхней ступени подогревателя. По этой причине приrost температуры сетевой воды перед смесительным устройством (элеватором) получается больше, чем приrost температуры в подающей линии тепловой сети. Разница в этих приростах растет с увеличением нагрузки горячего водоснабжения.

Когда нагрузка горячего водоснабжения равна нулю $Q_r = 0$, $W_m = 0$

$$\frac{\partial Q_0}{\partial \tau_1} = \epsilon_0 W_1 = q_0. \quad (4-90)$$

Пример 4-6. Расчетный расход тепла на отопление типового ввода $Q'_0 = 1 \text{ Гкал/ч}$. Средняя нагрузка горячего водоснабжения $Q_r^{cp} = 0,25 \text{ Гкал/ч}$; $\alpha_0 = 1,2$. Расчетные параметры тепловой сети и отопительной системы: $\tau'_{01} = 150^\circ \text{C}$; $\tau'_{02} = 70^\circ \text{C}$; $\tau'_{03} = 95^\circ \text{C}$; $t_v = 18^\circ \text{C}$; $n = 2,2$; $W_1 = 12500 \text{ ккал/ч} \cdot \text{град}$. Расчетный температурный напор в отопительных приборах $\Delta t' = 64,5 \text{ град}$.

Основные данные для расчета первой ступени подогревателя типового здания:

$$t_1 = 60^\circ \text{C}; t_2 = 5^\circ \text{C};$$

$$W_B^5 = 5460 \text{ ккал/ч} \cdot \text{град}; \tau''_{02} = 42^\circ \text{C};$$

$$\tau''_{01} = 36^\circ \text{C}; Q''_{01} = 5460(36 - 5) = 169000 \text{ ккал/ч}.$$

Определить расход тепла на отопление при $Q_r = 0,5 \text{ Гкал/ч}$ и $\tau_1 = 85^\circ \text{C}$.

$$\frac{\partial Q_0}{\partial \tau_1} = \frac{0,53}{1 - 0,72(1 - 0,53) \cdot 0,73} \cdot 12500 = 8750 \text{ ккал/ч}.$$

Решение. Определяем параметр подогревателя нижней ступени типового ввода по формуле (4-24)

$$kF = \frac{\ln \frac{37-13,5}{37-31}}{\frac{1}{5460} - \frac{1}{12500}} = 13100$$

$$\Phi_{01} = \frac{13100}{\sqrt{5460 \cdot 12500}} = 1,7.$$

Определяем по формуле (4-23) безразмерную характеристику подогревателя

нижней ступени при $Q_r = 500000 \text{ ккал/ч}$. При рассматриваемом режиме

$$W_r = \frac{500000}{60 - 5} = 9100 \text{ ккал/ч} \cdot \text{град} = W_m;$$

$$W_1 = 12500 \text{ ккал/ч} \cdot \text{град} = W_0;$$

$$\frac{W_m}{W_1} = \frac{9100}{12500} = 0,73$$

Определяем безразмерный параметр отопительной системы по формуле (4-28б). Поскольку расход тепла на отопление заранее не известен, то принимаем предварительно $\bar{Q}_0 = 0,30$, $\bar{Q}_0^{0,2} = 0,78$.

$$\omega = \frac{10^{0,78}}{64,5 \cdot 12500} = 0,97.$$

Определяем по формуле (4-28а) или по рис. 4-4 безразмерную характеристику отопительной системы

$$\epsilon_0 = \frac{1}{\frac{2,7}{3,2} + \frac{1}{0,97}} = 0,53.$$

Определяем Q_0 по формуле (4-84)

$$Q_0 = \frac{0,53}{1 - 0,72 \cdot 0,47 \cdot 0,73} \times \times \{12500[35 - 18 + 0,72 \cdot 0,73(18 - 5)] - - 500000\} = 294000 \text{ ккал/ч}.$$

Поскольку предварительно выбранное значение $\bar{Q}_0 = 0,3$ близко совпадает с полученным $\bar{Q}_0 = 0,294$, то значение величины ϵ_0 не уточняем.

Пример 4-7. Определить величину $\frac{\partial Q_0}{\partial \tau_1}$ для условий, указанных в примере 4-6, при двух значениях нагрузки горячего водоснабжения:

$$Q_r = 500000 \text{ ккал/ч} \text{ и } Q_r = 0.$$

Решение. При $Q_r = 500000 \text{ ккал/ч}$, $\epsilon_0 = 0,53$, $\epsilon_n = 0,72$, $W_1 = 12500 \text{ ккал/ч} \cdot \text{град}$. По формуле (4-89) находим:

$$\text{Найдем } \frac{\partial Q_0}{\partial \tau_1} \text{ при } Q_r = 0.$$

Находим значение ϵ_0 . Предварительно принимаем $\bar{Q}_0 = 0,45$; $\bar{Q}_0^{0,2} = 0,85$.

По формуле (4-28б) находим:

$$\omega = \frac{10^{0,85}}{64,5 \cdot 12500} = 1,05.$$

$$\epsilon_n = \frac{1}{0,35 \frac{9100}{12500} + 0,65 + \frac{1}{1,7 \sqrt{\frac{500000}{12500}}}} = 0,72.$$

Температуры воды в тепловой сети при центральном качественном регулировании суммарной нагрузки отопления и горячего водоснабжения

$\bar{Q}_0^p$	$Q_{\Gamma} = 0$		$\frac{Q_{\Gamma}^{CP}}{Q'_{\Gamma 0}} = 0,15$		$\frac{Q_{\Gamma}^{CP}}{Q'_{\Gamma 0}} = 0,3$		$\frac{Q_{\Gamma}^{CP}}{Q'_{\Gamma 0}} = 0,45$	
	$\tau_1 = \tau_{01}$	$\tau_2 = \tau_{02}$	τ_1	τ_2	τ_1	τ_2	τ_1	τ_2
1,0	150	70	151,2	56,8	151,8	43,0	153,2	30
0,8	126	62	128,8	50,4	131,2	38,4	134,2	27,0
0,6	101,5	53,5	106	43,6	110,3	33,5	114,9	23,7
0,4	76	44	82,4	36,0	88,6	27,8	95,3	20,1
0,354	70	41,7	76,9	34,2	83,6	25,5	90,7	19,2

$\bar{Q}_0^p$ — отношение расчетной отопительной нагрузки при данной наружной температуре к максимальной отопительной нагрузке, $\bar{Q}_0^p = \frac{t'_B - t_H}{t'_B - t'_H}$

* В составлении табл. 4-1 участвовали М. С. Закатова и И. В. Дмитриев.

По формуле (4-28а) или по рис. 4-4 находим:

$$\epsilon_0 = \frac{1}{\frac{2,7}{3,2} + \frac{1}{1,05}} = 0,555.$$

Находим Q_0 по формуле (4-85):

$$Q_0 = 0,555 \cdot 12\,500 (85 - 18) = 465\,000 \text{ ккал/ч},$$

$$\bar{Q}_0 = 0,465.$$

Поскольку полученное значение $\bar{Q}_0$ совпадает близко с предварительно принятым; то значение ϵ_0 не пересчитываем.

Находим $\frac{\partial Q_0}{\partial \tau_1}$ по формуле (4-90):

$$\frac{\partial Q_0}{\partial \tau_1} = 0,555 \cdot 12\,500 = 6\,900 \text{ ккал/ч}.$$

В табл. 4-1 приведены расчетные температуры в подающей и обратной линиях тепловой сети при центральном регулировании суммарной нагрузки отопления и горячего водоснабжения.

При расчете таблицы принято: $\tau'_{01} = 150^\circ \text{C}$; $\tau'_{02} = 70^\circ \text{C}$; $\Delta t''_H = 8 \text{ град}$; $\kappa_6 = 1,2$; $t_1 = 60^\circ \text{C}$ и $t_2 = 5^\circ \text{C}$.

Центральное регулирование открытых систем теплоснабжения

Центральное регулирование открытых систем теплоснабжения по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения можно проводить тремя методами: качественным, качественно-количественным при искусственном изменении расхода или напора на коллекторах ТЭЦ, качественно-количественным при свободном располагаемом напоре на коллекторах ТЭЦ.

Выбор метода центрального регулирования зависит от гидравлической устойчивости тепловой сети и характера распределения тепловой нагрузки. В сетях с повышенной гидравлической устойчивостью при наличии нагрузки горячего водоснабжения у большинства абонентов района применяется качественно-количественное регулирование. При отсутствии указанных условий применяется качественное регулирование. Характер центрального качественно-количественного регулирования зависит от типового отношения нагрузок горячего водоснабжения и отопления.

При малой величине типового отношения нагрузок горячего водоснабжения и отопления (до 0,08—0,1) качественно-количественное регулирование осуществляется обычно путем искусственного снижения расхода воды в сети или располагаемого напора на коллекторах ТЭЦ по мере уменьшения величины отопительной нагрузки, т. е. при повышении наружной температуры.

При более высоком значении типового отношения нагрузок качественно-количественное регулирование осуществляется при свободном напоре на коллекторах ТЭЦ, т. е. без искусственного регулирования расхода воды в сети или располагаемого напора на коллекторах ТЭЦ. Расход воды в сети устанавливается в этом случае режимом совместной работы сетевых насосов и тепловой сети.

Рассмотрим метод расчета указанных способов центрального регулирования.

А. Качественное регулирование

Принципиальная схема абонентского ввода при качественном регулировании суммарной нагрузки показана на рис. 4-20 [Л. 183,6]. Особенностью схемы является постоян-

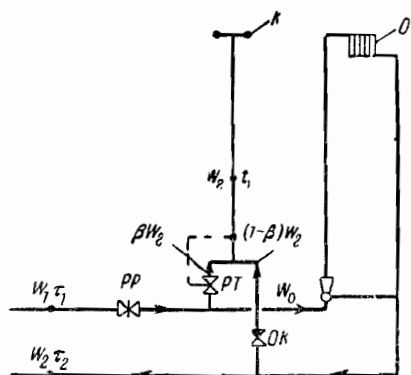


Рис. 4-20. Схема абонентского ввода при открытой системе теплоснабжения и качественном регулировании суммарной нагрузки — отопления и горячего водоснабжения.

Э — элеватор; О — отопительный прибор; К — водоразборный кран; PP — регулятор расхода; PT — регулятор температуры; ОК — обратный клапан.

ство расхода воды, поступающей из тепловой сети на ввод, что обеспечивается регулятором расхода PP, установленным на общей подающей линии абонентского ввода.

При рассматриваемой схеме присоединения строительная конструкция здания используется в качестве аккумулятора, выравнивающего неравномерности суточного графика тепловой нагрузки. При соответствующем температурном режиме подающей линии расчетный расход воды в сети может быть равен расчетному расходу воды на отопление.

Поскольку суточный график горячего водоснабжения неравномерен, то основной расчет проводится по «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения, которая определяется по формуле (4-75). При отсутствии у абонентов аккумуляторов горячей воды можно принимать для жилых зданий $\kappa_6 = 1,1$.

Расчет проводится следующим образом. Определяют при различных наружных температурах t_n при «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения Q_r^6 температуры воды в подающей t_1 и в обратной t_2 линиях тепловой сети. При рассматриваемой системе регулирования расход воды в подающей линии тепловой сети поддерживается постоянным в течение всего отопительного периода и равным расчетному расходу воды на отопление $G_1 = G'_0 = \text{const}$; $W_1 = W'_0 = \text{const}$. Относительный расход (водяной эквивалент) воды на отопление при любом расходе тепла на отопление Q_0 и нагрузке горячего водоснабжения Q_r^6 определяется по формуле

$$\bar{W}_0 = \frac{1 - 0,5 \frac{Q_r^6 \theta'}{Q'_0 (t_1 - t_2)}}{1 + \frac{t_1 - t'_n}{t_1 - t_2} \frac{Q_r^6}{Q'_0} \frac{1}{\bar{Q}_0} - \frac{\Delta t'}{t_1 - t_2} \frac{Q_r^6}{Q'_0} \frac{1}{\bar{Q}_0^2}}; \quad (4-91)$$

$$\bar{W}_0 = \frac{W_0}{W'_0} = \frac{G_0}{G'_0},$$

где W_0 — водяной эквивалент (расход) воды на отопление при данном режиме;

W'_0 — водяной эквивалент (расход) воды на отопление при расчетной наружной температуре t'_n , т. е. при расчетном расходе тепла Q'_0 .

$$\bar{Q}_0 = \frac{Q_0}{Q'_0}.$$

Q_0 — расчетный расход тепла на отопление при данной наружной температуре t_n .

Температура воды в подающей линии тепловой сети определяется по формуле

$$t_1 = t'_n + \frac{\bar{Q}_0}{\bar{W}_0} \left(\delta t' + \Delta t' \frac{\bar{W}_0}{\bar{Q}_0^{0,2}} - 0,5 \theta' \right). \quad (4-92)$$

Температура воды в обратной линии

$$t_2 = t'_n + \frac{\bar{Q}_0}{\bar{W}_0} \left(\Delta t' \frac{\bar{W}_0}{\bar{Q}_0^{0,2}} - 0,5 \theta' \right). \quad (4-93)$$

При $\tau_2 > t_1$ следует в выражении (4-91) принимать $t_1 = \tau_2$.

Пример 4.8. Определить температуры воды в подающей и обратной линиях тепловой сети при "балансовой" нагрузке горячего водоснабжения для следующих условий:

$$\bar{Q}_0 = 0,4; \quad \frac{Q_r^6}{Q_0^r} = 0,3; \quad t_1 = 60^\circ \text{ C};$$

$$t_2 = 5^\circ \text{C}; t'_B = 18^\circ \text{C}; \Delta t' = 64,5 \text{ } ^\circ \text{C};$$

$$\theta' = 25 \text{ } \mu\text{rad}; \delta\tau' = 80 \text{ } \mu\text{rad}.$$

Решение. Определяем относительный расход воды на отопление по формуле (4-91):

$$\overline{W}_0 = \frac{1 - 0,5 \cdot 0,3 \cdot \frac{25}{55}}{1 + \frac{42 \cdot 0,3}{55 \cdot 0,4} - \frac{64,5 \cdot 0,3}{55 \cdot 0,83}} = 0,81.$$

Определяем температуру воды в подающей и обратной линиях тепловой сети по формулам (4-92) и (4-93):

$$\tau_1 = 18 + \frac{0,4}{0,81} \times$$

$$\times \left(80 + 64,5 \frac{0,81}{0,83} - 12,5 \right) = 82,6^\circ \text{C};$$

$$\tau_2 = 18 + \frac{0,4}{0,81} \left(64 \frac{0,81}{0,83} - 12,5 \right) = 42,7^\circ \text{ C.}$$

На рис. 4-21 показан температурный график открытой тепловой сети при качественном регулирова-

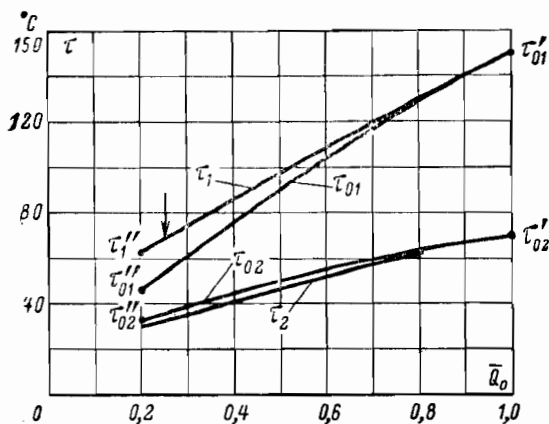


Рис. 4-21. Построение температурного графика для центрального качественного регулирования суммарной нагрузки—отопления и горячего водоснабжения. Открытая система.

τ_{01}, τ_{02} — графики температур при качественном регулировании отопительной нагрузки; τ_1, τ_2 — графики температур при качественном регулировании суммарной нагрузки отопления и горячего водоснабжения.

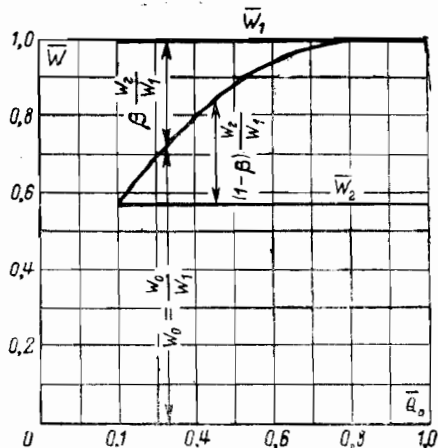


Рис. 4-22. Распределение расхода воды на вводе между отоплением и горячим водоснабжением при центральном качественном регулировании суммарной нагрузки отопления и горячего водоснабжения. Открытая система.

нии суммарной нагрузки отопления и горячего водоснабжения, а на рис. 4-22 — распределение расхода воды на вводе между отоплением и горячим водоснабжением.

Представленные на рис. 4-21 графики температур $\tau_1 = f(\bar{Q}_0)$ и $\tau_2 = f(\bar{Q}_0)$ не совпадают с отопительными графиками $\tau_{01} = f(\bar{Q}_0)$ и $\tau_{02} = f(\bar{Q}_0)$ на диапазоне $\tau_2 \leq \tau_1$, т. е. когда водоразбор у абонентов осуществляется частично или целиком из подающей линии тепловой сети.

На диапазоне $\tau_2 \geq t_1$, когда водоразбор осуществляется только из обратной линии тепловой сети, температуры воды в тепловой сети совпадают с графиком качественного регулирования отопительной нагрузки. При этом расход воды на отопление остается постоянным. Значение относительной отопительной нагрузки $\bar{Q}_{0*}$, соответствующее переходу от качественного регулирования отопительной нагрузки к качественному регулированию суммарной нагрузки, определяется из уравнения

$$\Delta t' \bar{Q}_{0*}^{0.8} - \frac{\theta'}{2} \bar{Q}_{0*} = t_1 - t_B. \quad (4-94)$$

Уравнение (4-94) решается графически или подбором. При $\Delta t' = 64,5$ град, $\theta = 25$ град, $t_1 = 60^\circ\text{C}$ и $t_n = 18^\circ\text{C}$ значение $Q_{0\text{ж}} = 0,77$.

Определение расхода тепла на отопление при любом режиме работы тепловой сети в любой нагрузке горячего водоснабжения производится по формуле¹

$$Q_0 = \frac{\frac{0,5+u}{1+u}(\tau_2 - t_1)W_r + (\tau_1 - t_n)(W_1 - W_r)}{\frac{0,5+u}{1+u} + \frac{W_1 - W_r}{kF}}, \text{ ккал/ч}, \quad (4-95)$$

где W_1 и W_r — водяные эквиваленты воды поступающей из тепловой на абонентский ввод, и воды, разбираемой для горячего водоснабжения, $\text{ккал/ч}\cdot\text{град}$;

u — коэффициент смещения смесительной линии (элеватора) отопительной системы;

τ_1 — температура воды в подающей линии сети, $^\circ\text{C}$;

kF — произведение коэффициента теплопередачи отопительных приборов на суммарную их поверхность нагрева, $\text{ккал/ч}\cdot\text{град}$.

Величина kF может быть определена по формуле

$$kF = \frac{Q'}{\Delta t'} Q_0^{0,2}. \quad (4-96)$$

Формула (4-95) действительна при $\tau_2 \leq t_1$. При $\tau_2 \geq t_1$ или $W_r = 0$ формула (4-95) принимает вид

$$Q_0 = \frac{(\tau_1 - t_n)W_1}{\frac{W_1}{kF} + \frac{0,5+u}{1+u}} = \epsilon_0 W_1 (\tau_1 - t_n), \text{ ккал/ч}. \quad (4-97)$$

При

$$W_r = W_1; (Q_0 = (\tau_1 - t_1)W_1). \quad (4-98)$$

Расчет температуры обратной воды τ_2 после отопительной системы производится следующим образом.

Определяют τ_2 по формуле

$$\tau_2 = \frac{\frac{0,5+u}{1+u} \tau_1 + \frac{W_1 \tau_1 - W_r t_1}{kF} - (\tau_1 - t_n)}{\frac{0,5+u}{1+u} + \frac{W_1 - W_r}{kF}}. \quad (4-99)$$

Если найденное значение $\tau_2 \leq t_1$, то полученный результат правилен.

В том случае, когда $\tau_2 > t_1$, то это свидетельствует о неправильном выборе для расчета значения t_1 , так как температура t_1 не может быть меньше температуры t_2 .

¹ Формула выведена совместно с инж. И. В. Дмитриевым.

В этом случае величина τ_2 должна определяться по формуле

$$\tau_2 = \tau_1 - \epsilon_0 (\tau_1 - t_n). \quad (4-100)$$

По формуле (4-100) находится значение τ_2 также в том случае, когда $W_r = 0$.

При разработке графика температур для центрального качественного регулирования суммарной нагрузки — отопления и горячего водоснабжения суточный тепловой

баланс типовых зданий района можно проверить по формулам (4-95), (4-97).

При проведении такой проверки удобно принять расчетную отопительную нагрузку типового здания $Q'_0 = 1$ Гкал/ч. Порядок проверки следующий.

Определяют по формуле (4-87) суточный небаланс тепла на отопление. В случае небаланса $\Delta Q_0 \neq 0$ можно определить поправку к графику температур подающей линии для устранения небаланса тепла в отопительной системе по формуле (4-88).

Прирост расхода тепла на отопление на 1 град повышения температуры воды в подающей линии равен производной от Q_0 по τ_1 и определяется по уравнению

$$\frac{\partial Q_0}{\partial \tau_1} = \frac{W_1 - \frac{0,5}{1+u} W_r}{\frac{W_1 - W_r}{kF} + \frac{0,5+u}{1+u}}. \quad (4-101)$$

Как видно из уравнения (4-101), при качественном регулировании суммарной нагрузки отопления и горячего водоснабжения ($W_1 = \text{const}$) величина $\frac{\partial Q_0}{\partial \tau_1}$ зависит

главным образом от режима горячего водоснабжения. При увеличении нагрузки горячего водоснабжения $\frac{\partial Q_0}{\partial \tau_1}$ возрастает.

Это объясняется тем, что при повышении температуры воды в подающей линии сети возрастает не только температура сетевой воды, поступающей на отопление, но и температура обратной воды после отопления, что приводит к снижению доли отбора воды из подающей линии на горячее водоснабжение (β) и связанному с этим увеличению расхода воды на отопление ($W_0 = W_1 - \beta W_r$). Чем больше нагрузка горячего водоснабжения, тем больше величина $\frac{\partial Q_0}{\partial \tau_1}$.

Максимальное значение производной $\frac{\partial Q_0}{\partial \tau_1}$ имеет место при $W_r = W_1$. В этом случае

$$\frac{\partial Q_0}{\partial \tau_1} = W_1. \quad (4-102)$$

Минимальное значение производной $\frac{\partial Q_0}{\partial \tau_1}$

Температуры воды и относительный расход воды в тепловой сети при центральном качественном регулировании суммарной нагрузки отопления и горячего водоснабжения. Открытая система

$\bar{Q}_0^p$	$Q_r=0$			$Q_r^{CP}/Q'_0=0,15$			$Q_r^{CP}/Q'_0=0,3$		
	$\tau_1=\tau_{01}$	$\tau_2=\tau_{02}$	$\bar{W}_0$	τ_1	τ_2	$\bar{W}_0$	τ_1	τ_2	$\bar{W}_0$
1,0	150	70	1,0	150	70	1,0	150	70	1,0
0,8	126	62	1,0	126	62	1,0	126	62	1,0
0,6	101,5	53,5	1,0	103,3	53	0,965	104,8	52,8	0,94
0,4	76	44	1,0	79,7	43,5	0,9	84	42,7	0,8
0,3	62,7	38,7	1,0	67,6	38	0,835	73	37,2	0,704
0,25	56,3	36,3	1,0	61,6	35,3	0,785	67,4	34,4	0,64

$\bar{Q}_0^p$ — отношение расчетной отопительной нагрузки при данной наружной температуре к максимальной отопительной нагрузке, $\bar{Q}_0^p = \frac{t'_n - t'_n}{t'_n - t'_n}$.

* В составлении табл. 4-2 участвовал Н. В. Дмитриев.

имеет место при отсутствии нагрузки горячего водоснабжения. В этом случае

$$\frac{dQ_0}{d\tau_1} = \frac{W_1}{0,5 + u + \frac{W_1}{kF}} = \varepsilon_0 W_1 \quad (4-103)$$

Пример 4-9. Расчетный расход тепла на отопление типового ввода $Q'_0 = 1$ Гкал/ч. Расчетные параметры тепловой сети и отопительной системы: $\tau'_{01} = 150^\circ \text{C}$; $\tau'_{02} = 70^\circ \text{C}$; $\tau'_{03} = 95^\circ \text{C}$; $t'_n = 18^\circ \text{C}$; $u = 2,2$; $\Delta t' = 64,5$ град. Параметры воды в системе горячего водоснабжения $t_1 = 60^\circ \text{C}$; $t_2 = 5^\circ \text{C}$.

Определить расход тепла на отопление при расходе сетевой воды на ввод $W_1 = 12500$ ккал/ч.град и расходе тепла на горячее водоснабжение $Q_r = 500090$ ккал/ч,

$$W_r = \frac{500000}{60 - 5} = 9100 \text{ ккал/ч}; \tau_1 = 85^\circ \text{C}.$$

Решение. Определяем по формуле (4-99) температуру обратной воды.

Значение kF находим по формуле (4-96)

$$kF = \frac{10^6}{64,5} \cdot 0,82 = 12700 \text{ ккал/ч.град}.$$

Поскольку расход тепла на отопление заранее не известен, то при определении величины kF принимаем предварительно $\bar{Q}_0 = 0,38$.

$$\tau_2 = \frac{2,7}{3,2} \cdot 85 + \frac{12500 \cdot 85 - 9100 \cdot 60}{12700} - (85 - 18) = 40,5^\circ \text{C}.$$

Так как $\tau_2 < t_1$, то находим расход тепла на отопление по формуле (4-95)

$$Q_0 = \frac{(85 - 18)(12500 - 9100) + \frac{2,7}{3,2}(85 - 60)9100}{\frac{2,7}{3,2} + \frac{12500 - 9100}{12700}} = 375000 \text{ ккал/ч}.$$

Поскольку предварительно выбранное значение $\bar{Q}_0 = 0,38$ близко совпадает с полученным $\bar{Q}_0 = 0,375$, то значение kF не уточняем.

В табл. 4-2 приведены расчетные температуры воды в подающей и обратной линиях тепловой сети и относительный расход воды на отопление для открытых систем теплообеспечения при центральном качественном регулировании суммарной нагрузки отопления и горячего водоснабжения.

При расчете принято: $\tau'_{01} = 150^\circ \text{C}$; $\tau'_{02} = 70^\circ \text{C}$.

Б. Качественно-количественное регулирование при искусственном изменении расхода воды в сети

Принципиальная схема абонентского ввода при центральном качественно-количественном регулировании суммарной нагрузки показана на рис. 4-23. На абонентском вводе установлен регулятор температуры PT на потоке воды, поступающем в систему горячего водо-

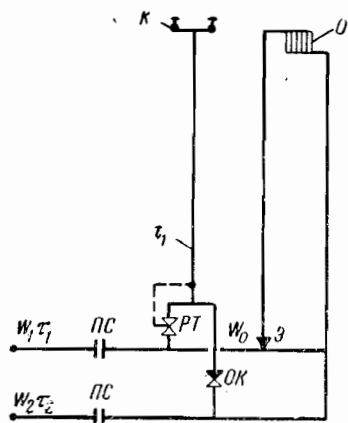


Рис. 4-23. Схема абонентского ввода при открытой системе теплоснабжения и качественно-количественном регулировании суммарной нагрузки отопления и горячего водоснабжения.

Э — элеватор; О — отопительный прибор; К — водоразборный кран; РТ — регулятор температуры; ПК — постоянное сопротивление.

снабжения. Регулятор расхода на абонентском вводе отсутствует. Расход воды у абонентов регулируется centrally со станции путем изменения расхода воды, поступающей с коллектора ТЭЦ в подающую линию тепловой сети.

Для получения при центральном регулировании одинакового закона изменения расхода воды у всех типовых абонентов необходимо при начальной регулировке сети, которая производится при выключенном горячем водоснабжении, установить одинаковые напоры в подающей и обратной линиях на всех абонентских вводах [Л. 187].

Пьезометрический график тепловой сети при начальной регулировке показан на рис. 4-24. При этом должны быть соблюдены следующие условия на всех абонентских вводах:

$$H_{\Pi} = \text{idem}; H_{об} = \text{idem}; H_a = \text{idem}.$$

Все избытки напоров должны при начальной регулировке гаситься постоянными сопротивлениями (ПК), устанавливаемыми на вводе перед узлом водоразбора (рис. 4-23).

Расчет центрального регулирования проводится для абонента с ти-

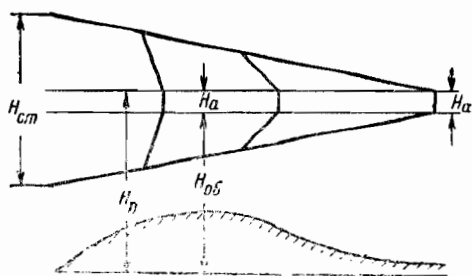


Рис. 4-24. Пьезометрический график открытой системы теплоснабжения при начальной регулировке.

повым отношением нагрузок $\left(\frac{Q_{г}^{ср}}{Q_o'}\right)$.

Основной расчет проводится по нагрузке горячего водоснабжения $Q_{г}^o = \kappa_o Q_{г}^{ср}$. Для жилых районов без аккумуляторов горячей воды у абонентов можно принимать $\kappa_{п} = 1,1$.

По формулам (4-57), (4-58) и (4-4) находят температуры воды t_1 и t_2 в подающей и обратной линиях тепловой сети и относительный расход воды (водяной эквивалент) на отопление $\bar{W}_o$ при постоянном значении показателя степени m .

Затем определяют при разных наружных температурах величину добавка воды на водоразбор из подающей линии $\beta W_{г}^o$. Значение доли водоразбора β из подающей линии тепловой сети определяется по формуле (4-73).

Относительный расход воды (водяной эквивалент) в подающей линии тепловой сети при $Q_{г}^o$ определяется по формуле

$$\bar{W}_1 = \bar{W}_o + \frac{\beta W_{г}^o}{W_o'} \quad (4-104)$$

Проверка суточного баланса расхода тепла на отопление при любом режиме работы сети производится по формулам (4-87) и (4-95) — (4-99). В случае небаланса $\Delta Q_o \neq 0$ его можно устранить как путем внесения поправки δW_1 на расход воды в подающей линии, так и путем изменения температуры воды в подающей линии. В первом случае поправка определяется по формуле

$$\delta W_1 = \frac{\Delta Q}{\sum_1^{24} \frac{\partial Q_o}{\partial W_1} n} \quad (4-105)$$

Температуры воды и относительный расход воды в тепловой сети при центральном качественно-количественном регулировании суммарной нагрузки отопления и горячего водоснабжения путем искусственного изменения расхода воды в сети. Открытая система $m = 0,25$

$\overline{Q}_0^p$	$Q_r = 0$			$Q_r^{cp}/Q'_0 = 0,15$		$Q_r^{cp}/Q'_0 = 0,3$	
	$\tau_1 = \tau_{01}$	$\tau_2 = \tau_{02}$	$\overline{W}_0 = \overline{W}_1$	τ_1	$\overline{W}_1$	τ_1	$\overline{W}_1$
1,0	150	70	1,0	150	1,0	150	1,0
0,8	129,2	61,4	0,945	129,2	0,945	129,2	0,945
0,6	107	52,5	0,88	107	0,91	107,6	0,94
0,4	83,7	43,3	0,795	83,7	0,885	84,8	0,976
0,3	69,1	36,7	0,740	69,1	0,897	70,7	1,054
0,25	63,0	34,8	0,707	63,4	0,902	64,6	1,097
0,2	55,9	32,0	0,67				

$\overline{Q}_0^p$ — отношение расчетной отопительной нагрузки при данной наружной температуре к максимальной нагрузке, $\overline{Q}_0^p = \frac{t'_n - t_n}{t'_n - t'_{n1}}$.

где $\frac{\partial Q_0}{\partial W_1}$ — производная от Q_0 по W_1 , равная приросту расхода тепла на отопление на 1 ккал/ч·град (1 кг/ч) увеличения водяного эквивалента (расхода) воды в подающей линии.

n — длительность данного режима горячего водоснабжения, ч/сутки.

На основе уравнения (4-95) выводится выражение для расчета $\frac{\partial Q_0}{\partial W_1}$

$$\frac{\partial Q_0}{\partial W_1} = \frac{0,5 + u \left[\tau_1 - t_n - \frac{W_r}{kF} (\tau_1 - t_1) \right]}{\left[\frac{0,5 + u}{1 + u} + \frac{W_1 - W_r}{kF} \right]^2}. \quad (4-106)$$

В частном случае при $W_r = 0$

$$\begin{aligned} \frac{\partial Q_0}{\partial W_1} &= \frac{0,5 + u}{1 + u} (\tau_1 - t_n) \\ &= \frac{0,5 + u}{1 + u} \epsilon_0^2 (\tau_1 - t_n). \end{aligned} \quad (4-107)$$

При $W_r = W_1$

$$\frac{\partial Q_0}{\partial W_1} = \frac{\tau_1 - t_n - \frac{W_r}{kF} (\tau_1 - t_1)}{\frac{0,5 + u}{1 + u}}. \quad (4-108)$$

При компенсации небаланса тепла на отопление путем корректировки температуры воды в подающей линии поправка определяется по формулам (4-88) и (4-101).

В табл. 4-3 и на рис. 4-25 и 4-26 приведены расчетные температуры

воды в подающей и обратной линиях тепловой сети и относительный расход воды в сети для открытых

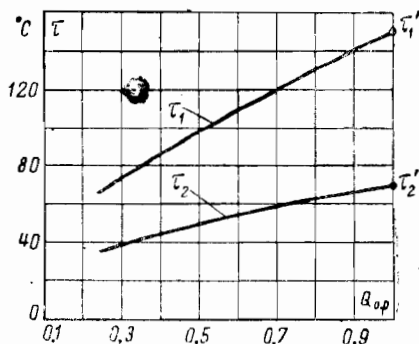


Рис. 4-25. Температурный график тепловой сети при центральном качественно-количественном регулировании суммарной нагрузки — отопления и горячего водоснабжения при $Q_r^{cp}/Q'_0 = 0,3$.

систем теплоснабжения при центральном качественно-количественном регулировании суммарной нагрузки отопления и горячего водоснабжения путем искусственного изменения расхода воды в сети. При расчете принято: $\tau'_{01} = 150^\circ \text{C}$; $\tau'_{02} = 70^\circ \text{C}$; $m = 0,25$.

Центральное качественно-количественное регулирование путем искусственного изменения расхода воды в сети дает существенный эффект в снижении эксплуатационного расхода сетевой воды и связанного с ним расхода электрической энергии на перекачку теплоно-

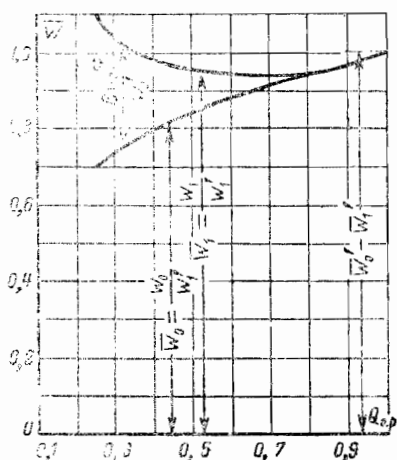


Рис. 4-26. График расхода воды в подающей линии тепловой сети при центральном качественно-количественном регулировании суммарной нагрузки — отопления и горячего водоснабжения при

$$Q_{гв}/Q'_{гв} = 0,3.$$

считателя при чисто отопительной нагрузке, а также при смешанной нагрузке, когда доля горячего водоснабжения в суммарной нагрузке мала.

предельная этой нагрузки между подающей и обратной линиями тепловой сети.

Основной расчет центрального регулирования, т. е. расчет графика температур воды в подающей и обратной линиях тепловой сети, ведется по типовому абоненту района и по средней нагрузке горячего водоснабжения.

Как показывают проведенные исследования, при этом, как правило, обеспечивается суточный баланс тепла на отопление.

Основным расчетным уравнением для рассматриваемого метода центрального регулирования является уравнение гидравлики, связывающее потери давления в системе теплоснабжения с располагаемым перепадом давлений на коллекторах станции.

Для двух режимов работы тепловой сети, из которых при одном имеется водоразбор на горячее водоснабжение, а при другом водоразбор полностью отсутствует, можно написать следующие уравнения гидравлики:¹

$$S_{п}(V_{о} + \beta V_{г})^2 + S_{в}V_{о}^2 + S_{о}[V_{о} - (1 - \beta)V_{г}]^2 = \Delta p_{ст}; \quad (4-109)$$

С увеличением доли нагрузки горячего водоснабжения рассматриваемый метод качественно-количественного регулирования утрачивает свои основные преимущества, так как возможный диапазон снижения расхода воды в сети резко сокращается.

В. Качественно-количественное регулирование при свободном располагаемом напоре на коллекторах станции

Приведенные на рис. 4-23 и 4-24 схема абонентского ввода и пьезометрический график системы при начальной регулировке сети целиком относятся также и к качественно-количественному регулированию при свободном располагаемом напоре на коллекторах станции.

При рассматриваемом методе регулирования расход воды в тепловой сети зависит от величины относительной нагрузки горячего водоснабжения и характера рас-

$$(S_{п} + S_{в} + S_{о})V_{о}'^2 = \Delta p'_{ст}, \quad (4-110)$$

где $V_{о}$ и $V_{г}$ — расход сетевой воды на отопление и горячее водоснабжение при наличии водоразбора, $м^3/ч$;

$V_{о}'$ — расход сетевой воды на отопление при отсутствии водоразбора, $м^3/ч$;

$S_{п}$, $S_{в}$, $S_{о}$ — сопротивления подающей линии тепловой сети, элеваторного узла и обратной линии тепловой сети, $кг \cdot ч^2/м^2 \cdot м^3$;

$\Delta p_{ст}$, $\Delta p'_{ст}$ — располагаемый перепад давлений на коллекторах станции при двух рассматриваемых режимах работы сети;

β — доля отбора воды на горячее водоснабже-

¹ Вывод уравнений см. § 6-5.

ние из подающей линии тепловой сети.

Из совместного решения уравнений (4-109) и (4-110) получаем:

$$\bar{V}_0 = \frac{\alpha}{\sqrt{\bar{S}_n \left(1 + \beta \frac{V_r}{V_0}\right)^2 + \bar{S}_a + \bar{S}_o \left[1 - (1 - \beta) \frac{V_r}{V_0}\right]^2}} \quad (4-111)$$

где $\bar{V}_0 = \frac{V_0}{V'_0}$ — отношение расхода воды на отопление при любом режиме к расходу воды при отсутствии водоразбора;

$\alpha^2 = \frac{\Delta p_{ст}}{\Delta p'_{ст}}$ — отношение перепада давлений на коллекторах станции при любом режиме к перепаду, который имеет место при отсутствии водоразбора.

При поддержании на станции постоянного напора $\alpha^2 = 1$.

$\bar{S}_n, \bar{S}_a, \bar{S}_o$ — относительные сопротивления подающей линии, элеваторного узла, обратной линии.

$$\bar{S}_n = \frac{S_n}{S}; \quad \bar{S}_a = \frac{S_a}{S}; \quad \bar{S}_o = \frac{S_o}{S};$$

$$S_n + S_a + S_o = S; \quad \bar{S}_n + \bar{S}_a + \bar{S}_o = 1.$$

$$\bar{V}_0 \approx \bar{W}_0 = \frac{\alpha}{\sqrt{\bar{S}_n (1 + \psi_1)^2 + \bar{S}_a + \bar{S}_o (1 - \psi_2)^2}}, \quad (4-118)$$

где

$$\psi_1 = \frac{Q_r}{Q'_o(t_1 - t_2)} \left(\frac{t_1 - t_b}{\bar{Q}_o} - \frac{\Delta t'}{\bar{Q}_o^{0,2}} + \frac{0,5}{1 + u} \frac{\delta \tau'}{\bar{W}_o} \right);$$

$$\psi_2 = \frac{Q_r}{Q'_o(t_1 - t_2)} \left(\frac{\Delta t'}{\bar{Q}_o^{0,2}} + \frac{0,5 + u}{1 + u} \frac{\delta \tau'}{\bar{W}_o} - \frac{t_1 - t_b}{\bar{Q}_o} \right).$$

Расход тепла на отопление при любом режиме можно определить по формуле

$$Q_0 = (\tau_1 - t_b) \varepsilon_0 W_0, \quad \text{ккал/ч}, \quad (4-112)$$

где ε_0 — безразмерная удельная тепловая производительность отопительной системы [см. формулу (4-28)];

W_0 — водяной эквивалент сетевой воды, поступающей на отопление, ккал/ч · град.

Из уравнения (4-112) выводятся выражения для расчета температуры воды в подающей и обратной линиях тепловой сети

$$\tau_1 = t_b + \frac{Q_0}{\varepsilon_0 W_0}; \quad (4-113)$$

$$\tau_2 = t_b + \frac{1 - \varepsilon_0}{\varepsilon_0} \frac{Q_0}{W_0}. \quad (4-114)$$

Доля водоразбора из подающей линии β определяется по уравнению (4-73).

С учетом уравнений (4-113) и (4-114) получаем:

$$\beta = (t_1 - t_b) \frac{W_0}{Q_0} - \frac{1 - \varepsilon_0}{\varepsilon_0}; \quad (4-115)$$

$$\frac{1 - \varepsilon_0}{\varepsilon_0} = \frac{W_0}{Q'_o} \frac{\Delta t'}{\bar{Q}_o^{0,2}} - \frac{0,5}{1 + u}; \quad (4-116)$$

$$\frac{1}{\varepsilon_0} = \frac{W_0}{Q'_o} \frac{\Delta t'}{\bar{Q}_o^{0,2}} + \frac{0,5 + u}{1 + u}. \quad (4-117)$$

Из совместного решения уравнений (4-111) и (4-115) — (4-117) выводится выражение, связывающее расход (водяной эквивалент) воды на отопление с расходами тепла на отопление и горячее водоснабжение

Если в уравнении (4-118) принять $Q_r = Q_r^{ср}$, то по этому уравнению можно определить расчетный расход воды в сети при средней нагрузке горячего водоснабжения при любой расчетной отопительной нагрузке.

Так как в уравнении (4-118) относительный расход воды на отопление $\bar{V}_0 (\bar{W}_0)$ входит в правую и левую часть выражения, то задача решается методом постепенных приближений.

При определении $\bar{V}_0 = \bar{W}_0$ по уравнению (4-118) следует иметь в виду, что $t_1 \geq \tau_2$, поэтому в области низких наружных температур, когда $\tau_2 > 60^\circ \text{C}$, следует принимать $t_1 = \tau_2$.

По найденным значениям относительного расхода воды на отопление $\bar{V}_0 = \bar{W}_0$ при разных расчетных отопительных нагрузках $\bar{Q}_0$ находятся расчетные температуры воды в подающей и обратных линиях тепловой сети при средней нагрузке горячего водоснабжения $Q_r^{\text{ср}}$.

Для расчета температурного графика тепловой сети удобно уравнения (4-113) и (4-114) представить в следующей модификации:

$$\tau_1 = t_b + \delta\tau' \times \frac{\bar{Q}_0}{\bar{W}_0} \left(\frac{0,5 + u}{1 + u} + \frac{\Delta t'}{\delta\tau'} \frac{\bar{W}_0}{Q_0^{0,2}} \right); \quad (4-119)$$

$$\tau_2 = t_b + \delta\tau' \frac{\bar{Q}_0}{\bar{W}_0} \left(\frac{\Delta t'}{\delta\tau'} \frac{\bar{W}_0}{Q_0^{0,2}} - \frac{0,5}{1 + u} \right). \quad (4-120)$$

Расход воды в подающей линии сети при любой нагрузке горячего водоснабжения определяется по формуле

$$V_1 = V_0 + \beta V_r \quad (4-121)$$

или в относительных величинах

$$\begin{aligned} \bar{V}_1 &\approx \bar{W}_1 = \bar{W}_0 + \beta \frac{W_r}{\bar{W}_0} = \\ &= \bar{W}_0 + \beta \frac{Q_r}{Q_0} \frac{\delta\tau'}{t_1 - t_2}. \end{aligned} \quad (4-122)$$

Относительный расход воды в обратной линии тепловой сети

$$\bar{V}_2 \approx \bar{W}_2 = \bar{W}_0 - (1 - \beta) \frac{Q_r}{Q_0} \frac{\delta\tau'}{t_1 - t_2}. \quad (4-123)$$

Пример 4-10. Расчетные параметры отопительных систем в районе: $\tau_0' = 150^\circ \text{C}$; $\tau_0'' = 70^\circ \text{C}$; $\delta\tau' = 80 \text{ град}$; $\Delta t' = 64,5 \text{ град}$; $u = 2,2$; $t_b = 18^\circ \text{C}$.

Типовое отношение нагрузок горячего водоснабжения и отопления $\left(\frac{Q_r^{\text{ср}}}{Q_0} \right)_T = 0,3$.

Параметры воды, используемой для горячего водоснабжения, $t_1 = 60^\circ \text{C}$; $t_2 = 5^\circ \text{C}$.

Распределение гидравлических сопротивлений в системе теплоснабжения: $S_n = 0,4$; $S_a = 0,2$; $S_o = 0,4$. Напор на коллекторах станции поддерживается постоянным $\alpha^2 = 1$.

Определить расход воды в сети и графики температур в подающей и обратной линии при $\bar{Q}_0 = 0,4$ и $Q_r^{\text{ср}}$.

Решение. Находим по формуле (4-118) относительный расход (водяной эквивалент) воды на отопление. Предварительно принимаем $\bar{W}_0 = 1$.

Находим:

$$\begin{aligned} \phi_1 &= \frac{0,3}{55} \left(\frac{42}{0,4} - \frac{64,5}{0,83} + \frac{0,5}{3,2} 80 \right) = 0,235; \\ \phi_2 &= \frac{0,3}{55} \left(\frac{64,5}{0,83} + \frac{2,7}{3,2} 80 - \frac{42}{0,4} \right) = 0,218; \\ \bar{W}_0 &= \frac{1}{\sqrt{0,4 \cdot 1,235^2 + (0,2 + 0,4 \cdot 0,782^2)}} = \\ &= 0,975. \end{aligned}$$

Поскольку полученное значение $\bar{W}_0$ близко к предварительно выбранному, то уточнение не проводим.

Находим по формулам (4-119) и (4-120) температуры воды в подающей и обратной линиях тепловой сети:

$$\begin{aligned} \tau_1 &= 18 + 80 \frac{0,4}{0,975} \left(0,845 + \frac{64,5}{80} \cdot \frac{0,975}{0,83} \right) = \\ &= 76,6^\circ \text{C}; \\ \tau_2 &= 18 + 80 \frac{0,4}{0,975} \left(\frac{64,5}{80} \cdot \frac{0,975}{0,83} - 0,156 \right) = \\ &= 44,2^\circ \text{C}. \end{aligned}$$

Определяем по формуле (4-73) долю водоразбора из подающей линии:

$$\beta = \frac{60 - 44,2}{76,6 - 44,2} = 0,488.$$

Определяем по формуле (4-122) относительный расход воды в подающей линии тепловой сети:

$$\bar{V}_1 \approx \bar{W}_1 = 0,975 + 0,488 \cdot 0,3 \frac{80}{55} = 1,197 \approx 1,2.$$

Определяем по формуле (4-123) относительный расход воды в обратной линии:

$$\bar{V}_2 \approx \bar{W}_2 = 0,982 - 0,512 \cdot 0,3 \frac{80}{55} = 0,759.$$

Проверка суточного баланса расхода тепла на отопление производится следующим образом. Определяют для типового здания относительный расход воды на отопление при разных температурах воды t_1 в подающей линии сети (разных наружных температурах) и разных режимах горячего водоснабжения по формуле

$$\bar{W}_0 = \frac{\alpha}{\sqrt{S_n (1 + \phi_1)^2 + S_a + S_o (1 - \phi_2)^2}}; \quad (4-124)$$

Температуры воды и относительный расход воды в тепловой сети и отопительной системе при постоянном располагаемом напоре на коллекторах станции и центральном регулировании суммарной нагрузки отопления и горячего водоснабжения

$\bar{Q}_0^p$	$Q_r=0$			$Q_r^{cp}/Q'_0=0,15$					$Q_r^{cp}/Q'_0=0,3$				
	$\tau_1=\tau_{o1}$	$\tau_2=\tau_{o2}$	$\bar{W}_0$	τ_1	τ_2	$\bar{W}_0$	$\bar{W}_1$	$\bar{W}_2$	τ_1	τ_2	$\bar{W}_0$	$\bar{W}_1$	$\bar{W}_2$
1,0	150	70	1	145,5	70,7	1,07	1,07	0,89	141	70,5	1,13	1,13	0,76
0,8	126	62	1	121,8	62,6	1,08	1,08	0,87	119	63,6	1,15	1,15	0,74
0,6	101,5	53,5	1	99	53,8	1,06	1,09	0,87	97,5	54,3	1,11	1,17	0,73
0,4	76	44	1	76,3	44,0	0,99	1,10	0,88	76,6	43,9	0,98	1,19	0,75
0,3	62,8	38,8	1	64,2	38,6	0,936	1,12	0,95	66	38,5	0,87	1,21	0,77
0,25	56,2	36,2	1	58,2	35,8	0,89	1,11	0,89	60,5	35,5	0,80	1,23	0,79

* Таблица рассчитана И. В. Дмитриевым.

$$\psi_1 = \frac{Q_r}{Q'_0} \frac{\delta\tau'}{t_1 - t_2} \left[1 - \frac{\tau_1 - t_1}{\tau_1 - t_2} \left(\frac{0,5 + u}{1 + u} + \frac{\Delta t'}{\delta\tau'} \frac{\bar{W}_0}{\bar{Q}_0^{0,2}} \right) \right] \frac{1}{\bar{W}_0};$$

$$\psi_2 = \frac{Q_r}{Q'_0} \frac{\delta\tau' \cdot \tau_1 - t_1}{t_1 - t_2 \tau_1 - t_2} \left(\frac{0,5 + u}{1 + u} + \frac{\Delta t'}{\delta\tau'} \frac{\bar{W}_0}{\bar{Q}_0^{0,2}} \right) \frac{1}{\bar{W}_0}.$$

Поскольку в формуле (4-124) $\bar{W}_0$ входит в правую и левую часть равенства, то предварительно задаются значением $\bar{W}_0$; затем сравнивают полученное значение с предварительно выбранным. В случае необходимости задаются новым значением $\bar{W}_0$ и уточняют полученный результат. Кроме того, приходится еще предварительно задаваться величиной $\bar{Q}_0^{0,2}$, учитывающей зависимость коэффициента теплопередачи отопительных приборов от температурного режима. При ориентировочных расчетах можно принимать $\bar{Q}_0^{0,2} = 1$, т. е. считать коэффициент тепло-

передачи отопительных приборов постоянным.

Определяют абсолютный расход воды на отопление при рассматриваемом режиме по формуле

$$\bar{W}_0 = \bar{W}_0 \frac{Q'_0}{\delta\tau'}. \quad (4-125)$$

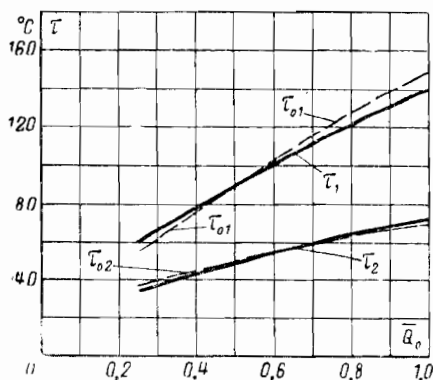


Рис. 4-27. Температурный график тепловой сети при центральном качественно-количественном регулировании суммарной нагрузки — отопления и горячего водоснабжения при постоянном располагаемом напоре на ТЭЦ.

----- $Q_r=0$; ——— $Q_r=0,3$.

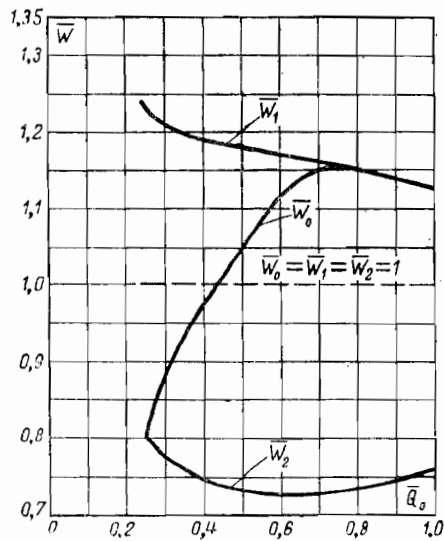


Рис. 4-28. Графики расходов (водяных эквивалентов) воды в тепловой сети и на отопление при центральном качественно-количественном регулировании суммарной нагрузки — отопления и горячего водоснабжения при постоянном располагаемом напоре на ТЭЦ.

----- $Q_r=0$; ——— $Q_r=0,3$.

Определяют расход тепла на отопление при рассматриваемом режиме по формуле (4-112). Определяют суточный расход тепла на отопление по формуле (4-83). Определяют суточный небаланс тепла на отопление по формуле (4-87).

В том случае, когда суточный небаланс тепла $\Delta Q_0 \neq 0$, задаются новым значением τ_1 и вновь проверяют суточный баланс. Задача сводится к подбору такого значения τ_1 , при котором суточный небаланс $\Delta Q_0 = 0$.

В табл. 4-4 и на рис. 4-27 и 4-28 приведены графики температур и расхода воды при открытой системе теплоснабжения и при постоянном напоре на коллекторах ТЭЦ. При расчете принято:

$$\bar{S}_n = \bar{S}_0 = 0,4; \bar{S}_0 = 0,2; \tau'_{01} = 150^\circ \text{C};$$

$$\tau'_{02} = 70^\circ \text{C}; t_1 = 60^\circ \text{C}; t_2 = 5^\circ \text{C};$$

$$Q_r^{\text{ср}} = \text{const.}$$

4-8. ВЫБОР СИСТЕМЫ ЦЕНТРАЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ОТПУСКА ТЕПЛА

Центральное регулирование отпуска тепла должно ориентироваться на основную тепловую нагрузку района.

В районах, где преобладающей тепловой нагрузкой является отопление, центральное регулирование должно проводиться по отопительной нагрузке. При наличии в районе только одной отопительной нагрузки центральное регулирование можно осуществлять как качественным, так и качественно-количественным методом.

В районах, где кроме отопления значительную долю тепловой нагрузки составляет также нагрузка горячего водоснабжения, центральное регулирование целесообразно проводить по суммарной нагрузке — отопления и горячего водоснабжения при заданном отношении расчетных величин этих нагрузок, характерном для большинства абонентов района.

В закрытых системах теплоснабжения при наличии в районе, кроме отопления, также нагрузки горячего водоснабжения применяется, как правило, центральное качественное регулирование. Если у большинства абонентов имеются оба вида нагрузки — отопление и горячее водоснабжение, то центральное регулирование целесообразно проводить

по суммарной нагрузке, в противном случае центральное регулирование ведется по отопительной нагрузке.

В открытых системах теплоснабжения, выбор метода центрального регулирования отпуска тепла зависит от структуры тепловой нагрузки района и гидравлической устойчивости тепловой сети.

В сетях с повышенной гидравлической устойчивостью (отношение располагаемого напора у конечного абонента сети к располагаемому напору на коллекторах ТЭЦ порядка 0,4 и выше)¹ при наличии у большинства абонентов, кроме отопления, нагрузки горячего водоснабжения применяется качественно-количественное регулирование суммарной нагрузки отопления и горячего водоснабжения.

При малом значении отношения средней нагрузки горячего водоснабжения к расчетной отопительной нагрузке по району в целом $Q_r^{\text{ср}}/Q'_0 \leq 0,1$ центральное качественно-количественное регулирование целесообразно осуществлять путем искусственного снижения расхода воды в подающей линии тепловой сети по мере уменьшения отопительной нагрузки, т. е. при повышении наружной температуры.

При больших значениях отношения средней нагрузки горячего водоснабжения к расчетной отопительной нагрузке целесообразно осуществлять качественно-количественное регулирование при свободном напоре на коллекторах ТЭЦ.

В сетях с низкой гидравлической устойчивостью целесообразно применять качественное регулирование.

4-9. РЕЖИМ ОТБОРА И СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ

При удовлетворении от ТЭЦ сезонной нагрузки (отопление, вентиляция), а также сезонной нагрузки и горячего водоснабжения тепловая нагрузка теплофикационных турбин и параметры используемого отработавшего пара являются переменными величинами, зависящими от наружной температуры.

¹ Более подробно см. § 6-4.

При понижении наружной температуры увеличивается тепловая нагрузка района. Одновременно должна повышаться температура воды в тепловой сети, а для этого необходимо увеличивать давление отработавшего пара, используемого для подогрева воды. При расчетной наружной температуре тепловая нагрузка района достигает максимума. Однако длительность стояния наиболее низких температур отопительного периода обычно невелика, поэтому максимальный отпуск тепла имеет кратковременный характер.

Если выбрать установленную тепловую мощность теплофикационных турбин по максимуму присоединенной тепловой нагрузки, то эта мощность будет использована малое число часов в году. В течение большей части года теплофикационные турбины будут недогружены по теплу. В то же время по условиям покрытия графика электрической нагрузки число часов использования установленной электрической мощности ТЭЦ должно быть в большинстве случаев довольно высоким, порядка 5,5—6 тыс. ч в год.

Такое положение приводит к значительному увеличению конденсационной выработки электрической энергии на ТЭЦ и, как следствие, — к снижению экономичности теплофикации.

Для уменьшения конденсационной выработки электрической энергии на ТЭЦ целесообразно покрытие максимума сезонной тепловой нагрузки производить отработавшим паром теплофикационных турбин не полностью, а частично. Часть тепла должна отпускаться непосредственно из котлов.

Максимальный отпуск тепла от ТЭЦ может быть представлен как сумма двух слагаемых

$$Q'_p = Q'_o + Q'_{\text{п}}, \quad (4-126)$$

где Q'_p — расчетная тепловая нагрузка с учетом теплопотерь в сетях;

Q'_o — расчетная тепловая нагрузка отборов теплофикационных турбин;

$Q'_{\text{п}}$ — пиковая тепловая нагрузка, покрываемая непосредственно из котлов.

Доля расчетной тепловой нагрузки района, удовлетворяемая из отборов турбин, называется коэффициентом района

$$\alpha_p = \frac{Q'_o}{Q'_p}. \quad (4-127)$$

На рис. 4-29 нанесены для иллюстрации два годовых графика тепло-

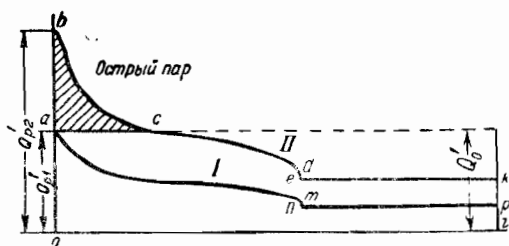


Рис. 4-29. Характер покрытия графика тепловой нагрузки при различных значениях коэффициента теплофикации района

$$I - \alpha_p = \frac{Q'_o}{Q'_p} = 1,0; \quad II - \alpha_p = \frac{Q'_o}{Q'_p} = 0,5.$$

вой нагрузки по продолжительности, относящиеся к двум районам I и II, имеющим различное тепловое потребление. Тепловое потребление района II вдвое больше теплового потребления района I. Оба района снабжаются теплом от теплоэлектроцентралей, имеющих одинаковую тепловую мощность отборов теплофикационных турбин Q'_o .

Коэффициенты теплофикации для этих районов равны:

для I района

$$\alpha_{p1} = \frac{Q'_o}{Q'_{p1}} = 1;$$

для II района

$$\alpha_{p2} = \frac{Q'_o}{Q'_{p2}} = 0,5.$$

Вся присоединенная тепловая нагрузка района I может быть покрыта полностью теплом из отбора турбин.

Тепловая нагрузка района II не может быть покрыта полностью из отбора турбин. Часть тепловой нагрузки этого района — площадка

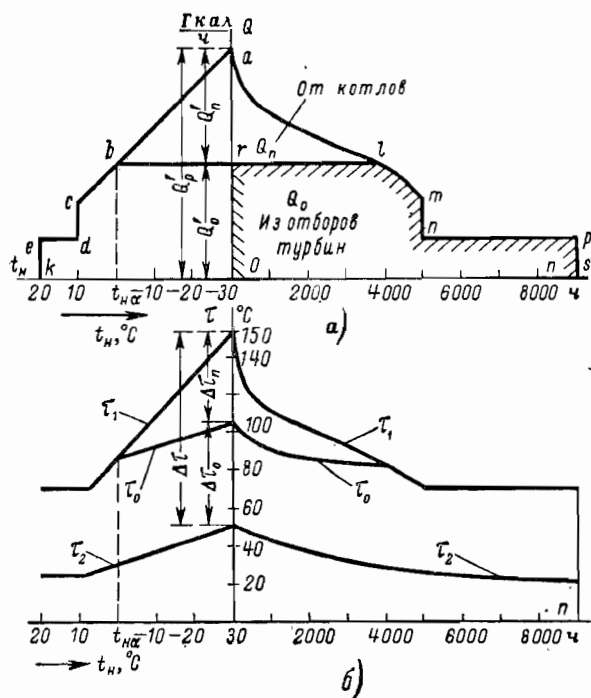


Рис. 4-30. Годовые графики продолжительности тепловой нагрузки и параметров теплоносителя.
а — тепловая нагрузка; б — параметры теплоносителя.

abc — должна удовлетворяться непосредственно от котлов, причем наибольший расход тепла из котлов равен половине максимальной тепловой нагрузки района II.

Годовая комбинированная выработка электрической энергии на базе теплового потребления в районе II больше, чем в районе I, так как больше годовой отпуск тепла из отбора турбины (площадь *oacdeklo* больше площади *oamnplo*). При одинаковой годовой выработке электрической энергии на ТЭЦ обоих районов конденсационная выработка на ТЭЦ района I больше конденсационной выработки на ТЭЦ района II.

При снижении коэффициента теплофикации района α_p уменьшается электрическая мощность ТЭЦ и конденсационная выработка энергии на ТЭЦ, но зато часть тепловой нагрузки района покрывается от пиковых котлов и не используется для комбинированной выработки электрической энергии.

Снижение комбинированной выработки электрической энергии яв-

ляется отрицательным фактором.

Снижение конденсационной выработки электрической энергии на ТЭЦ является положительным фактором.

Задача заключается в подборе оптимального значения α_p , при котором суммарные расходы на покрытие заданной тепловой и электрической нагрузки энергосистемы минимальны. В большинстве случаев оптимальное значение $\alpha_p \approx 0,4—0,65$.

Нижний предел относится к условиям, когда начальные параметры ТЭЦ значительно ниже, чем на конденсационных тепловых электростанциях, работающих в одной электрической системе с ТЭЦ.

Верхний предел относится к одинаковым начальным параметрам ТЭЦ и КЭС.

Для выяснения режима работы теплофикационного оборудования, определения давления пара в регулируемых отборах теплофикационных турбин, подсчета годового расхода топлива на ТЭЦ при различных методах регулирования отпуска тепла и разных теплофикационных коэффициентах удобно пользоваться годовыми графиками продолжительности тепловой нагрузки и параметров теплоносителя.

На рис. 4-30 приведены для иллюстрации такие графики для района с расчетной нагрузкой Q'_p . Располагаемая тепловая мощность теплофикационных турбин равна Q'_o . Располагаемая мощность пиковых котлов равна Q'_n . На рис. 4-30, а слева показана зависимость тепловой нагрузки района от наружной температуры (кривая *abcdek*).

При наружной температуре $t_{на}$ тепловая нагрузка района равна тепловой мощности теплофикационных турбин Q'_o .

При тепловой нагрузке района $Q_p \leq Q'_o$ все тепловое потребление удовлетворяется отработавшим паром от теплофикационных турбин.

Как видно из рис. 4-30,а, такое положение имеет место при наружных температурах $t_n \geq t_{на}$. При наружных температурах $t_n < t_{на}$ тепловая нагрузка района превышает тепловую мощность теплофикационных турбин $Q_p > Q'_o$ и поэтому для покрытия тепловой нагрузки района, кроме тепла из отборов турбин, используется также тепло непосредственно из котлов.

При расчетной наружной температуре t'_n , тепловая нагрузка района достигает максимальной величины Q'_p . При этом режиме отдача тепла непосредственно от котлов в тепловую сеть достигает максимальной величины $Q'_п$.

На рис. 4-30,а справа нанесен график тепловой нагрузки района по продолжительности (кривая *almnps*). Ордината любой точки этого графика равна часовой тепловой нагрузке района при данной наружной температуре, а абсцисса — годовой длительности стояния наружных температур, равных и ниже данной.

Площадь *oalmnps*o, эквивалентная годовому расходу тепла району, складается из двух площадей: *orlmnp*so, эквивалентной годовому расходу тепла из отборов теплофикационных турбин, и *ralr*, эквивалентной годовому расходу тепла непосредственно из котлов.

Как видно из рис. 4-30,а, расчетный максимум тепловой нагрузки покрывается в данном случае поровну из отборов турбин и из котлов, так как $Q'_o = Q'_п$ и $\alpha_p = \frac{Q'_o}{Q'_п} = 0,5$.

Однако годовой отпуск тепла из отборов значительно больше годового отпуска тепла непосредственно из котлов, так как длительность стояния низких наружных температур невелика.

На рис. 4-30,б показаны: слева — зависимость температуры воды в сети от наружной температуры, справа — длительность различных температур воды в тепловой сети.

t_1 — температура воды в подающей линии тепловой сети;

t_o — температура сетевой воды

после теплофикационных подогревателей;

t_2 — температура воды в обратной линии тепловой сети;

Δt — перепад температур сетевой воды на ТЭЦ; $\Delta t = t_1 - t_2$;

Δt_o — перепад температур сетевой воды в теплофикационных подогревателях ТЭЦ, получаемый за счет тепла отработавшего пара теплофикационных турбин;

$\Delta t_п$ — перепад температур сетевой воды за счет тепла, взятого непосредственно из котлов.

При любой наружной температуре

$$\frac{\Delta t_o}{\Delta t} = \frac{Q_o}{Q_p} \text{ и } \frac{\Delta t_п}{\Delta t} = \frac{Q_п}{Q_p}.$$

С помощью графика рис. 4-30 легко установить режим давления пара в отборах теплофикационных турбин и подсчитать годовой отпуск тепла из отборов турбин и пиковых котлов.

4-10. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ТЭЦ И ПИКОВЫХ КОТЕЛЬНЫХ

В последние годы в районах теплофикации вступают в работу мощные водогрейные пиковые котельные, предназначенные для покрытия пиковой части сезонной тепловой нагрузки.

В районах, где сооружаемые здания должны вступить в эксплуатацию до ввода в действие ТЭЦ, пиковые котельные могут явиться временно основным источником теплоснабжения, поскольку их сооружение требует меньших капиталовложений и может быть проведено в более короткие сроки, чем строительство ТЭЦ. После ввода в работу ТЭЦ эти котельные должны быть использованы по основному назначению — для покрытия пиковых тепловых нагрузок.

В зависимости от территориального размещения и сроков сооружения ТЭЦ и потребителей пиковые котельные могут быть размещены на территории ТЭЦ или в районах теплopotребления.

На рис. 4-31 показана принципиальная схема включения ТЭЦ и пиковых котельных.

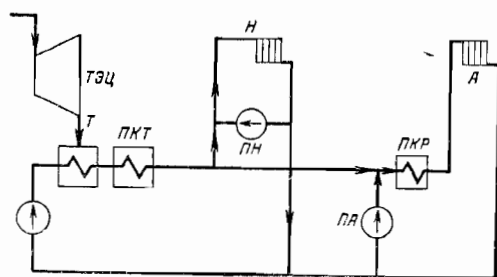


Рис. 4-31. Схема включения ТЭЦ и пиковых котельных.

В общем случае в районе имеются два источника теплоснабжения: ТЭЦ и пиковая котельная района ПКР. К воде, циркулирующей в тепловой сети, тепло подводится на ТЭЦ из отборов теплофикационных турбин T и от пиковой котельной, расположенной на ТЭЦ, — ПКТ.

Сетевые подогреватели, питаемые из отборов теплофикационных турбин, и пиковая котельная ТЭЦ включены последовательно.

Тепловые потребители, расположенные между ТЭЦ и пиковой котельной, снабжаются теплом из подающей магистрали сети, температура в которой определяется режимом подогрева на ТЭЦ. Эти потребители в дальнейшем будут называться неавтономными H . В случае, когда график температур воды, поступающей от ТЭЦ, не соответствует режиму теплоснабжения неавтономных абонентов, в системе распределения тепла должна быть установлена насосная подстанция ПН, при помощи которой может корректироваться температурный график этих абонентов. Часть воды поступает к автономным абонентам A , включенным в систему теплоснабжения через пиковую котельную района.

Для того чтобы в системе теплоснабжения автономных абонентов мог поддерживаться стабильный гидравлический режим, в месте присоединения магистральных тепловых сетей к пиковой котельной района должна быть установлена насосная подстанция ПА.

На рис. 4-32 приведены график отопительно-бытовой тепловой на-

грузки $Q = f(t_n)$ и характер его покрытия различными тепловыми источниками.

Тепловая мощность отборов теплофикационных турбин на ТЭЦ равна Q'_o . За счет тепла из отборов турбин удовлетворяется базовая часть теплового графика. При наружной температуре ниже $t_{на}$ в дополнение к отборам турбин в работу включают пиковые котельные.

В первую очередь начинает работать пиковая котельная ТЭЦ. При наружной температуре $t'_{но}$ тепловое потребление района равно тепловой мощности ТЭЦ $Q'_т$, которая складывается из тепловой мощности отборов Q'_o и тепловой мощности пиковой котельной ТЭЦ $Q'_{п.т}$:

$$Q'_т = Q'_o + Q'_{п.т} \quad (4-128)$$

При наружных температурах ниже $t'_{но}$ тепловое потребление района превышает тепловую мощность ТЭЦ и в работу включается пиковая котельная района.

При расчетной наружной температуре $t'_н$ тепловое потребление района $Q'_р$ равно суммарной тепловой мощности ТЭЦ и пиковой котельной района:

$$Q'_р = Q'_т + Q'_{п.р} = Q'_o + Q'_{п.т} + Q'_{п.р} = Q'_o + Q'_п, \quad (4-129)$$

где $Q'_п$ — суммарная пиковая мощность.

Для установления закономерностей, характеризующих эффективность совместной работы ТЭЦ и пиковых котельных, необходимо

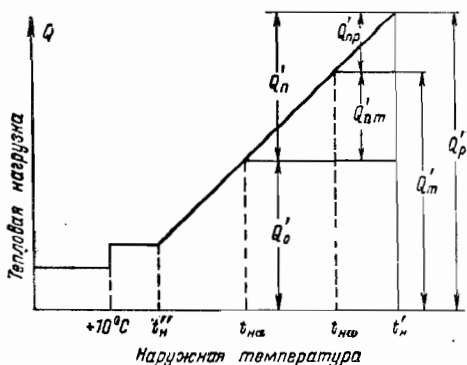


Рис. 4-32. График тепловой нагрузки.

установить некоторые общие показатели [Л. 168]. Один из таких показателей — теплофикационный коэффициент района α_p уже приводился [формула (4-127)]. Рассмотрим другие показатели.

Теплофикационный коэффициент ТЭЦ — отношение тепловой мощности отборов к расчетной тепловой нагрузке ТЭЦ:

$$\alpha_T = \frac{Q'_o}{Q'_T}. \quad (4-130)$$

Пиковый коэффициент ТЭЦ — отношение мощности пиковой котельной ТЭЦ к суммарной пиковой мощности:

$$\omega_T = \frac{Q'_{п.Т}}{Q'_П}. \quad (4-131)$$

Пиковый коэффициент района — отношение мощности пиковой котельной района к суммарной пиковой мощности:

$$\omega_P = \frac{Q'_{п.Р}}{Q'_П}. \quad (4-132)$$

Естественно, что

$$\omega_T + \omega_P = 1.$$

Доля суммарной тепловой нагрузки удовлетворяемая от ТЭЦ

$$\varphi_T = \frac{Q'_T}{Q'_P} = \frac{\alpha_P}{\alpha_T}, \quad (4-133)$$

от пиковой котельной района

$$\varphi_P = \frac{Q'_{п.Р}}{Q'_P} = 1 - \frac{\alpha_P}{\alpha_T}. \quad (4-134)$$

Теплофикационный коэффициент ТЭЦ связан с теплофикационным коэффициентом района и пиковым коэффициентом ТЭЦ следующим соотношением:

$$\alpha_T = \frac{Q'_o}{Q'_T} = \frac{\alpha_P}{\alpha_P + \omega_T(1 - \alpha_P)}. \quad (4-135)$$

Как следует из формулы (4-135), при $\omega_T = 1$, $\alpha_T = \alpha_P$; при $\omega_T = 0$, $\alpha_T = 1$; при $\alpha_P = 1$, $\alpha_T = 1$.

Из формулы (4-135) легко установить зависимость ω_T от α_T и α_P :

$$\omega_T = \frac{\alpha_P(1 - \alpha_T)}{\alpha_T(1 - \alpha_P)}. \quad (4-136)$$

При наружных температурах выше $t_{нo}$ вся тепловая нагрузка района удовлетворяется целиком от ТЭЦ и теплофикационное оборудование работает по обычному режиму. При наружных температурах ниже $t_{нo}$ режим работы несколько усложняется, поскольку удовлетворение теплового потребления района производится одновременно от двух источников — ТЭЦ и пиковой котельной района. На этом диапазоне наружных температур принципиально применимы два режима совместной работы ТЭЦ и пиковых котельных: а) количественно-качественный и б) качественный.

Рассмотрим режимы совместной работы ТЭЦ и пиковых котельных.

А. Количественно-качественный режим

При количественно-качественном режиме совместной работы ТЭЦ и пиковых котельных расход сетевой воды, подаваемой от ТЭЦ, снижается по мере понижения наружной температуры с тем, чтобы выдержать или максимально приблизиться к расчетному графику температур, принятому для данного района. В этом случае упрощается теплоснабжение неавтономных абонентов. Если на диапазоне наружных температур $t_{нo} \div t'_{н}$ на ТЭЦ выдерживается расчетный график температур для района, то неавтономные абоненты присоединяются к тепловой сети без насосных подстанций ПН. Удельный расход воды на 1 Гкал/ч расчетной тепловой нагрузки в разводящих тепловых сетях неавтономных абонентов совпадает в этом случае с удельным расходом воды в магистральных сетях. Однако работа на пониженном расходе воды в диапазоне $t_{нo} \div t'_{н}$ при заданном значении Q'_T отпуска тепла от ТЭЦ приводит к необходимости повышения температуры подогрева воды, а значит, и давления в отборах теплофикационных турбин. В ре-

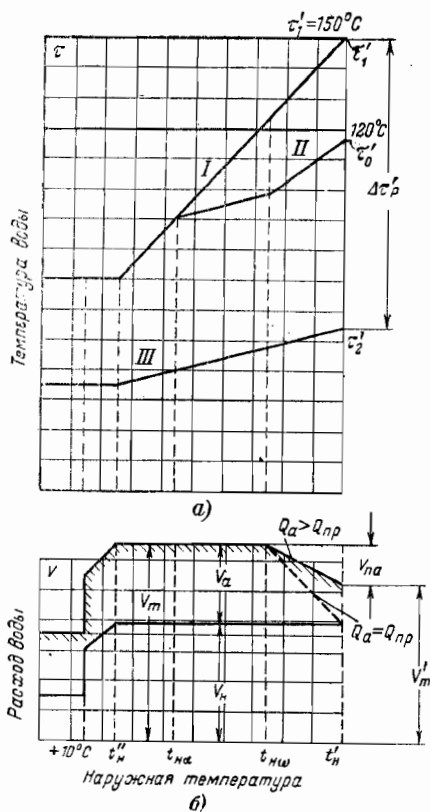


Рис. 4-33. Количественно-качественный режим совместной работы ТЭЦ и пиковых котельных.

а — температурный режим; б — гидравлический режим.

Температура воды: I — в подающей линии сети; II — после теплофикационных подогревателей; III — в обратной линии сети.

зультате несколько уменьшается теплофикационная выработка на базе теплового потребления.

На рис. 4-33 показаны графики температур а и расхода воды б при применении в диапазоне $t_{н\omega} \rightarrow t'_{н}$ количественно-качественного режима.

При наружных температурах выше $t_{н\omega}$ от ТЭЦ в тепловую сеть поступает расход сетевой воды, равный $V_{т}$. Этот расход воды распределяется между неавтономными и автономными абонентами (рис. 4-31:

$$V_{т} = V_{н} + V_{а}.$$

В диапазоне наружных температур $t_{н\omega} \rightarrow t'_{н}$ расход воды, подаваемой с ТЭЦ, непрерывно снижается, поскольку отпуск тепла от ТЭЦ остается постоянным и равным $Q'_{т}$, а перепад температур воды

на ТЭЦ ($\tau_1 - \tau_2$) увеличивается. Минимальная подача воды от ТЭЦ, равная $V'_{т}$, имеет место при расчетной наружной температуре $t'_{н}$. Этот расход воды меньше суммарного расчетного расхода воды у абонентов. Для обеспечения при этом режиме расчетного расхода воды у всех абонентов в системе теплоснабжения автономных абонентов должна быть включена насосная подстанция ПА (рис. 4-31) производительностью $V_{п.а}$ (рис. 4-33).

Подача воды неавтономным абонентам на всем диапазоне $t_{н\omega} \rightarrow t'_{н}$ остается постоянной и равной расчетному расходу воды у этих абонентов $V_{н}$. Температурный и гидравлический режимы системы, показанные на рис. 4-33, могут быть реализованы не во всех случаях. Для реализации этих режимов необходимо, чтобы структура источников теплоснабжения удовлетворяла определенным требованиям.

Расчетный график температур на ТЭЦ может быть выдержан только в том случае, когда располагаемая пиковая котельная мощность ТЭЦ достаточна для подогрева сетевой воды от ее максимальной температуры после теплофикационных подогревателей τ'_0 до расчетной температуры воды в тепловой сети τ'_1 .

Исходя из указанных соображений, легко вывести выражение для критического (предельного) значения $\alpha^*_{т}$, при котором удовлетворяется это требование:

$$\alpha^*_{т} = \frac{\tau'_0 - \tau'_2}{\tau'_1 - \tau'_2}, \quad (4-137)$$

где τ'_1 и τ'_2 — расчетные температуры воды в подающей и обратной линиях тепловой сети;

τ'_0 — максимальная температура подогрева воды паром из отбора турбин.

Расчетный график температур на ТЭЦ может быть выдержан только при $\alpha_{т} \leq \alpha^*_{т}$.

Аналогично на основе формулы (4-136) может быть составлено

выражение для критического значения ω^*_T :

$$\omega^*_T = \frac{\alpha_p (1 - \alpha^*_T)}{\alpha^*_T (1 - \alpha_p)}. \quad (4-138)$$

Расчетный график температур на ТЭЦ может быть реализован только при $\omega_T \geq \omega^*_T$.

Б. Качественный режим

При качественном режиме совместной работы ТЭЦ и пиковых котельных расход сетевой воды на ТЭЦ поддерживается постоянным, но усложняется присоединение к тепловой сети неавтономных абонентов из-за необходимости сооружения насосных подстанций ПН. Кроме того, удорожается разводящая тепловая сеть неавтономных абонентов в связи с тем, что снижается расчетная температура воды в сети. Однако при этой системе регулирования выработка электрической энергии на базе теплового потребления получается наибольшей.

На рис. 4-34 приведены графики температур и расхода воды при качественном режиме совместной работы ТЭЦ и пиковых котельных на диапазоне наружных температур $t''_H \div t'_H$.

Так как максимальная температура подогрева воды на ТЭЦ $t'_{1H} < t'_1$, то распределительные тепловые сети неавтономных абонентов должны быть рассчитаны на пониженный график температур, т. е. на повышенный удельный расход сетевой воды.

Расчетный перепад температур в распределительных сетях неавтономных абонентов, равный расчетному перепаду температур воды на ТЭЦ, может быть определен из формулы

$$\frac{\Delta t'_{1H}}{\Delta t'_p} = \varphi_T = \frac{\alpha_p}{\alpha_T}. \quad (4-139)$$

Так как в диапазоне наружных температур $t''_H - t'_H$, т. е. в течение большей части отопительного периода, график температур воды в магистральных тепловых сетях не совпадает с расчетным графиком температур тепловых сетей неавто-

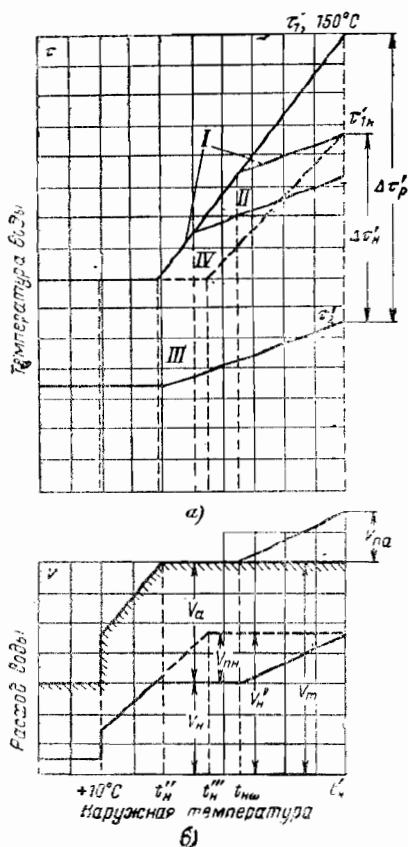


Рис. 4-34. Качественный режим совместной работы ТЭЦ и пиковых котельных.

а — температурный режим; б — гидравлический режим.

Температура воды: I — в подающей магистрали; II — после теплофикационных подогревателей; III — в обратной линии; IV — в распределительных сетях неавтономных абонентов.

номных абонентов, то для корректировки графика температур в распределительных сетях неавтономных абонентов должна быть включена в работу насосная подстанция ПН (рис. 4-31). Эта подстанция должна работать при переменном режиме.

Поскольку на диапазоне наружных температур $t''_H \div t'_H$ подача воды из магистральных тепловых сетей в распределительные сети неавтономных абонентов возрастает от V_H до V'_H , а подача воды от ТЭЦ остается постоянной и равной V_T , то для обеспечения в этом диапазоне постоянного расхода воды в тепловых сетях автономных абонентов должна быть включена насосная подстанция ПА (рис. 4-31).

Рекомендуемые режимы совместной работы ТЭЦ и пиковых котельных

Анализ возможных режимов совместной работы ТЭЦ и пиковых котельных района приводит к следующим выводам.

При отсутствии неавтономных абонентов ($Q_n=0$) наиболее простое и экономичное решение как по начальным затратам и эксплуатационным расходам по транспорту тепла, так и по энергетическим показателям ТЭЦ дает применение качественного режима.

При малой доле тепловой нагрузки неавтономных абонентов качественный режим имеет преимущество по производительности насосных подстанций и энергетическим показателям ТЭЦ, но требует несколько больших затрат на сооружение тепловых сетей неавтономных абонентов.

При большой доле тепловой нагрузки неавтономных абонентов, что характерно для большинства районов сооружаемых мощных ТЭЦ, преимущество по начальным затратам в тепловые сети и насосные подстанции и эксплуатационным расходам по транспорту тепла имеет количественно-качественный режим.

Особенно упрощается применение количественно-качественного режима при размещении на ТЭЦ доли пиковой мощности $\omega_T > \omega^*_{\tau}$.

Пример 4-11. Расчетное тепловое потребление района $Q'_p=200$ Гкал/ч. Тепловая нагрузка района должна удовлетворяться от ТЭЦ и от пиковой котельной района. На ТЭЦ установлена теплофикационная турбина Т-50-130, тепловая мощность отборов турбины $Q'_o=90$ Гкал/ч. Максимальное давление пара в отборах турбины 2,5 ата. Максимальная температура подопреда сетевой воды паром из отбора $t'_{o'}=120^\circ\text{C}$. Расчетные температуры воды в тепловой сети района: $t'_1=150^\circ\text{C}$; $t'_2=60^\circ\text{C}$. На диапазоне наружных температур $t_{\text{нв}} \div t'_{\text{н}}$ осуществляется количественно-качественный режим совместной работы ТЭЦ и пиковой котельной.

При каком распределении пиковой котельной мощности между ТЭЦ и районом можно реализовать на ТЭЦ расчетный график температур?

Решение.

1. Находим критическое значение α^*_{τ} по формуле (4-137):

$$\alpha^*_{\tau} = \frac{120 - 60}{150 - 60} = 0,67.$$

2. Находим критическое значение ω^*_{τ} по формуле (4-138):

$$\omega^*_{\tau} = \frac{0,45 \cdot 0,33}{0,67 \cdot 0,55} = 0,4;$$

$$\alpha_p = \frac{Q'_o}{Q'_p} = \frac{90}{200} = 0,45.$$

3. Пиковая котельная мощность на ТЭЦ

$$Q'_{\text{п.т}} \geq \omega^*_{\tau} Q'_p = 0,4 \cdot 110 = 44 \text{ Гкал/ч.}$$

4. Суммарная пиковая котельная мощность

$$Q'_{\text{п}} = Q'_p - Q'_o = 200 - 90 = 110 \text{ Гкал/ч.}$$

5. Мощность пиковой котельной в районе

$$Q'_{\text{п.р}} \leq (1 - \omega^*_{\tau}) Q'_{\text{п}} = 0,6 \cdot 110 = 66 \text{ Гкал/ч.}$$

ГЛАВА ПЯТАЯ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

5-1. ЗАДАЧА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

Гидравлический расчет является одним из важнейших разделов проектирования и эксплуатации тепловой сети.

В задачу гидравлического расчета входит:

1) определение диаметров трубопроводов;

2) определение падения давления (напора);

3) установление величин давлений (напоров) в различных точках сети;

4) увязка всех точек системы при статическом и динамическом режимах с целью обеспечения допустимых давлений и требуемых напоров в сети и абонентских системах.

В некоторых случаях может быть поставлена также задача определения пропускной способности трубопроводов при известном их диаметре и заданной потере давления.

Результаты гидравлического расчета дают исходный материал для решения следующих задач:

1) определения капиталовложений, расхода металла (труб) и основного объема работ по сооружению тепловой сети;

2) установления характеристик циркуляционных и подпиточных насосов, количества насосов и их размещения;

3) выяснения условий работы тепловой сети и абонентских систем и выбора схем присоединения абонентских установок к тепловой сети;

4) выбора авторегуляторов для тепловой сети и абонентских вводов;

5) разработки рациональных режимов эксплуатации.

Для проведения гидравлического расчета должны быть заданы схема и профиль тепловой сети, указаны размещение станции и потребителей и расчетные нагрузки.

5-2. СХЕМЫ И КОНФИГУРАЦИИ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Схема тепловой сети определяется размещением теплоэлектроцентралей и тепловых потребителей, характером теплового потребления и родом теплоносителя.

Основные принципы, которыми следует руководствоваться при выборе схемы, — это надежность и экономичность.

Если теплоносителем является пар, то наиболее экономичным и в то же время достаточно надежным решением является прокладка одноконтурного паропровода.

Необходимо иметь в виду, что дублирование сетей приводит к значительному возрастанию стоимости их и расхода материалов, в первую очередь стальных трубопроводов. При укладке вместо одного трубопровода, рассчитанного на 100% нагрузки, двух параллель-

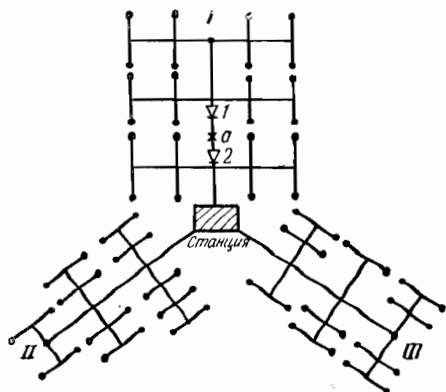


Рис. 5-1. Радиальная тепловая сеть.

ных, рассчитанных каждый на 50% нагрузки, поверхность трубопроводов возрастает на 56%. Соответственно возрастают расход металла и начальная стоимость сети. Вопроса о дублировании водяных сетей обычно не возникает, так как потребители, удовлетворяемые от водяных сетей, допускают благодаря аккумулялирующей способности своих систем кратковременные остановки в подаче тепла (8—12 ч), могущие вызываться аварийными обстоятельствами. При выборе конфигурации сетей следует, как правило, стремиться к получению наиболее простых решений и минимальной протяженности теплопроводов.

При проектировании сетей от одного источника теплоснабжения рекомендуется, как правило, выбрать простую радиальную сеть с постепенным уменьшением диаметра по мере удаления от станции и снижения тепловой нагрузки (рис. 5-1). Такая сеть является наиболее дешевой по начальным затратам, требует наименьшего расхода металла на сооружение и весьма проста в эксплуатации.

Основным недостатком радиальных сетей принято считать отсутствие резервирования. Действительно, при аварии на одной из магистралей радиальной тепловой сети прекращается теплоснабжение потребителей, расположенных за местом аварии. Например, при аварии в точке а на радиальной магистрали I прекращается питание всех

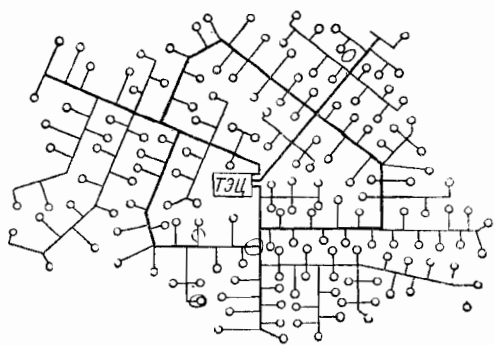


Рис. 5-2. Радиальные тепловые сети с соединительным кольцом.

потребителей, расположенных по ходу тепла после точки *a*. Если происходит авария на магистрали вблизи станции, то прекращается теплоснабжение всех потребителей, присоединенных к магистрали.

Для резервирования теплоснабжения необходимо сооружение перемычек повышенного диаметра, соединяющих середины или конечные точки радиальных магистралей (рис. 5-2). В результате образуется кольцевая сеть. Диаметры радиальных магистралей на участках от ТЭЦ до точек соединения с перемычкой должны быть выбраны с расчетом на резервирование. Такая кольцевая сеть значительно дороже радиальной, а потому редко применяется.

Основное преимущество кольцевой сети по сравнению с радиальной — резервирование теплоснабжения — реализуется очень редко, так как при грамотном проектировании, добросовестном монтаже и правильной эксплуатации тепловые сети работают безаварийно. Поэтому большие дополнительные затраты на кольцевые сети при теплоснабжении района от одной ТЭЦ себя не оправдывают.

Значительно меньшие капитальные затраты требуются в том случае, когда перемычки между магистралями рассчитываются только на резервирование летней нагрузки горячего водоснабжения. В этом случае, как правило, не требуется увеличения диаметров радиальных магистралей. Наличие таких перемычек позволяет обеспечить бесперебойную подачу тепла на горячее водоснабжение в период летнего ремонта сети, так как при ремонте начальных участков одной магистрали подача тепла на горячее водоснабжение может осуществляться по перемычке от смежной магистрали. Такие перемычки целесообразно предусматривать в городах с развитой нагрузкой горячего водоснабжения.

Другие условия имеют место при теплоснабжении крупных городов от нескольких ТЭЦ. В этом случае, как правило, целесообразно сооружение блокировочных связей между отдельными теплоэлектроцентралями или кольцевых линий, соединяющих основные магистрали всех ТЭЦ (рис. 5-3), так как такое решение позволяет уменьшить суммарный котельный резерв на ТЭЦ и увеличить степень использования наиболее экономичного оборудования в системе. Дополнительные расходы, связанные в этом случае с сооружением кольца, приводят к снижению начальных затрат по сооружению теплоэлектроцентралей.

При разработке схемы сети необходимо тщательно продумать распределение запорных органов. Каждая задвижка или вентиль должны иметь определенное назначение. Как правило, задвижки или вентили устанавливаются на всех магистралях тепловой сети на выводах со станции, и кроме того, через определенные интервалы по длине магистрали.

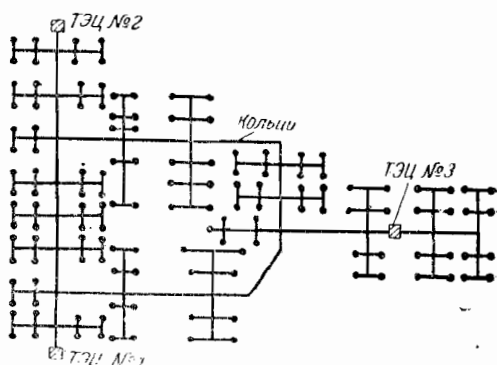


Рис. 5-3. Кольцевая тепловая сеть от трех теплоэлектроцентралей.

На длинных водяных транзитных магистралях, не имеющих ответвлений, задвижки могут устанавливаться через 2—3 км. Этими задвижками длинные магистрали делятся на секции. Секционирование магистралей уменьшает потерю воды из тепловой сети при аварии, так как место аварии локализуется секционными задвижками. Благодаря уменьшению потерь воды облегчается пуск сети в работу после ликвидации аварии.

В секционировании транзитных паровых магистралей нет необходимости, так как весовое количество пара, требующееся для заполнения длинных паропроводов, незначительно.

На разветвленных магистралях задвижки устанавливаются через одно или два ответвления в зависимости от их расчетных нагрузок. Как правило, задвижки или вентили устанавливаются на всех ответвлениях в точках присоединения к магистралям. Желательно, чтобы задвижками были защищены ответвления ко всем крупным абонентам.

На каждом ответвлении, как правило, устанавливаются две задвижки: одна — в точке присоединения к ответвлению, другая — на абонентском вводе. Исключением являются лишь очень короткие линии (меньше 25—30 м), на которых можно ограничиться установкой задвижек только на абонентском вводе.

5-3. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

Падение давления в горизонтальном трубопроводе может быть представлено как сумма двух слагаемых: линейного падения и падения в местных сопротивлениях

$$\Delta p = \Delta p_{\text{л}} + \Delta p_{\text{м}}, \quad (5-1)$$

где $\Delta p_{\text{л}}$ — линейное падение давления;

$\Delta p_{\text{м}}$ — падение давления в местных сопротивлениях.

Линейное падение $\Delta p_{\text{л}}$ представляет собой падение давле-

ния на прямолинейных участках трубопровода. Падение давления в местных сопротивлениях $\Delta p_{\text{м}}$ — это падение давления в арматуре (вентильях, задвижках, кранах и т. д.) и других элементах оборудования, не разнесенных равномерно по длине трубопровода (отводах, коленах, шайбах, переходах и т. п.).

Линейное падение давления. Линейное падение давления в трубопроводе определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{л}} = R_{\text{л}} l, \quad (5-2)$$

где $\Delta p_{\text{л}}$ — линейное падение давления на участке, кг/м^2 или н/м^2 ;

$R_{\text{л}}$ — удельное линейное падение давления, т. е. линейное падение на единицу длины трубопровода, $\text{кг/м}^2 \cdot \text{м}$ или $\text{н/м}^2 \cdot \text{м}$;

l — длина трубопровода, м.

Исходной зависимостью для определения удельного линейного падения давления в трубопроводе является уравнение Д'Арсси, имеющее следующий вид:

В системе МКГСС

$$R_{\text{л}} = \lambda \frac{w^2}{2g} \frac{\gamma}{d} = 0,8125\lambda \frac{B^2}{gd^5\gamma}, \quad \text{кг/м}^2 \cdot \text{м}. \quad (5-3a)$$

В системе СИ

$$R_{\text{л}} = \lambda \frac{w^2}{2} \frac{\rho}{d} = 0,8125\lambda \frac{G^2}{d^5\rho}, \quad \text{н/м}^2 \cdot \text{м}. \quad (5-3б)$$

Здесь λ — коэффициент гидравлического трения (безразмерная величина);

w — скорость движения теплоносителя, м/сек ;

g — ускорение свободно падающего тела, $9,81 \text{ м/сек}^2$;

γ — удельный вес транспортируемой среды, кг/м^3 .

ρ — плотность (удельная масса), кг/м^3 ;

d — внутренний диаметр трубы, м;

B — весовой расход теплоносителя, кг/сек ;

G — массовый расход теплоносителя, кг/сек .

Следует иметь в виду, что весовой расход B , кг/сек , и удельный вес γ , кг/м^3 , в системе МКГСС численно равны массовому расходу G , кг/сек , и плотности ρ , кг/м^3 , в системе СИ.

В области ламинарного движения коэффициент гидравлического трения λ независимо от характера внутренней поверхности трубопровода может быть определен по формуле Пуазейля

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (5-4)$$

Критерий Рейнольдса $\text{Re} = \frac{wd}{\nu}$, где ν — кинематическая вязкость транспортируемой среды, $\text{м}^2/\text{сек}$. Значения кинематической вязкости воды и пара приведены в приложениях 9 и 10. Если подставить приведенное выше значение λ в формулу Д'Арси, то получится следующее выражение для удельного линейного падения давления при ламинарном движении:

$$\begin{aligned} R_{\lambda} &= 64\nu \frac{w}{2g} \cdot \frac{\gamma}{d^2} (\text{кг/м}^2 \cdot \text{м}) = \\ &= 40,8\nu \frac{B}{gd^4} (\text{кг/м}^2 \cdot \text{м}) = \\ &= 40,8\nu \frac{G}{d^4}, \text{ н/м}^2 \cdot \text{м}. \end{aligned} \quad (5-5)$$

Как видно из выражения (5-5), удельное падение давления при ламинарном движении пропорционально первой степени расхода и обратно пропорционально диаметру трубопровода в четвертой степени.

В технике теплоснабжения ламинарная форма движения встречается довольно редко. Ламинарное движение имеет место в пленочных теплообменниках при стекании воды или конденсатной пленки под действием силы тяжести; в трубчатых теплообменниках — при малых скоростях движения теплоносителя по трубкам.

При транспорте тепла, как правило, имеет место турбулентное

движение теплоносителя по трубопроводам. В области турбулентного движения закономерность изменения коэффициента гидравлического трения зависит от характера внутренней поверхности трубопровода.

Блазиус путем обработки многочисленных экспериментальных данных установил следующее выражение для коэффициента гидравлического трения λ в гладких трубах при турбулентном движении для значений критерия Рейнольдса ниже 100 000:

$$\lambda = 0,3164 \text{Re}^{-0,25}. \quad (5-6)$$

Последующие проверки показали, что формула Блазиуса дает особенно точные результаты при значениях критерия Рейнольдса от 10 тыс. до 100 тыс. При значениях $\text{Re} > 100$ тыс. формула Блазиуса дает заниженные значения коэффициента гидравлического трения λ . В этой области более точные значения дает формула, предложенная Никурадзе,

$$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{\text{Re}^{0,237}}. \quad (5-7)$$

Для расчета коэффициента гидравлического трения гладких труб при $\text{Re} > 10$ тыс. можно также пользоваться формулой А. Д. Альтшуля [Л. 6], дающей близкое совпадение с формулой Блазиуса при $\text{Re} \leq 100$ тыс. и с формулой Никурадзе при $\text{Re} \geq 100$ тыс.

$$\lambda = \frac{1}{(1,82 \lg \text{Re} - 1,64)^2}. \quad (5-8)$$

Если подставить уравнение Блазиуса в формулу Д'Арси, то получится следующее выражение для удельного линейного падения давления в гладких трубах при турбулентном движении:

$$\begin{aligned} R_{\lambda} &= 0,3164\nu^{0,25} \frac{w^{1,75}}{2gd^{1,25}} (\text{кг/м}^2 \cdot \text{м}) = \\ &= 0,2425\nu^{0,25} \frac{B^{1,75}}{gd^{1,75}\gamma^{0,75}} (\text{кг/м}^2 \cdot \text{м}) = \\ &= 0,2425\nu^{0,25} \frac{G^{1,75}}{d^{4,75}\rho^{0,75}}, \text{ н/м}^2 \cdot \text{м}. \end{aligned} \quad (5-9)$$

Как видно из формулы (5-9), удельное линейное падение давле-

ния в гладких трубах при турбулентном движении пропорционально расходу в степени 1,75 и обратно пропорционально диаметру в степени 4,75.

На рис. 5-4 показана зависимость коэффициента трения гладких труб от критерия Re .

Гладкие трубы в технике теплообеспечения имеют ограниченное применение, встречаясь главным

характеристики поверхности трубопровода. Кроме высоты выступа шероховатости, имеет значение частота выступов — шаг шероховатости, форма выступа и т. д. В настоящее время еще не установлено исчерпывающих показателей, которыми можно было достаточно полно характеризовать поверхности трубопроводов. Можно представить себе два вида шероховатостей —

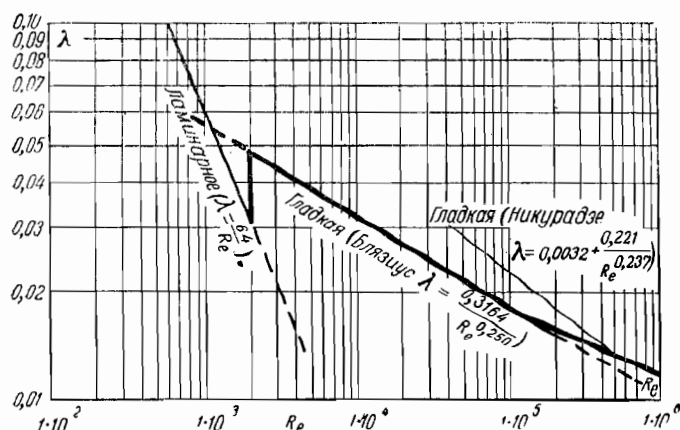


Рис. 5-4. Зависимость коэффициента гидравлического трения гладких труб от критерия Рейнольдса.

образом в теплообменных аппаратах. Основное применение для транспорта тепла имеют шероховатые стальные трубы.

Шероховатую поверхность можно представить состоящей из ряда элементарных выступов высотой k (рис. 5-5). В качестве первого характеристического параметра шероховатости принимают высоту выступа шероховатости, называемую абсолютной шероховатостью стенки. Абсолютная шероховатость большинства работающих стальных трубопроводов составляет в зависимости от технологии изготовления труб и условий эксплуатации от 0,05 до 2 мм. В качестве второго характеристического параметра принимают отношение абсолютной шероховатости к радиусу трубопровода $\frac{k}{r}$, называемое относительной шероховатостью.

Естественно, что величина абсолютной и относительной шероховатостей не дает исчерпывающей

равномерную и неравномерную. При равномерной шероховатости все выступы имеют одинаковые высоту и шаг. При неравномерной шероховатости высота и шаг выступов не

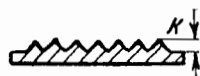


Рис. 5-5. Разрез шероховатой стенки.

постоянны. Стальные, чугунные, бетонные и другие трубы, применяемые в технике, имеют, как правило, неравномерную шероховатость.

На рис. 5-6 приведены результаты исследования стальных труб, проведенного Г. А. Муриным в лаборатории теплофикации ВТИ [Л. 118]. При малых Re коэффициент гидравлического трения λ имеет максимальное значение. С увеличением Re коэффициент гидравлического трения монотонно

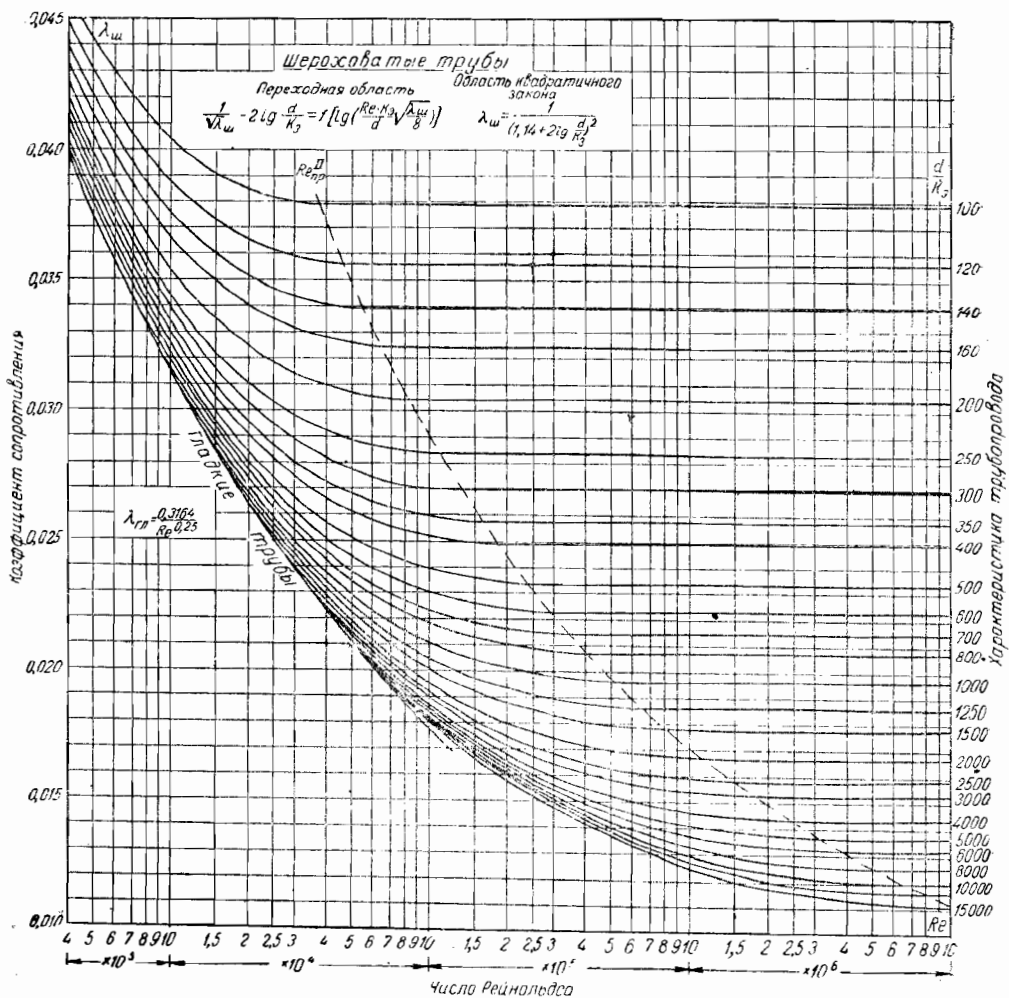


Рис. 5-6. Зависимость коэффициента гидравлического трения стальных труб от числа Рейнольдса и относительной шероховатости стенки.

уменьшается и при некотором значении $Re = Re_{\text{пр}}$ практически достигает минимальной величины. При дальнейшем увеличении Re коэффициент гидравлического трения остается постоянным.

С достаточной для практических расчетов точностью принимают, что в так называемой переходной области, т. е. при $2300 < Re < < Re_{\text{пр}}$ коэффициент гидравлического трения зависит как от эквивалентной относительной шероховатости k_3/r , так и от значения критерия Re , а при $Re > Re_{\text{пр}}$ коэффициент гидравлического трения зависит только от k_3/r и не зависит от критерия Re .

Под эквивалентной относительной шероховатостью

с тью реального трубопровода понимается искусственная относительная равномерная шероховатость цилиндрической стенки, коэффициент гидравлического трения которой в области $Re > Re_{\text{пр}}$ такой же, как и в данном реальном трубопроводе.

Полученная опытным путем зависимость коэффициента гидравлического трения стальных труб от критерия Re и относительной шероховатости хорошо описывается универсальным уравнением, предложенным А. Д. Альтшулем [Л. 6, 73],

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (5.10)$$

При $k_3 = 0$ формула Альтшуля переходит в формулу Блазиуса (5-6).

При $Re = \infty$ формула Альтшуля переходит в формулу проф. Б. Л. Шифринсона [Л. 188, 189]

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_a}{d} \right)^{0,25} \quad (5-11)$$

Поскольку с увеличением критерия Re значение второго слагаемого в скобках в формуле (5-10) резко снижается, то при больших значениях критерия Re расхождение между величинами λ , найденными по формулам Шифринсона и Альтшуля получается незначительным.

Принимая допустимое расхождение в величине коэффициента гидравлического трения по формулам Альтшуля и Шифринсона равным 3%, получаем из условия

$$\frac{\lambda_A}{\lambda_{\text{ш}}} - 1 = 0,03;$$

$$Re_{\text{пр}} = 568 \frac{d}{k_a}, \quad (5-12)$$

где λ_A и $\lambda_{\text{ш}}$ — значения λ по формулам (5-10) и (5-11).

Поэтому при $Re < 568 \frac{d}{k_a}$ коэффициент гидравлического трения должен определяться по формуле Альтшуля (5-10), а при $Re \geq 568 \frac{d}{k_a}$ коэффициент гидравлического трения может определяться по более простой формуле Шифринсона (5-11).

Чем меньше относительная шероховатость, тем больше значение $Re_{\text{пр}}$.

При $Re \geq Re_{\text{пр}}$ имеет практически место квадратичная зависимость падения давления в трубопроводе от расхода.

Из выражения (5-12) может быть получено значение предельной скорости $w_{\text{пр}}$, т. е. скорости потока, при которой наступает область квадратичного закона

$$w_{\text{пр}} = 568 \frac{v}{k_a}, \text{ м/сек.} \quad (5-13)$$

Как видно из выражения (5-13), величина предельной скорости $w_{\text{пр}}$ зависит только от кинематической вязкости жидкости v , эквивалентной шероховатости стенки трубы k_a , и не зависит от диаметра трубы.

Таблица 5-1

Предельная скорость, $w_{\text{пр}}$, м/сек

Теплоноситель	Температура теплоносителя t , °C	Эквивалентная шероховатость, мм			
		0,2	0,5	1,0	2,0
Вода	0	5,1	1,98	1,0	0,5
	50	1,6	0,58	0,29	0,15
	75	1,15	0,46	0,24	0,11
	100	0,86	0,34	0,18	0,086
	150	0,59	0,23	0,12	0,059
Водяной пар, $p=1 \text{ атм}$	100	58	42	11,2	5,8
	150	78	31	15,6	7,8
	200	102	39	20	9,9
Водяной пар, $p=5 \text{ атм}$	160	15,6	6,0	3,4	1,6
	200	19,8	8,1	3,9	2,0
	250	25	9,9	5,0	2,6
Водяной пар, $p=10 \text{ атм}$	180	7,8	3,4	1,7	0,86
	200	9,9	3,9	2,0	0,99
	300	14,1	5,8	2,9	1,45

В табл. 5-1 приведены значения предельной скорости для воды и водяного пара.

Так как в тепловых сетях скорость воды обычно больше 1 м/сек, а скорость пара больше 30 м/сек, то тепловые сети, как правило, работают в квадратичной области.

Вновь смонтированные стальные трубопроводы имеют обычно среднюю абсолютную эквивалентную шероховатость $k_a = 0,0002 \text{ м}$. В процессе эксплуатации шероховатость водяных тепловых сетей и конденсаторов возрастает.

На основе имеющихся материалов гидравлических испытаний тепловых сетей и водопроводов можно рекомендовать следующие значения абсолютной эквивалентной шероховатости для гидравлического расчета тепловых сетей [Л. 161]:

	k_a , м
Паропроводы	$2 \cdot 10^{-4}$
Водяные сети в условиях нормальной эксплуатации	$5 \cdot 10^{-4}$
Конденсаторы	$1 \cdot 10^{-3}$

Формулу (5-3) для линейного падения давления в квадратичной области можно привести к виду, более удобному для практических расчетов и дать в нескольких модификациях для различных задач расчета.

В нижеследующих сводках приведены в двух системах единиц (МКГСС и СИ) формулы для гидравлического расчета шероховатых труб в области квадратичного закона.

Размерности буквенных обозначений в формулах приняты следующие.

В системе МКГСС. Весовой расход B , кг/сек ; удельный вес γ , кг/м^3 ; абсолютная эквивалентная шероховатость k_a и диаметр d , м ; ускорение свободно падающего тела $g=9,81 \text{ м/сек}^2$; удельное линейное падение давления $R_{\text{л}}$, $\text{кг/м}^2 \cdot \text{м}$. Размерности и значения коэффициентов A приведены в табл. 5-2а.

В системе СИ. Массовый расход G , кг/сек , плотность (удельная масса) ρ , кг/м^3 , абсолютная эквивалентная шероховатость k_a и диаметр d , м , удельное линейное падение давления $R_{\text{л}}$, $\text{н/м}^2 \cdot \text{м}$. Размерности и значения коэффициентов A приведены в табл. 5-2б.

Сводка формул для гидравлического расчета стальных трубопроводов в системе МКГСС

Удельное линейное падение давления

$$R_{\text{л}} = A_R \frac{B^2}{\gamma d^{5,25}}, \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м}. \quad (5-14a)$$

Диаметр трубопровода

$$d = A_d \frac{B^{0,38}}{(R_{\text{л}} \gamma)^{0,19}}, \text{ м}. \quad (5-15a)$$

Пропускная способность трубопровода

$$B = A_B (R_{\text{л}} \gamma)^{0,5} d^{2,625}, \text{ кг/сек}. \quad (5-16a)$$

В частном случае для воды при $\gamma = \text{const}$ вышеприведенные формулы удобно записать в виде

$$R_{\text{л}} = A_R^B \frac{B^2}{d^{5,25}}, \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м}; \quad (5-14б)$$

$$d = A_d^B \frac{B^{0,38}}{R_{\text{л}}^{0,19}}, \text{ м}; \quad (5-15б)$$

$$B = A_B^B R_{\text{л}}^{0,5} d^{2,625}, \text{ кг/сек}. \quad (5-16б)$$

Для облегчения гидравлического расчета на рис. 5-7—5-9 приведены номограммы для паровых и водяных сетей.

Сводка формул для гидравлического расчета стальных трубопроводов в системе СИ

Удельное падение давления

$$R_{\text{л}} = A_R \frac{G^2}{\rho d^{5,25}}, \text{ н/м}^2 \cdot \text{м}. \quad (5-17a)$$

Диаметр трубопровода

$$d = A_d \frac{G^{0,38}}{(R_{\text{л}} \rho)^{0,19}}, \text{ м}. \quad (5-18a)$$

Пропускная способность трубопровода

$$G = A_G (R_{\text{л}} \rho)^{0,5} d^{2,625}, \text{ кг/сек}. \quad (5-19a)$$

В частном случае для воды при $\rho = \text{const}$ вышеприведенные формулы удобно записать в виде

$$R_{\text{л}} = A_R^B \frac{G^2}{d^{5,25}}, \text{ н/м}^2 \cdot \text{м}; \quad (5-17б)$$

$$d = A_d^B \frac{G^{0,38}}{R_{\text{л}}^{0,19}}, \text{ м}; \quad (5-18б)$$

$$G = A_G^B R_{\text{л}}^{0,5} d^{2,625}, \text{ кг/сек}. \quad (5-19б)$$

Местное падение давления

При наличии на участке трубопровода ряда местных сопротивлений суммарное падение давления во всех местных сопротивлениях определяется по формуле

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{м}} &= \Sigma \xi \frac{\omega^2}{2g} \gamma (\text{кг/м}^2) = \\ &= 0,8125 \Sigma \xi \frac{B^2}{g \gamma d^5} (\text{кг/м}^2) = \\ &= 0,8125 \Sigma \xi \frac{G^2}{\rho d^5}, \text{ н/м}^2, \end{aligned} \quad (5-20)$$

где $\Sigma \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений, установленных на участке;

ξ — безразмерная величина, зависящая от характера сопротивления.

Если представить прямолинейный трубопровод диаметром d , линейное падение давления на котором равно падению давления в ме-

стных сопротивлений, то длина такого участка трубопровода, называемая эквивалентной длиной местных сопротивлений, может быть, очевидно, найдена из равенства

$$\Delta p_m = R_{\lambda} l_a \quad (5-21)$$

или

$$\Sigma \xi \frac{\omega^2}{2g} \gamma = \lambda \frac{\omega^2}{2g} \frac{\gamma}{d} l_a, \quad (5-22)$$

откуда

$$l_a = \frac{\Sigma \xi d}{\lambda}, \text{ м.} \quad (5-23)$$

При подстановке в выражение (5-23) значения коэффициента гидравлического трения по Шифринсону формула для эквивалентной длины местных сопротивлений приводится к виду

$$l_a = A_l \Sigma \xi d^{1,25}, \text{ м.} \quad (5-24)$$

Как видно из выражения (5-24), эквивалентная длина местных сопротивлений пропорциональна сумме коэффициентов местных сопротивлений в первой степени и диаметру трубопровода в степени 1,25. Объясняется это тем, что удельное линейное падение давления обратно пропорционально диаметру трубопровода в степени 5,25, в то время как падение давления в местных сопротивлениях обратно пропорционально диаметру трубопровода в четвертой степени.

Коэффициенты местных сопротивлений арматуры и фасонных частей приведены в приложении 11.

Сопротивления муфтовых, фланцевых и сварных соединений трубопроводов при правильном выполнении незначительны, поэтому их не следует учитывать отдельно от линейных сопротивлений. Рекомендованные выше значения абсолютной шероховатости учитывают эти сопротивления.

Отношение падения давления в местных сопротивлениях трубопровода к линейному падению в этом трубопроводе называется коэффициентом местных потерь. Нетрудно видеть, что коэффициент местных потерь равен отношению эквивалентной длины

местных сопротивлений к длине трубопровода

$$\alpha = \frac{\Delta p_m}{\Delta p_{\lambda}} = \frac{l_a}{l}. \quad (5-25)$$

Из совместного решения уравнений (5-15), (5-24) и (5-25) выводится формула для определения коэффициента местных потерь по сумме коэффициентов местных сопротивлений и располагаемому перепаду давлений

$$\frac{\alpha}{(1+\alpha)^{0,24}} = \frac{5,05}{k_s^{0,19}} \cdot \frac{\Sigma \xi}{l} \cdot \frac{B^{0,48}}{\left(\frac{\Delta p_{\lambda} g}{l}\right)^{0,24}}. \quad (5-26)$$

В формуле (5-26) коэффициент α дан в неявном виде. Эту формулу можно упростить.

В пределах изменения α от 0,1 до 0,6 можно с точностью до 5% принять $(1+\alpha)^{0,24} = 1,06$.

С учетом указанного допущения получается следующее выражение для расчета коэффициента местных потерь в системе МКГСС:

$$\alpha \approx A_{\alpha} \frac{\Sigma \xi}{l} \sqrt{\frac{B}{\sqrt{\frac{\Delta p_{\lambda}}{l}}}}. \quad (5-27a)$$

В частном случае для воды формулу (5-27a) удобно представить в виде

$$\alpha \approx A_{\alpha}^B \frac{\Sigma \xi}{l} \sqrt{\frac{B}{\sqrt{\frac{\Delta p}{l}}}}. \quad (5-27b)$$

Δp — располагаемый перепад давлений, кг/м^2 .

В системе СИ коэффициент местных потерь определяется по формуле

$$\alpha \approx A_{\alpha} \frac{\Sigma \xi}{l} \sqrt{\frac{G}{\sqrt{\frac{\Delta p_{\lambda}}{l}}}}. \quad (5-28a)$$

В частном случае для воды при $\rho = \text{const}$

$$\alpha = A_{\alpha}^B \frac{\Sigma \xi}{l} \sqrt{\frac{G}{\sqrt{\frac{\Delta p}{l}}}}. \quad (5-28b)$$

Δp — располагаемый перепад давлений, Н/м^2 .

Как видно из выражений (5-27) и (5-28), коэффициент местных потерь α растет пропорционально

Размерности и значения коэффициентов A в системе МКГСС

Обозначение	Размерность	Выражение	$k_9=0,0002 \text{ м}$	$k_9=0,0005 \text{ м}$	$k_9=0,001 \text{ м}$
A_R	$\text{сек}^2/\text{м}^{0,75}$	$0,0894 \frac{k_9^{0,25}}{g}$	$1\,085 \cdot 10^{-6}$	$1\,360 \cdot 10^{-6}$	$1\,625 \cdot 10^{-6}$
A_R^B	$\text{сек}^2 \text{м}^{2,25}/\text{кг}$	$0,0894 \frac{k_9^{0,25}}{g\gamma}$	$1,115 \cdot 10^{-6}$	$1,395 \cdot 10^{-6}$	$1,665 \cdot 10^{-6}$
A_d	$\text{сек}^{0,33}/\text{м}^{0,14}$	$0,63 \frac{k_9^{0,05}}{g^{0,19}}$	0,268	0,281	0,29
A_d^B	$\text{сек}^{0,33} \text{м}^{0,43}/\text{кг}^{0,19}$	$0,63 \frac{k_9^{0,05}}{(g\gamma)^{0,19}}$	$72,3 \cdot 10^{-3}$	$75,7 \cdot 10^{-3}$	$78,3 \cdot 10^{-3}$
A_B	$\text{м}^{0,375}/\text{сек}$	$3,35 \frac{g^{0,5}}{k_9^{0,125}}$	30,3	27	24,7
A_B^B	$\text{кг}^{0,5}/\text{м}^{1,125} \text{ сек}$	$3,35 \frac{(g\gamma)^{0,5}}{k_9^{0,125}}$	946	843	771
A_α	$\text{сек}^{0,43}/\text{м}^{0,43}$	$\frac{5,35}{k_9^{0,19} g^{0,24}}$	15,5	13,1	11,4
A_α^B	$\frac{\text{сек}^{0,43} \text{м}^{0,29}}{\text{кг}^{0,24}}$	$\frac{5,35}{k_9^{0,19} (g\gamma)^{0,24}}$	2,76	2,34	2,04
A_l	$\frac{1}{\text{м}^{0,25}}$	$\frac{9,1}{k_9^{0,25}}$	76,4	60,7	51,1

сумме коэффициентов местных сопротивлений, отнесенных к единице длины трубопровода и корню квадратному из расхода теплоносителя. Этот же коэффициент растет обратно пропорционально корню четвертой степени из произведения падения давления, отнесенного к единице длины трубопровода, на удельный вес или плотность теплоносителя.

При предварительных расчетах, когда характер и расположение местных сопротивлений на трубопроводе не известны, средний коэффициент местных потерь для разветвленной магистрали можно определить по формуле проф. Б. Л. Шифринсона [Л. 188].

$$\alpha = Z \sqrt{G}, \quad (5-29)$$

где G — расход теплоносителя в начале магистрали, т/ч ,

Z — постоянный коэффициент, зависящий от вида теплоносителя.

Для воды $Z=0,01$; для пара $Z=0,05-0,1$.

Суммарное падение давления. Суммарное падение давления в трубопроводе, представляющее собой сумму падений давления — линейного и в местных сопротивлениях, определяется по формуле

$$\Delta p = \Delta p_{\text{л}} + \Delta p_{\text{м}} = \Delta p_{\text{л}} \left(1 + \frac{\Delta p_{\text{м}}}{\Delta p_{\text{л}}} \right) = R_{\text{л}} l (1 + \alpha) = R_{\text{л}} (l + l_{\alpha}), \quad (5-30)$$

откуда

$$R_{\text{л}} = \frac{\Delta p}{l(1 + \alpha)}. \quad (5-31)$$

В нижеследующих табл. 5-2а и 5-2б приведены размерности и значения коэффициентов A в двух системах единиц, соответственно МКГСС и СИ.

При расчете удельный вес воды принят $\gamma = 975 \text{ кг/м}^3$, а плотность ее $\rho = 975 \text{ кг/м}^3$, что соответствует $t = 75^\circ \text{С}$. Размерности $R_{\text{л}}$ и Δp при-

Размерности и значения коэффициентов A в системе СИ

Обозначение	Размерность	Выражение	$k_3=0,0002 \text{ м}$	$k_3=0,0005 \text{ м}$	$k_3=0,001 \text{ м}$
A_R	$M^{0,25}$	$0,0894 k_3^{0,25}$	$10,6 \cdot 10^{-3}$	$13,3 \cdot 10^{-3}$	$15,92 \cdot 10^{-3}$
A_R^B	$M^{3,25}/\kappa\Gamma$	$0,0894 \frac{k_3^{0,25}}{\rho}$	$10,92 \cdot 10^{-6}$	$13,64 \cdot 10^{-6}$	$16,3 \cdot 10^{-6}$
A_d	$M^{0,0475}$	$0,63 k_3^{0,0175}$	0,414	0,435	0,448
A_d^B	$M^{0,82}/\kappa\Gamma^{0,19}$	$0,63 \frac{k_3^{0,0175}}{\rho^{0,19}}$	$111,5 \cdot 10^{-3}$	$117 \cdot 10^{-3}$	$121 \cdot 10^{-3}$
A_G	$M^{-0,125}$	$\frac{3,35}{k_3^{0,125}}$	9,65	8,62	7,89
A_G^B	$\kappa\Gamma^{0,5}/M^{1,625}$	$3,35 \frac{\rho^{0,5}}{k_3^{0,125}}$	302	239	246
A_α	$M^{-0,19}$	$\frac{5,35}{k_3^{0,19}}$	26,8	22,7	19,8
A_α^B	$M^{0,53}/\kappa\Gamma^{0,19}$	$\frac{5,35}{k_3^{0,19} \rho^{0,24}}$	4,81	4,05	3,54
A_l	$M^{-0,25}$	$\frac{9,1}{k_3^{0,25}}$	76,4	60,7	51,1

Таблица 5-3

Коэффициент	Абсолютная шероховатость		
	0,0002 м	0,0005 м	0,001 м
A_R	$0,835 \cdot 10^{-4}$	$1,05 \cdot 10^{-4}$	$1,254 \cdot 10^{-4}$
A_R^B	$8,59 \cdot 10^{-8}$	$10,77 \cdot 10^{-8}$	$12,86 \cdot 10^{-8}$
A_d	0,165	0,173	0,179
A_d^B	0,0445	0,0435	0,0482
A_B	109	97,2	88,9
A_B^B	3 405	3 035	2 775
A_α	8,20	6,92	6,04
A_α^B	1,46	1,24	1,08

няты: в системе МКГСС — $\kappa\Gamma/\text{м}^2 \cdot \text{м}$ и $\kappa\Gamma/\text{м}^2$ в системе СИ — $\text{н}/\text{м}^2 \cdot \text{м}$ и $\text{н}/\text{м}^2$.

Если расход теплоносителя выразить в $\text{т}/\text{ч}$, то коэффициенты A

в формулах (5-14) — (5-16) и (5-27) в системе МКГСС будут иметь численные значения, приведенные в таблице 5-3.

5-4. ПОРЯДОК ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

При гидравлическом расчете трубопроводов обычно заданы расход теплоносителя и суммарное падение давления на участке. Требуется определить диаметр трубопровода. Расчет состоит из двух этапов: предварительного и проверочного.

Предварительный расчет

1. Задаются коэффициентом местных потерь α или определяют его по формулам (5-27) — (5-28).

2. Определяют удельное линейное падение давления по формуле (5-31).

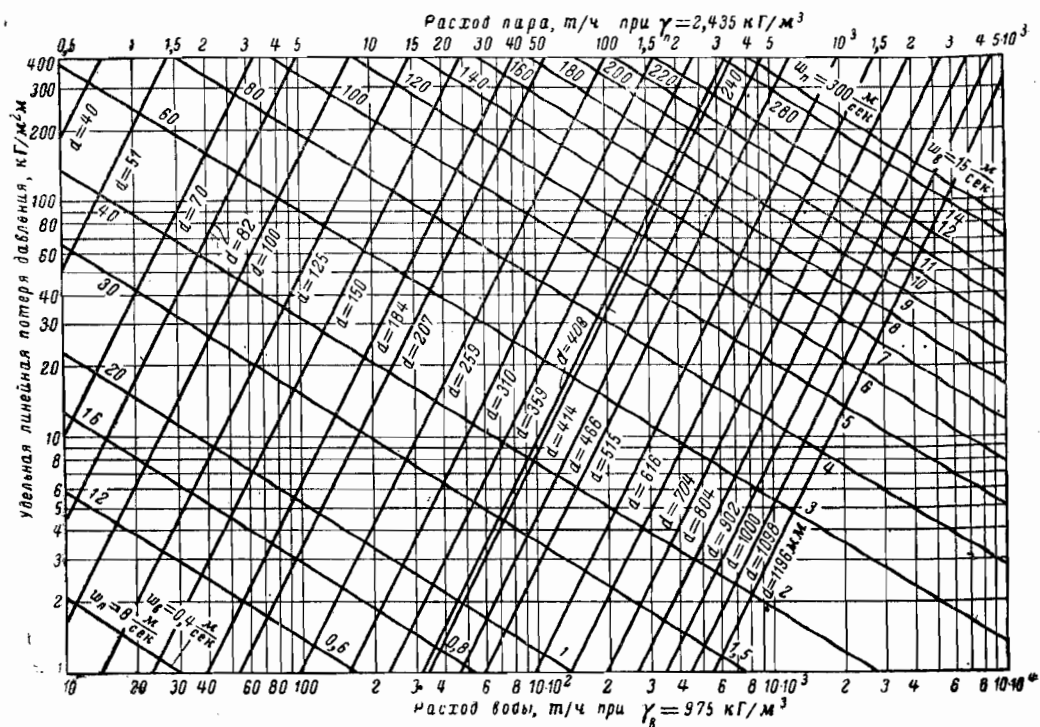


Рис. 5-7. Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов.

$R_2 = 0,2 \text{ мм}$, $\gamma_n = 2,435 \text{ кг/м}^3$; $\gamma_v = 975 \text{ кг/м}^3$. При другом удельном весе пара $R_2 = \frac{2,435}{\gamma_2} R_1$; при другом удельном весе воды $R_2 = \frac{975 R_1}{\gamma_2}$.

3. Определяют средний удельный вес или плотность теплоносителя на участке по формуле

$$\gamma_{\text{ср}} = \frac{\gamma_{\text{нач}} + \gamma_{\text{кон}}}{2} \quad (5-32a)$$

или

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{\rho_{\text{нач}} + \rho_{\text{кон}}}{2} \quad (5-32b)$$

Индексы нач и кон относятся к началу и концу участка. Если теплоноситель — вода, то принимают:

$$\gamma_{\text{ср}} = \gamma_{\text{нач}} = \gamma_{\text{кон}}$$

или

$$\rho_{\text{ср}} = \rho_{\text{нач}} = \rho_{\text{кон}}$$

4. Определяют диаметр трубопровода из предположения его работы в квадратичной области по формулам (5-15) или (5-18).

Проверочный расчет

5. Округляют предварительно рассчитанный диаметр до ближайшего по стандарту.

Таблица стандартных диаметров труб приведена в приложении 12.

6. Определяют критерий Re , сравнивают его со значением предельного критерия $Re_{\text{пр}}$ по формуле (5-12) или определяют скорость теплоносителя в трубопроводе и сравнивают со значением предельной скорости $w_{\text{пр}}$ по формуле (5-13). Устанавливают расчетную область, в которой работает трубопровод.

В том случае, когда трубопровод работает в квадратичной области, определяют линейное удельное падение давления по формулам (5-14) или (5-17).

Определяют эквивалентную длину местных сопротивлений по формуле (5-24).

Определяют суммарное падение давления на участке по формуле (5-30).

Если трубопровод работает в переходной области, то по формуле (5-10) определяют коэффициент гидравлического трения λ , находят по формуле (5-3) удельное линейное падение давления, определяют по формуле (5-23) эквивалентную дли-

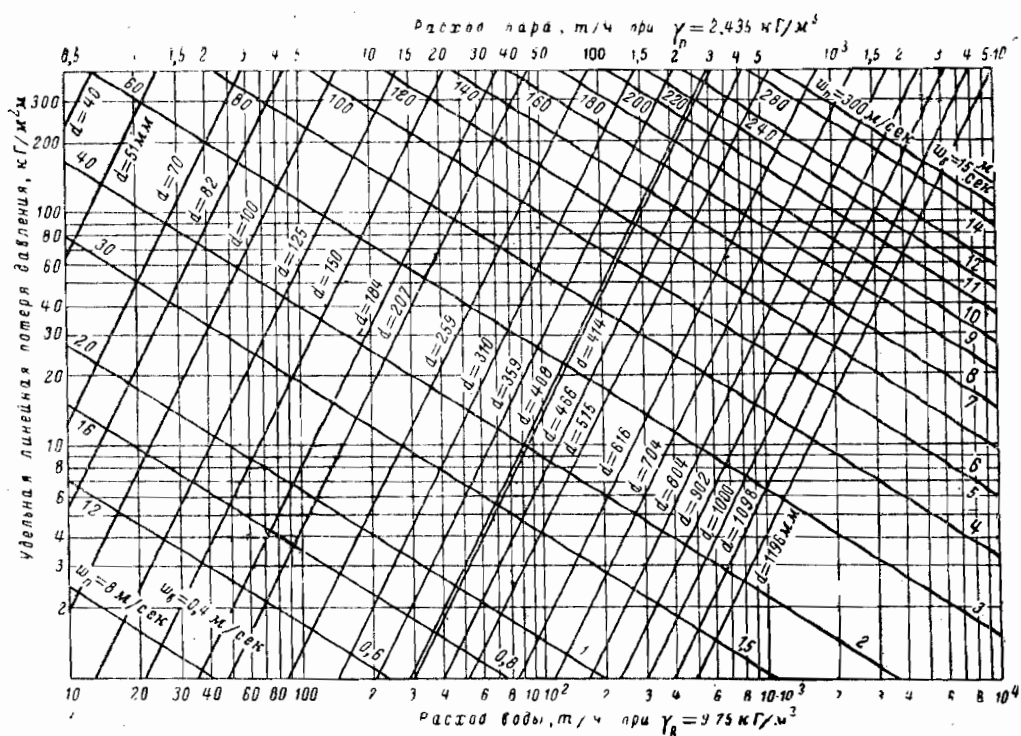
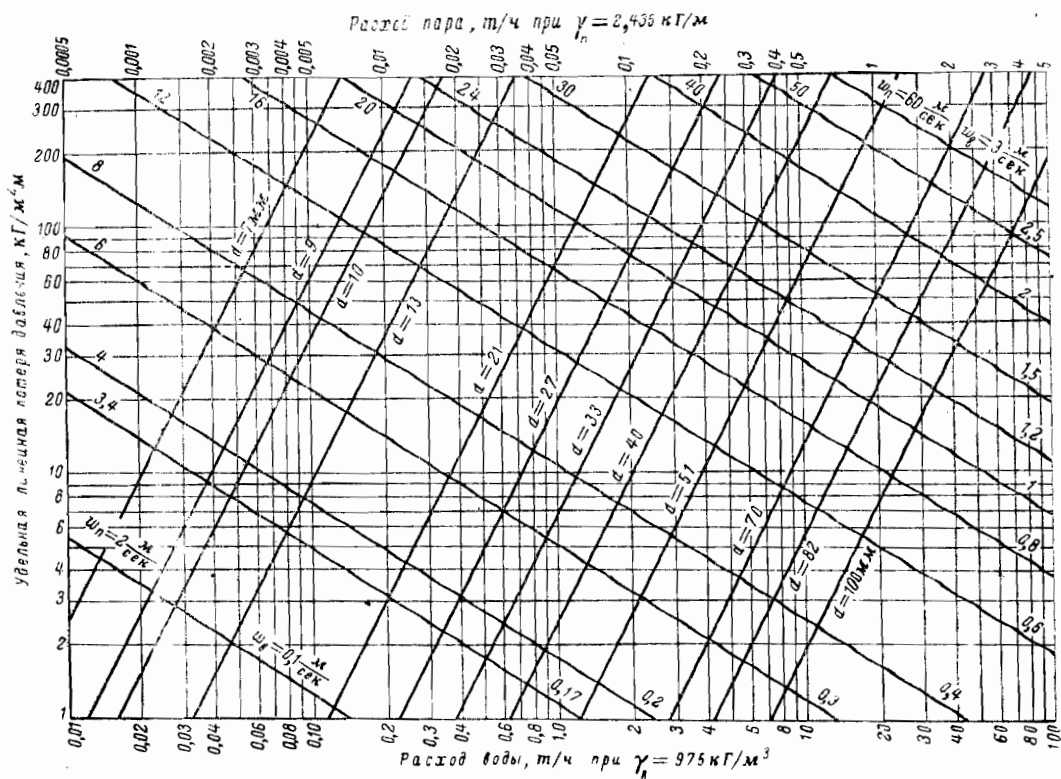


Рис. 5-8. Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов.

($k_g = 0,5 \text{ мм}$, $\gamma_n = 2,435 \text{ кг/м}^3$, $\gamma_v = 975 \text{ кг/м}^3$). При другом удельном весе пара $R_2 = \frac{2,435}{\gamma_n} R_1$; при другом удельном весе воды $R_2 = \frac{975}{\gamma_v} R_1$.

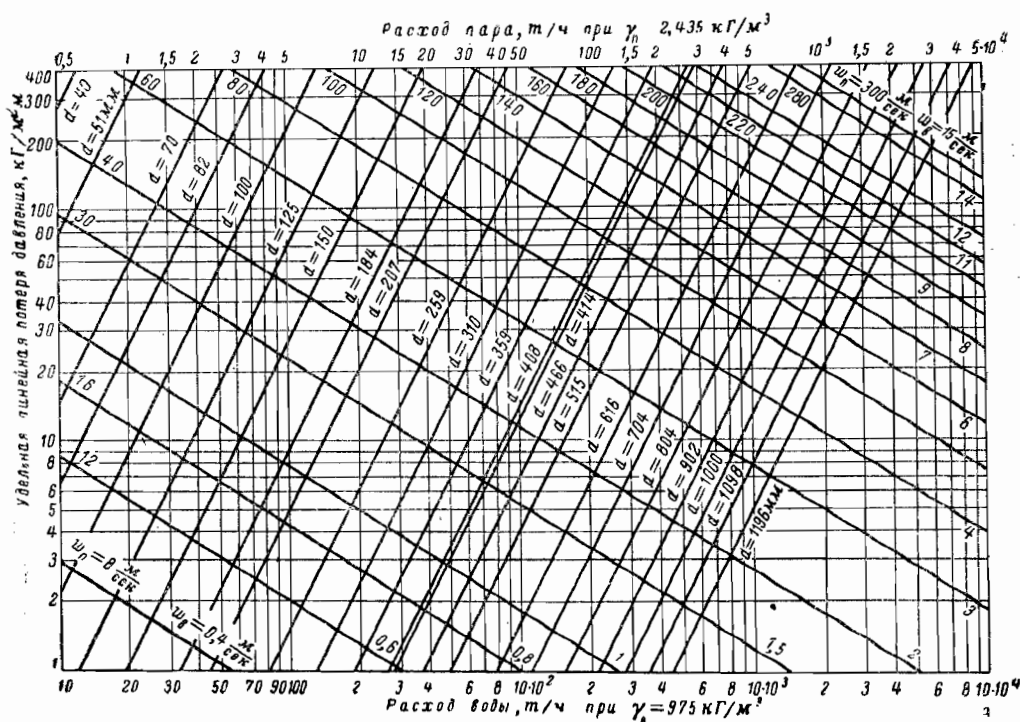


Рис. 5-9. Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов.

($k_b = 1$ мм, $\gamma_n = 2,435$ кг/м³, $\gamma_n = 975$ кг/м³). При другом удельном весе пара $R_2 = \frac{2,435 R_1}{\gamma_2}$; при другом удельном весе воды $R_2 = \frac{975 R_1}{\gamma_2}$.

ну местных сопротивлений, определяют суммарное падение давления на участке по формуле (5-30).

Установление области, в которой работает трубопровод, следует проводить только при расчете участков с малой нагрузкой (абонентские ответвления с малым расходом теплоносителя). При расчете магистральных линий и основных ответвлений можно проверку расчетной области не производить, считая работу этих сетей в квадратичной области.

7. Сопоставляя полученные значения $\gamma_{ср}$ или $\rho_{ср}$ с предварительно принятыми. При большом расхождении задаются более близкими значениями этих величин и вновь производят проверочный расчет.

Гидравлический расчет тепловых сетей упрощается при использовании номограмм рис. 5-7—5-9.

Пример 5-1. Определить диаметр паропровода для передачи $B = 10$ т/ч = $= 2,78$ кг/сек (в системе СИ $G = 2,78$ кг/сек) водяного пара на расстояние $l = 1200$ м.

Параметры пара: в начале паропровода — $p_1 = 6$ ата, $t_1 = 200^\circ$ С; в конце паропровода — $p_2 = 4$ ата, $t_2 = 170^\circ$ С.

На паропроводе установлено: 3 проходных вентиля, 20 сальниковых компенсаторов и 20 гнутых колен с радиусом гнутья $4 d$.

Решение.

Предварительный расчет

1. Определяем коэффициент местных потерь по формуле (5-27).

Предварительно находим сумму коэффициентов местных сопротивлений

$$\Sigma \xi = 3 \times 6 + 20 \times 0,2 + 20 \times 0,3 = 28.$$

Средний удельный вес пара в паропроводе по формуле (5-32)

$$\gamma = \frac{2,76 + 1,98}{2} = 2,37 \text{ кг/м}^3;$$

$$\alpha = 15,5 \sqrt{\frac{28}{1200}} \sqrt{\frac{2,78}{\frac{20000 \cdot 2,37}{1200}}} = 0,24.$$

2. Удельное линейное падение давления по формуле (5-31)

$$R_n = \frac{20000}{1200 \cdot 1,24} = 13,4 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м} = 131,5 \text{ н/м}^2 \cdot \text{м} = 13,15 \text{ даН/м}^2 \cdot \text{м}.$$

3. Находим диаметр паропровода по формуле (5-15):

$$d = 0,268 \frac{2,78^{0,88}}{(13,4 \cdot 2,37)^{0,19}} = 0,204 \text{ м.}$$

Проверочный расчет

4. Выбираем по стандарту $d = 0,207 \text{ м}$ (приложение 12).

5. Определяем критерий Re :

$$Re = \frac{4B}{\pi d \gamma v} = \frac{4 \cdot 2,73 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 0,207 \cdot 2,37 \cdot 7} = 1,03 \cdot 10^6$$

Определяем $Re_{пр}$ по формуле (5-12):

$$Re_{пр} = 568 \frac{0,207 \cdot 10^4}{2} = 590\,000.$$

Так как $Re > Re_{пр}$, то трубопровод работает в квадратичной области.

6. Удельное линейное падение давления по формуле (5-14а)

$$R_{\pi} = \frac{1\,085}{10^6} \frac{2,78^2}{2,37 \cdot 0,207^{2,25}} = 12,2 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м} = 12,0 \text{ дан/м}^2 \cdot \text{м}.$$

7. Эквивалентная длина местных сопротивлений по формуле (5-24)

$$l_0 = 76,4 \cdot 28 \cdot 0,207^{1,25} = 300 \text{ м.}$$

8. Суммарное падение давления в трубопроводе по формуле (5-30)

$$\Delta p = 12,2 \cdot 1\,500 = 18\,300 \text{ кг/м}^2 = 18\,000 \text{ дан/м}^2.$$

9. Давление пара в конце паропровода

$$p_2 = p_1 - \Delta p = 60\,000 - 18\,300 = 41\,700 \text{ кг/м}^2 = 4,17 \text{ ата} = 4,09 \text{ бар}.$$

10. Действительный средний удельный вес пара

$$\gamma' = \frac{2,76 + 2,06}{2} = 2,41 \text{ кг/м}^3.$$

Эти значения весьма близко совпадают с предварительно принятыми. Поэтому вторично проверочный расчет не производим.

5-5. ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКИЙ ГРАФИК

При проектировании и эксплуатации тепловых сетей наряду с давлением широко пользуются также другой единицей гидравлического потенциала — напором. Напор представляет собой давление, выраженное в линейных единицах (обычно метрах) столба той жидкости, которая передается по трубопроводу.

Напор и давление связаны следующей зависимостью

$$H = \frac{p}{\gamma},$$

где H — напор, м;

p — давление теплоносителя, кг/м² или н/м²;

γ — удельный вес теплоносителя, кг/м³ или н/м³.

Аналогичной зависимостью связаны между собой падение давления и потеря напора в сети или располагаемый перепад давлений и располагаемый напор (разность напоров) в сети

$$\Delta H = \frac{\Delta p}{\gamma} \text{ или } h = \frac{R}{\gamma},$$

где ΔH — потеря напора или располагаемый напор, м;

Δp — падение давления или располагаемый перепад давлений, кг/м² или н/м²;

h и R — удельная потеря напора (безразмерная величина) и удельное падение давления, кг/м² · м или н/м² · м.

Полный напор отсчитывается от одного общего условного горизонтального уровня.

Напор, отсчитанный не от условного, общего для всей сети горизонтального уровня, а от уровня прокладки оси трубопровода в данной точке, называется пьезометрическим напором или пьезометрической высотой.

При проектировании и эксплуатации разветвленных тепловых сетей, когда приходится учитывать взаимное влияние многочисленных факторов, определяющих гидравлический режим сети: геодезический профиль района, высотность абонентских зданий, потерю напора (давления) в тепловой сети и абонентских установках и т. д., широко используется пьезометрический график. На пьезометрическом графике в определенном масштабе нанесены рельеф местности, высоты присоединенных зданий, величина напора в сети. По пьезометрическому графику легко определить напор (давление) и располагаемый напор (перепад давлений) в любой точке сети и абонентской системы.

Пьезометрический график благодаря наглядности позволяет легко ориентироваться в гидравлическом

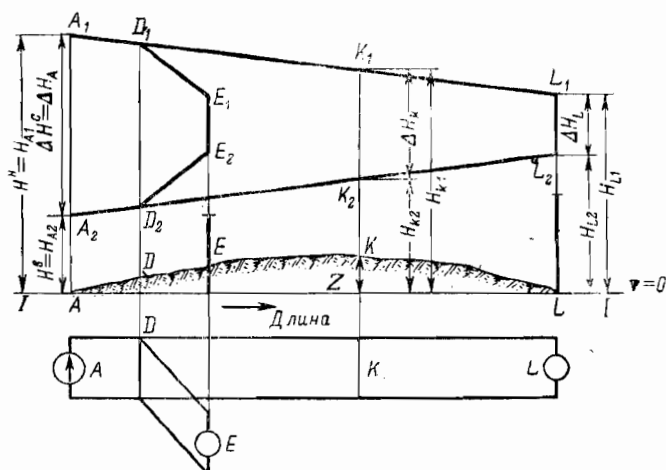


Рис. 5-10. Пьезометрический график двухтрубной водяной тепловой сети.

режиме тепловых сетей и местных систем. Проектирование сети без учета пьезометрического графика, особенно в условиях сложного профиля, может привести к нерациональным схемам присоединения абонентов, усложнению теплоподготовительной установки на ТЭЦ, неоправданному сооружению насосных подстанций и усложнению эксплуатации всей системы теплоснабжения в целом. На рис. 5-10 сверху приведен пьезометрический график двухтрубной водяной тепловой сети, под ним принципиальная схема этой сети. На горизонтальной оси графика нанесена длина сети, а на вертикальной оси — полные напоры и пьезометрические высоты.

Примем за плоскость отсчета уровень $I-I$, имеющий геодезическую отметку 0.

A_1L_1 — пьезометрическая линия подающей магистрали;

A_2L_2 — пьезометрическая линия обратной магистрали;

D_1E_1 и D_2E_2 — пьезометрические линии подающей и обратной линии отвлечения DE ;

$H^п$ — пьезометрическая высота на нагнетательной стороне насоса;

$H^в$ — пьезометрическая высота на всасывающей стороне насоса;

$\Delta H^ст$ — напор, развиваемый циркуляционным насосом на станции.

Напор в любой точке тепловой сети, например в точке K , определяется следующим образом: H_{K1} — полный напор в подающей магистрали, а H_{K2} — полный напор в обратной магистрали. Если геодезическую высоту оси трубопровода в точке K обозначить через Z , то пьезометрический напор в подающей магистрали тепловой сети в точке K составит $(H_1 = H_{K1} - Z)$, а пьезометрический напор в обратной магистрали $(H_2 = H_{K2} - Z)$. Разность напоров подающей и обратной магистралей в точке K , называемая располагаемым напором в точке K тепловой сети, равна:

$$\Delta H_K = (H_{K1} - Z) - (H_{K2} - Z) = H_{K1} - H_{K2} = H_1 - H_2. \quad (5-33)$$

Из выражения (5-33) видно, что располагаемый напор двухтрубной тепловой сети равен разности пьезометрических напоров подающей и обратной линии.

Падение напора в подающей магистрали тепловой сети от станции до абонента L

$$\Delta H_1 = H^п - H_{L1}.$$

Падение напора в обратной магистрали тепловой сети от абонента L до станции

$$\Delta H_2 = H_{L2} - H^в,$$

где H_{L1} и H_{L2} — полные напоры в подающей и обратной линиях тепловой сети в точке L .

Располагаемый напор в этой точке

$$\Delta H_L = H_{L1} - H_{L2}.$$

При гидравлическом расчете паровых сетей профиль паропровода можно не учитывать вследствие малого удельного веса пара. Падение давления на участке паропровода принимается равным разности давлений в конечных точках участка.

Правильное определение потери напора или падения давления в трубопроводах имеет первостепенное значение для выбора диаметров и установления гидравлического режима сети.

Для предупреждения ошибочных решений следует до проведения гидравлического расчета водяных сетей наметить возможный характер пьезометрического графика и, ориентируясь по нему, выбрать допустимые пределы потерь напора, не вызывающие усложнения схемы тепловой сети и абонентских вводов. На основании технико-экономического расчета следует лишь уточнить значение потерь напора, не выходя за пределы, намеченные по пьезометрическому графику. Такой порядок проектирования позволяет учесть технические и технико-экономические особенности проектируемого объекта [Л. 76].

Основные требования к режиму давлений водяных сетей из условия надежности работы системы теплоснабжения сводятся к следующему.

1. Непревышение допустимых давлений в присоединенных к сети абонентских системах.

В отопительных абонентских системах с чугунными приборами старого выпуска допустимое давление равно 5 *ати*, поэтому давление в обратной линии тепловой сети в точке присоединения этих систем не должно превышать 5 *ати*.

С 1952 г. начался выпуск чугунных отопительных приборов на давление 6 *ати* (ГОСТ 6425-52), что позволяет соответственно повысить

допустимое давление в новых отопительных системах.

2. Обеспечение избыточного (выше атмосферного) давления в тепловой сети и абонентских системах для предупреждения подсоса воздуха и связанного с этим нарушения циркуляции воды в местных системах и коррозии местных систем и тепловых сетей. Минимальная величина избыточного давления принимается обычно 0,5 *ати*.

3. Обеспечение требуемого давления во всасывающей камере сетевых насосов из условия предупреждения кавитации. Это давление должно быть не ниже 0,5 *ати*.

4. Обеспечение невоскипания воды в тепловой сети и в местных системах.

Так как во всех точках системы теплоснабжения должно поддерживаться всегда избыточное давление (выше атмосферного), то вскипание воды возможно только в подающей линии системы, где температура ее обычно значительно и длительно превышает 100° С.

Все эти требования должны выполняться как во время работы системы, т. е. при циркуляции воды, так и при прекращении циркуляции, т. е. в статическом состоянии системы.

Для предварительного построения пьезометрического графика может быть рекомендован следующий метод (рис. 5-11).

1) Принимая за нуль отметку самой низкой точки района, строится профиль тепловой сети.

2) На профиле вычерчиваются в масштабе высоты присоединяемых зданий.

3) Выбирается и наносится на график уровень $S-S$ статического давления, исходя из условия обеспечения невоскипания в самой высокой точке района (в данном случае на отметке $\nabla 20$) и непревышения допустимого давления в местной системе в самой низкой точке района (в данном случае на отметке $\nabla 0$).

4) Намечается предельное, наиболее крутое положение пьезометрического графика обратной магистрали KL , исходя из удовлетворения следующих двух требований:

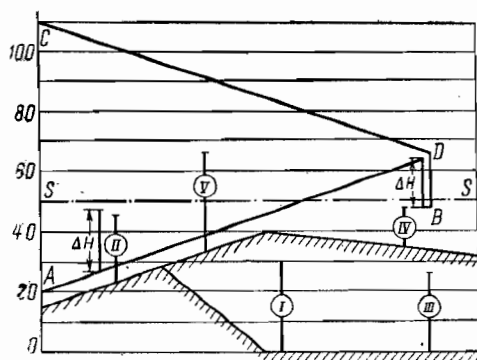


Рис. 5-12. Пьезометрический график двухтрубной водяной сети.
I—V — отопительные установки.

Отопительная установка I может быть присоединена к тепловой сети по зависимой схеме с элеватором в качестве смесительного устройства (рис. 5-13,а), так как пьезометрический напор в обратной линии тепловой сети как в статике, так и во время работы не превышает допустимого предела (50 м), а располагаемый напор в сети (разность напоров в подающей и обратной линиях) достаточен для нормальной работы элеватора (больше 10 м).

Отопительная установка II по тем же мотивам может быть также присоединена к тепловой сети по зависимой схеме с элеватором. Однако вследствие того, что пьезометрический напор в обратной линии ниже высоты здания, необходимо на вводе в здание II установить на обратной линии регулятор давления «до себя», часто называемый регулятором подпора (рис. 5-13,б). Установка регулятора давления позволит повысить напор в обратной линии перед регулятором до уровня, превышающего высоту отопительной установки. Перепад ΔH , создаваемый регулятором, должен быть равен или больше разности между высотой отопительной установки и пьезометрическим напором в обратной линии.

В точке присоединения отопительной установки III статический напор также не превышает допустимого предела. Однако пьезометрический напор в обратной линии равен 65 м, т. е. превышает допустимую величину. Кроме того, распо-

лагаемый напор (разность напоров подающей и обратной линий) в точке присоединения отопительной установки III равен 3 м, что недостаточно для нормальной работы элеватора. Поэтому отопительная установка III может быть присоединена к тепловой сети по зависимой схеме с насосом на обратной линии и с элеватором в качестве смесительного устройства (рис. 5-13,в). Включение насоса на обратной линии снизит напор в этой линии до допустимого предела и повысит располагаемый напор на вводе, что позволит осуществить смещение при помощи элеватора. Напор, развиваемый этим насосом ΔH , должен быть равен или больше разности между пьезометрическим напором в обратной линии и допускаемым напором для отопительной установки. Однако, так как при случайной остановке насоса система III будет

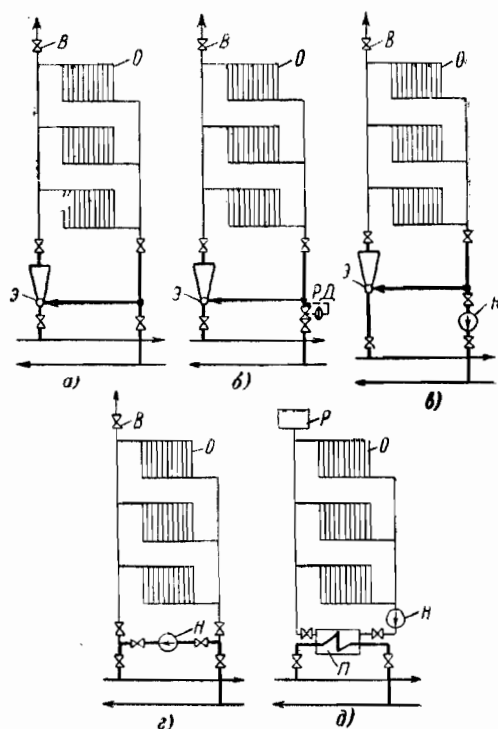


Рис. 5-13. Схемы присоединения отопительных установок к водяной тепловой сети.

а — зависимая схема присоединения с элеватором; б — зависимая схема присоединения с элеватором и регулятором давления на обратной линии; в — зависимая схема присоединения с элеватором и насосом на обратной линии; г — зависимая схема присоединения со смесительным насосом; д — независимая схема присоединения.
В — воздушный кран; Р — расширитель; О — отопительный прибор; РД — регулятор давления; П — подогреватель; Н — насос; Э — элеватор.

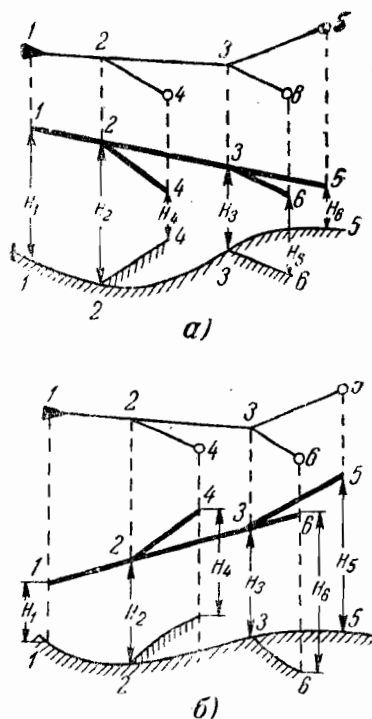


Рис. 5-14. Пьезометрические графики однотрубных сетей.
а — линии горячего водоснабжения;
б — конденсатопровода.

поставлена под давление выше 6 атм, лучшим решением для отопительной установки III является присоединение ее к тепловой сети по независимой схеме (рис. 5-13,д).

Отопительная установка IV также может быть присоединена к тепловой сети по зависимой схеме. Однако, поскольку располагаемый напор в тепловой сети в этой точке мал (< 10 м) и не обеспечивает работу элеватора, то в качестве смесительного устройства должен быть применен насос на перемычке (рис. 5-13,г). Напор, развиваемый смесительным насосом, должен быть равен потере напора в местной отопительной установке.

Отопительная установка V должна быть присоединена к тепловой сети по независимой схеме (рис. 5-13,д), так как статический напор, создаваемый этим зданием, превышает статический напор SS, установленный для системы теплоснабжения района. Присоединение отопительной установки V к тепловой сети по зависимой схеме приведет

при остановке циркуляции в тепловой сети к превышению допустимого давления в отопительных установках I и III, находящихся в нижней части района.

Пьезометрические графики, приведенные на рис. 5-10—5-12, относятся к двухтрубной водяной сети.

На рис. 5-14 приведены пьезометрические графики однотрубных сетей. На рис. 5-14,а показан пьезометрический график сети горячего водоснабжения. По этой сети вода подается от станции к абонентам. Пьезометрический график имеет уклон в сторону движения воды. Наверху тонкой линией показана схема сети. Ниже жирной линией показан пьезометрический график.

H_1 — пьезометрический напор на станции;

H_2 и H_3 — пьезометрические напоры в точках 2 и 3 сети;

H_4 , H_5 , H_6 — пьезометрические напоры на абонентских вводах.

Пьезометрические напоры на абонентских вводах должны превышать высоту абонентских систем.

На рис. 5-14,б показан пьезометрический график конденсатной сети. По этой сети конденсат откачивается от абонентов на станцию. Наверху тонкой линией показана схема, ниже — жирной линией — пьезометрический график. Пьезометрический график имеет уклон от абонентов к станции. H_1 — пьезометрический напор в конденсатопроводе на станции; H_2 и H_3 — пьезометрические напоры в точках 2 и 3 конденсатной линии; H_4 , H_5 , H_6 — пьезометрические напоры в конденсатной линии у абонентов.

Эти напоры создаются конденсатными баками или конденсатными насосами, установленными у абонентов.

5-6. МЕТОДИКА РАСЧЕТА РАЗВЕТВЛЕННЫХ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

При проектировании систем теплоснабжения приходится рассчитывать разветвленные тепловые сети, по которым тепло транспортируется от станции к многочисленным потребителям.

В качестве исходных данных для расчета обычно задаются: схема тепловой сети, параметры теплоносителя на станции и у абонентов, расход теплоносителя и длины участков сети. Искомыми величинами являются диаметры сети. Так как в начале расчета неизвестен ряд величин, требующихся для определения диаметра сети, то задачу приходится решать методом постепенного приближения. Расчет обычно проводится в два этапа: предварительный и проверочный.

Ниже приведена методика расчета разветвленной тепловой сети, изображенной на рис. 5-15.

Предварительный расчет

1. Выбирают расчетную магистраль, т. е. направление от станции до одного из абонентов, которое характеризуется наименьшим удельным падением давления.

В паровых сетях удельное падение давления определяется по формуле

$$R = \frac{\Delta p}{l}, \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м или н/м}^2 \cdot \text{м},$$

где Δp — падение давления в магистрали, кг/м^2 или н/м^2 ;

l — длина магистрали, м.

В водяных сетях удельное падение давления определяется по формуле

$$R = \frac{\Delta H}{l} \gamma, \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м или н/м}^2 \cdot \text{м},$$

где ΔH — разность напоров в конечных точках магистрали, т. е. падение напора в магистрали, м;

γ — удельный вес воды в трубопроводе, кг/м^3 или н/м^3 .

Если падение давления между станцией и любым потребителем одно и то же, то расчетной магистралью является линия, соединяющая станцию с наиболее удаленным потребителем. Такое положение имеет место в паровой сети при одинаковых давлениях пара у всех потребителей, а в двухтрубной водяной сети — при одинаковом располагаемом напоре у всех потребителей.

Задаются предварительно характером падения давления (характером

пьезометрического графика) расчетной магистрали. Если нет каких-либо ограничений по условиям профиля, высотности зданий или другим соображениям, то линию падения давления (пьезометрический график) расчетной магистрали выбирают прямолинейной.

2. Задаются или предварительно определяют по формуле (5-29) сред-

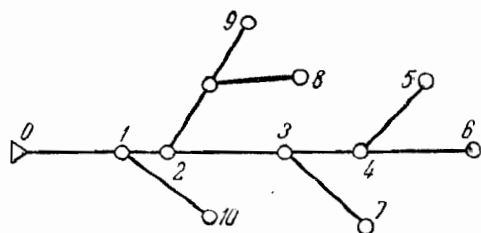


Рис. 5-15. Схема разветвленной тепловой сети.

ний коэффициент местных потерь α для расчетной магистрали.

3. Расчет начинают с конечного участка расчетной магистрали. Определяют удельное падение давления на конечном участке.

Если (рис. 5-15) расчетной магистралью является направление 0—1—2—3—4—6, то удельное падение давления на конечном участке 4—6 расчетной магистрали

$$R_{4-6} = \frac{\Delta p_{4-6}}{l_{4-6}(1+\alpha)} = \frac{\Delta p_{0-6}}{l_{0-6}(1+\alpha)}$$

или

$$R_{4-6} = \frac{\Delta H_{4-6} \gamma}{l_{4-6}(1+\alpha)} = \frac{\Delta H_{0-6} \gamma}{l_{0-6}(1+\alpha)},$$

где Δp_{0-6} , Δp_{4-6} — полное падение давления в расчетной магистрали и на конечном участке;

ΔH_{0-6} , ΔH_{4-6} — потеря напора в расчетной магистрали и на конечном участке;

l_{0-6} — длина расчетной магистрали;

l_{4-6} — длина участка 4—6.

4. Определяют предварительно диаметр конечного участка расчетной магистрали d_{4-6} из условия квадратичного закона сопротивлений по формулам (5-15) или (5-18).

Значения удельного веса или плотности пара в конечных точках рассчитываемого участка определя-

ются по давлениям и температурам. Давление p_6 у абонента 6 является заданной величиной. Давление p_4 в начале рассчитываемого участка принимается равным $p_4 = p_6 + \Delta p_{4-6}$.

Проверочный расчет

5. По ГОСТ или таблице располагаемого сортамента труб подбирают ближайший диаметр трубопровода d'_{4-6} .

6. Определяют удельное линейное падение давления $R'_{л}$.

7. Определяют эквивалентную длину местных сопротивлений l_0 .

8. Определяют полное падение давления (напора) на участке:

$$\Delta p'_{4-6} = R'_{4-6} l_{4-6} (1 + \alpha)$$

или

$$\Delta H'_{4-6} = \frac{R'_{4-6} l_{4-6} (1 + \alpha)}{\gamma}$$

9. Определяют давление (напор) в начальной точке рассчитываемого участка.

В аналогичной последовательности ведется расчет других участков магистрали. Ответвления рассчитываются как транзитные участки с заданным падением давления (напо-

ра). При расчете сложных ответвлений, например ответвления 2—8—9, определяется сначала расчетное направление как направление с минимальным удельным падением давления, а затем проводятся все остальные операции в указанной выше последовательности.

Падение давления в паровой сети задается для гидравлического расчета по располагаемому давлению на станции и потребному давлению у абонентов. При проектировании конденсаторов, принимающих по пути конденсат, отводимый из паропроводов, необходимо обеспечить давление в конденсаторе по крайней мере на 0,5 атм ниже, чем в паропроводе. Указанное условие требуется для нормального дренажа конденсата из паропровода.

Пример 5-2. Произвести гидравлический расчет двухтрубной водяной тепловой сети и построить ее пьезометрический график.

Схеме тепловой сети показана на рис. 5-16, а и б, а геодезический профиль сети и высоты абонентских систем нанесены на рис. 5-16, в.

К тепловой сети присоединены по зависимой схеме четыре отопительные установки, имеющие следующие расчетные расходы воды.

Отопительные установки	A	B	C	D
$B, \text{ м}^3/\text{ч}$	100	50	200	50
$B, \text{ кг/сек}$	27,8	13,9	55,6	13,9

Средняя температура воды в сети, по которой проводится гидравлический расчет, $t_{ср} = 75^\circ \text{C}$; $\gamma_w = 975 \text{ кг/м}^3$. Расчетная температура воды в подающей линии сети $t'_1 = 150^\circ \text{C}$.

На всех абонентских вводах должен быть обеспечен располагаемый напор $\Delta H_{аб} \geq 15 \text{ м}$. Располагаемый напор на коллекторах станции $\Delta H_c = 95 \text{ м}$.

В нижеследующей таблице приведены длины отдельных участков тепловой сети по трассе.

№ участ-ков	0-1	1-2	2-3	1-7	2-4	4-5	4-6
$l, \text{ м}$	250	650	500	500	400	300	600

На трубопроводах тепловой сети установлены следующие местные сопротивления: задвижки в начале и конце каждого участка на подающей и обратной линиях; 10 от-

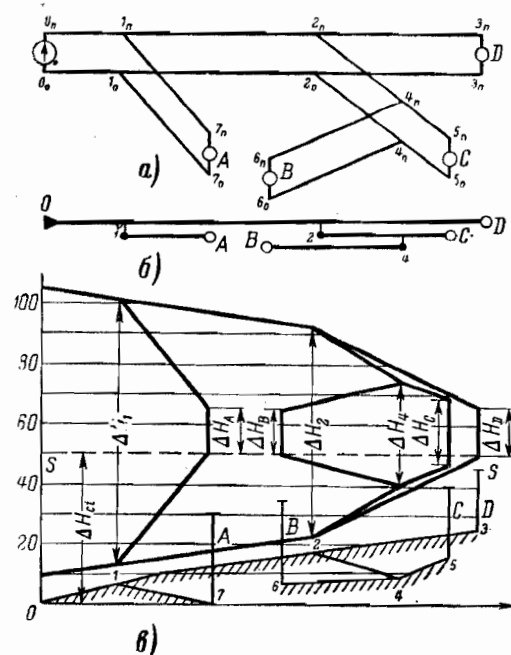


Рис. 5-16. Схема и пьезометрический график двухтрубной водяной тепловой сети. а и б — схемы; в — пьезометрический график.

водов под углом 90° на каждый 1 км трубопровода; 10 сальниковых компенсаторов на каждый 1 км трубопровода.

Решение.

Предварительный расчет

1. Выбираем статический напор для тепловой сети $H_{ст}=50$ м и наносим его на пьезометрический график — линия SS. При этом статическом напоре обеспечивается избыточное давление в наиболее высоких точках системы (отопительные установки С и D); а давление в наиболее низких точках системы (отопительная установка А) не превышает допустимой величины 50 м. В самой высокой точке тепловой сети (точка 3 рис. 5-16) статический напор равен 25 м. При этом обеспечивается не вскипание воды в подающей линии тепловой сети до температуры $t \leq 125^\circ \text{C}$. При более высоких значениях t_1 не вскипание воды в статическом состоянии не обеспечивается. Для предупреждения не вскипания при $t_1 > 125^\circ \text{C}$ циркуляция воды в сети должна производиться непрерывно. Для удовлетворения этому требованию на станции должно быть предусмотрено двойное электропитание сетевых насосов и установлены резервные насосы.

2. Намечаем характер пьезометрического графика. Располагаемая потеря напора в сети $\Delta H_c - \Delta H_{a6} = 95 - 15 = 80$ м. Наиболее просто эту потерю напора распределить поровну между подающей и обратной линиями тепловой сети, т. е. принять $\Delta H_{п} = \Delta H_o = 40$ м. В этом случае напоры на подающем и обратном коллекторах на станции составят:

$$H_{п} = 105 \text{ м}, H_o = 10 \text{ м}.$$

Пьезометрический напор в наиболее высокой точке сети 3 в подающей линии составит $H_3^п = 105 - 40 - 25 = 40$ м, чему соответствует избыточное давление 4 атм или абсолютное давление 5 атм. При этом давлении обеспечивается не вскипание воды в подающей линии сети при $t_1 = 150^\circ \text{C}$.

3. Выбираем расчетную магистраль. Поскольку на всех абонентских вводах должен быть обеспечен один и тот же располагаемый напор $\Delta H_{a6} = 15$ м, то расчетной магистралью является линия, соединяющая станцию с наиболее удаленным абонентом. В данном случае расчетной является магистраль 0—1—2—4—6.

4. Определяем по формуле (5-29) средний коэффициент местных потерь для расчетной магистрали:

$$\alpha = 0,01 \sqrt{400} = 0,2.$$

5. Определяем предварительно удельное линейное падение давления в расчетной магистрали. Поскольку сеть двухтрубная, то длина трубопроводов равна удвоенной длине трассы $l = 2 \cdot 1900 = 3800$ м.

$$R_{6-4} = \frac{\Delta p}{l(1+\alpha)} = \frac{(95-15) \cdot 10^3}{3800 \cdot 1,2} = 17,1 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м}.$$

6. Определяем предварительно диаметр участка 6—4 по формуле (5-156):

$$d_{6-4} = 0,0757 \sqrt{\frac{13,9^{2,88}}{17,1 \cdot 10^3}} = 0,118 \text{ м} = 118 \text{ мм}.$$

Проверочный расчет

7. Выбираем ближайший стандартный внутренний диаметр $d'_{6-4} = 125$ мм.

8. Определяем удельное падение давления по формуле (5-146) или по номограмме рис. 5-8:

$$R'_{л} = 1,395 \cdot 10^{-6} \frac{13,9^2}{0,125^{5,25}} = 15,2 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м}.$$

9. Определяем эквивалентную длину местных сопротивлений участка 4—6 по формуле (5-24):

$$l_0 = 60,7 \cdot 16,4 \cdot 0,125^{1,25} = 74 \text{ м}; \\ \Sigma \xi = 2(2 \cdot 0,5 + 6 \cdot 1 + 6 \cdot 0,2) = 16,4.$$

10. Определяем падение давления на участке 6—4 по формуле (5-30):

$$\Delta p'_{6-4} = 15,2(1200 + 74) = 19400 \text{ кг/м}^2.$$

Падение напора на участке 6—4

$$\Delta H'_{6-4} = \frac{\Delta p'}{\gamma} = \frac{19400}{975} = 19,9 \text{ м}.$$

11. Располагаемый напор в точке 4 тепловой сети

$$\Delta H_4 = \Delta H_6 + \Delta H'_{6-4} = 15 + 19,9 = 34,9 \text{ м}.$$

На этом заканчивается расчет участка 6—4. Расчет следующего участка 4—2 производится аналогично расчету предыдущего участка 4—6. Результаты расчета всех участков главной магистрали приведены в нижеследующей таблице.

Расчет ответвлений производится по располагаемому падению напора, представляющему собой разность располагаемых напоров в начальной точке ответвления и на абонентском вводе.

Предварительный расчет ответвления 4—5

1. Определяем располагаемое падение напора:

$$\Delta H_{4-5} = \Delta H_4 - \Delta H_{a6} = 34,9 - 15 = 19,9 \text{ м};$$

$$\Delta p_{4-5} = \Delta H_{4-5} \gamma = 19,9 \cdot 975 = 19400 \text{ кг/м}^2.$$

2. Коэффициент местных потерь ответвления 4—5 по формуле (5-29)

$$\alpha = 0,01 \sqrt{200} = 0,14.$$

3. Удельное линейное падение давления.

$$R_{л} = \frac{\Delta p}{l(1+\alpha)} = \frac{19400}{600 \cdot 1,14} = 29,2 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м}.$$

4. Диаметр участка по формуле (5-156)

$$d_{4-5} = 0,0757 \sqrt{\frac{55,6^{2,88}}{29,2 \cdot 10^3}} = 0,19 \text{ м} = 190 \text{ мм}.$$

№ участка	$B, \text{кг/сек}$	$R_{\text{л}}, \text{кг/м}^2 \cdot \text{м}$	$d, \text{мм}$	$d', \text{мм}$	$R'_{\text{л}}, \text{кг/м}^2 \cdot \text{м}$	$l_0, \text{м}$	$\Delta p', \text{кг/м}^2$	$\Delta H', \text{м}$	$\Sigma \Delta H, \text{м}$
6—4	13,9	17,1	118	125	15,2	74	19 400	19,9	34,9
4—2	69,5	18,8	214	207	26,8	98	24 000	24,6	69,5
2—1	83,4	12,2	257	257	12,2	183	18 000	18,4	87,9
1—0	111,2	10,9	292	309	8,25	129	5 200	5,35	93,25

11 проверочный расчет

5. Выбираем $d'_{4-5} = 207 \text{ мм}$.

6. Действительное удельное падение давления по формуле (5-146)

$$R'_{\text{л}} = 1,395 \cdot 10^{-6} \frac{55,6^2}{0,207^{2,25}} = 16,4 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м}.$$

7. Эквивалентная длина местных сопротивлений по формуле (5-24) при $\Sigma \xi = 9,2$

$$l_0 = 60,7 \cdot 9,2 \cdot 0,207^{1,25} = 77 \text{ м}.$$

8. Падение давления на участке 4-5 по формуле (5-30)

$$\Delta p'_{4-5} = 16,4 (600 + 77) = 11\,000 \text{ кг/м}^2.$$

Падение напора

$$\Delta H'_{4-5} = \frac{\Delta p'_{4-5}}{\gamma} = \frac{11\,000}{975} = 11,4 \text{ м}.$$

9 Располагаемый напор у абонента С

$$\Delta H_0 = \Delta H_4 - \Delta H'_{4-5} = 34,9 - 11,4 = 23,5 \text{ м} > 15 \text{ м}.$$

5.7. ВЫБОР РАСЧЕТНЫХ РАСХОДОВ ВОДЫ

Основной исходной величиной для гидравлического расчета сети является расчетный расход воды.

При определении расчетного расхода целесообразно учитывать не только существующие нагрузки, намеченные к присоединению к тепловой сети в ближайшие годы, но также и перспективы развития тепловой нагрузки. Это особенно важно при определении расхода воды для расчета магистралей и распределительных сетей (основных ответвлений).

На современном этапе развития градостроительства в старых городах происходит интенсивная замена изношенного жилого фонда с печным отоплением новыми благоустроенными жилыми домами с совершенным санитарно-техническим оборудованием. При проектировании тепловых сетей следует предусматривать возможность присоединения этих зданий к тепловым сетям без перекладки основных коммуникаций.

При определении расчетных расходов воды в городских тепловых сетях целесообразно учитывать нагрузку горячего водоснабжения для всех жилых зданий независимо от того, имеется ли при проектировании внутри зданий разводка горячего

водоснабжения, так как в процессе благоустройства городов все жилые здания будут оборудованы системами горячего водоснабжения.

В том случае, когда в тепловой сети, кроме постоянного расхода воды на отопление, имеется переменный расход сетевой воды на горячее водоснабжение, зависящий от графика нагрузки горячего водоснабжения (абонентские вводы с параллельным или смешанным присоединением отопления и горячего водоснабжения), суммарный расчетный расход воды в тепловой сети на горячее водоснабжение не является арифметической суммой максимальных расходов воды на горячее водоснабжение у абонентов из-за несопадения максимумов расхода.

Расчетный расход сетевой воды на горячее водоснабжение $G_{\text{Г}}$ в отдельных элементах сети можно определить путем введения поправки к арифметической сумме расходов в виде коэффициента попадания в максимум.

Значение этого коэффициента можно принять: для магистралей $\varphi = 0,7 \div 0,75$; для ответвлений $\varphi = 0,8 \div 0,9$; для внутриквартальных сетей и абонентских вводов $\varphi = 1$.

При открытых системах теплоснабжения расчетные расходы воды получаются в ряде случаев различными для подающей и обратной линии (абонентские вводы с несвязанным регулированием при наличии РР перед отопительной системой). Однако подающие и обратные линии сети обычно прокладываются одного диаметра.

Расчетный расход воды для таких тепловых сетей G должен выбираться из условия, чтобы суммарная потеря напора при расходе воды в подающей линии ($G_0 + G_{\text{Г}}$) и в обратной линии (G_0) был равен суммарной потере при одинаковом

расходе воды G в подающей и обратной линии.

Этот расчетный расход воды, по которому и следует выбирать диаметры тепловой сети при открытой системе, определяется по формуле

$$G = \sqrt{G_0^2 + G_0 G_r + 0,5 G_r^2}, \quad (5-34)$$

где G_0 — расчетный расход сетевой воды на отопление;

G_r — расчетный расход сетевой воды из подающей линии на горячее водоснабжение.

5-8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СЕТЕВЫХ, ПОДПИТОЧНЫХ И КОНДЕНСАТНЫХ НАСОСОВ

Одна из задач гидравлического расчета сети заключается в определении параметров насосов.

Рабочий напор сетевых насосов замкнутой водяной сети определяется по формуле

$$H = \Delta H_{ст} + \Delta H_I + \Delta H_{II} + \Delta H_{аб}, \quad (5-35a)$$

где $\Delta H_{ст}$ — потеря напора в подогревательной установке (бойлерной) станции и станционных коммуникациях (обычно 15—20 м);

ΔH_I , ΔH_{II} — потери напора в подающей и обратной линиях тепловой сети (определяются гидравлическим расчетом сети);

$\Delta H_{аб}$ — располагаемый напор на вводе у абонента.

Величина располагаемого напора на абонентском вводе зависит от характера местной системы и схемы ее присоединения к тепловой сети. При присоединении к тепловой сети отопительных или вентиляционных систем без смесительного устройства на вводе или с насосным подмешиванием можно принимать $\Delta H_{аб} = 2—5$ м. При устройстве на абонентском вводе элеваторной смесительной установки $\Delta H_{аб} = 10—15$ м в зависимости от коэффициента смешения и потери напора в местной отопительной системе. При присоединении поверхностных подогревательных установок $\Delta H_{аб} = 4—8$ м.

При последовательном включении водоводяных подогревателей горячего водоснабжения и элеваторного узла $\Delta H = 15—20$ м.

Проектная производительность сетевых насосов, устанавливаемых на станции, должна соответствовать максимальному расходу воды в сети. Из условия резервирования число сетевых насосов, устанавливаемых на станции, должно быть не меньше двух. Для удовлетворения нагрузки горячего водоснабжения в летний период целесообразно при закрытых системах теплоснабжения устанавливать на станции специальный агрегат малой мощности.

При открытой системе теплоснабжения напор подпиточных насосов, устанавливаемых на станции для восполнения водоразбора и утечек воды из тепловой сети, определяется, исходя из летнего режима работы системы по формуле

$$H = H_c + \Delta H_{л} - Z, \quad (5-35b)$$

где H_c — статический напор в тепловой сети (обычно 50 м);

$\Delta H_{л}$ — суммарная потеря напора в подпиточной линии и в тепловой сети при летнем режиме работы системы;

Z — геодезическая отметка уровня воды в баке, из которого ведется подпитка системы.

Напор насосов, устанавливаемых у паровых абонентов для откачки конденсата на станцию, может быть определен по формуле

$$H = \Delta H_k + Z, \quad (5-36)$$

где ΔH_k — потеря напора в конденсатопроводе на участке от сборного бака абонента до приемного бака станции, определяется гидравлическим расчетом;

Z — разность геодезических отметок бака станции и бака абонента.

Если бак станции установлен ниже абонентского бака, разность геодезических отметок Z имеет отрицательный знак.

Учитывая неравномерность откачки конденсата, производитель-

ность конденсатных насосов принимают равной полуторакратному максимальному часовому расходу конденсата.

5-9. РАСЧЕТ ДЛИННЫХ ТРАНЗИТНЫХ ПАРОПРОВОДОВ

При транспорте пара по длинным паропроводам происходит заметное падение давления и температуры его вдоль паропровода. В этих условиях удельное падение давления пара является величиной переменной, так как удельный вес пара, а следовательно, и его скорость изменяются по длине паропровода.

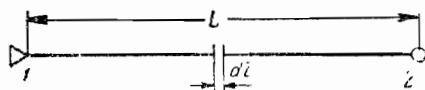


Рис. 5-17. Схема линии перегретого пара.

Рассмотрим, как изменяется давление пара в паропроводе. Пусть пар движется по паропроводу длиной L от точки 1 к точке 2 (рис. 5-17). Состояние пара в начальной точке паропровода определяется давлением p_1 и абсолютной температурой T_1 . Удельный вес пара, соответствующий этим параметрам, равен γ_1 . Обозначим удельную линейную потерю давления в начале паропровода через R_1 , а коэффициент местных потерь паропровода через α . Состояние пара в конце паропровода неизвестно. Выделим в паропроводе бесконечно малый участок длиной dl . Обозначим среднее давление пара на этом участке через p , температуру через T , удельный вес через γ и падение давления через dp . Так как удельное падение давления обратно пропорционально удельному весу, то падение давления на участке dl равно:

$$-dp = R_1(1 + \alpha) \frac{\gamma_1}{\gamma} dl. \quad (5-37)$$

Знак минус ставится потому, что падение давления есть, по существу, величина отрицательная.

Принимая с некоторым приближением удельный вес пара прямо пропорциональным давлению и обратно пропорциональным абсолютной температуре, получим:

$$\frac{\gamma_1}{\gamma} = \frac{p_1}{p} \frac{T}{T_1}, \quad (5-38)$$

откуда

$$-dp = R_1(1 + \alpha) \frac{p_1}{p} \frac{T}{T_1} dl$$

или

$$-p dp = R_1(1 + \alpha) p_1 \frac{T}{T_1} dl. \quad (5-39)$$

Интегрируем выражение (5-39) в пределах изменения давления от p_2 до p_1 и длины паропровода от L до 0

$$-\int_{p_1}^{p_2} p dp = \int_0^L R_1(1 + \alpha) p_1 \frac{T}{T_1} dl.$$

В результате интегрирования получаем:

$$\frac{p_1^2}{2} - \frac{p_2^2}{2} = R_1(1 + \alpha) p_1 \frac{T_{cp}}{T_1} L. \quad (5-40)$$

После соответствующих преобразований выражение для коэффициента падения давления в паропроводе принимает вид:

$$p_2 = p_1 \sqrt{1 - \frac{2R_1(1 + \alpha) T_{cp}}{p_1 T_1} L}. \quad (5-41)$$

Размерности p_1 , p_2 и R_1L , естественно, должны совпадать. Отношение T_{cp}/T_1 выбирается на основании данных теплового расчета паропровода. При расчете линий насыщенного пара можно отношение T_{cp}/T_1 принимать равным единице.

Если заданы параметры пара p_1 и T_1 в начале паропровода и давление p_2 в конце паропровода, то на основе уравнения (5-41) легко определить удельное падение давления в начале паропровода R_1 :

$$R_1 = \frac{p_{cp}}{p_1} \frac{T_1}{T_{cp}} \frac{\Delta p}{L(1 + \alpha)}, \quad (5-42)$$

где p_{cp} — среднее давление пара в паропроводе

$$p_{cp} = \frac{p_1 + p_2}{2};$$

T_{cp} — средняя температура пара в паропроводе

$$T_{cp} = \frac{T_1 + T_2}{2};$$

Δp — падение давления пара в паропроводе

$$\Delta p = p_1 - p_2.$$

Из совместного решения уравнений (5-15), (5-24) и (5-42) выводится формула для определения коэффициента местных потерь для рассматриваемых условий

$$\alpha = A_\alpha \frac{\Sigma \xi}{L} \sqrt{\frac{B}{\frac{p_{cp}}{p_1} \frac{T_1}{T_{cp}} \frac{\Delta p}{L} \gamma_1}}, \quad (5-43)$$

где B — весовой расход пара, $кг/сек$;

γ_1 — удельный вес пара в начале паропровода, $кг/м^3$;

p , Δp — давления и перепад давлений, $кг/м^2$.

Значения A_α приведены в табл. 5-2а.

Диаметр паропровода определяется по формуле (5-15) по известным: расходу пара B $кг/сек$, удельному линейному падению

давления в начале паропровода R_1 кг/м²·м и удельному весу пара в начале паропровода γ_1 кг/м³.

5-10. РАСЧЕТ ПАРОПРОВОДОВ—СПУТНИКОВ

В ряде отраслей промышленности: нефтяной, искусственного топлива и др. применяются паропроводы-спутники, предназначенные для обогрева длинных продуктопроводов. Эти спутники прокладываются

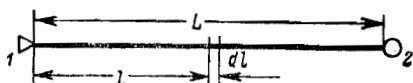


Рис. 5-18. Схема паропровода-спутника (эскиз).

обычно в общей изоляционной рубашке с основным продуктопроводом. По длине паропровода-спутника происходит падение давления пара. Одновременно происходит конденсация пара в результате отдачи пара. Образующийся конденсат отводится из паропровода. Весь поступивший в спутник пар полностью в нем конденсируется. Таким образом, в паропроводах-спутниках имеет место как изменение расхода пара, так и изменение давления по длине.

Рассмотрим, как изменяются расход и давление пара в паропроводах-спутниках.

Выделим в паропроводе-спутнике (рис. 5-18) длиной L участок бесконечно малой длины dl на расстоянии l от начала паропровода. Конденсацию пара в паропроводе-спутнике можно считать равномерной по длине, поэтому расход пара в паропроводе должен изменяться по линейному закону. При расходе пара в начале паропровода B_1 расход пара на рассматриваемом участке составит $B_1 \left(1 - \frac{l}{L}\right)$. Обозначим

средние параметры пара на этом участке: давление p , температуру его T , удельный вес γ . Падение давления пара на участке dp . Так как в соответствии с уравнением (5-14) удельное падение давления пропорционально квадрату весового расхода пара и обратно пропорционально удельному весу, то падение давления на рассматриваемом участке dl равно:

$$-dp = R_1(1 + \alpha) \left(1 - \frac{l}{L}\right)^2 \frac{\gamma_1}{\gamma} dl. \quad (5-44)$$

где R_1 и γ_1 — удельное линейное падение давления и удельный вес пара в начале паропровода.

С учетом уравнения (5-38) можно записать:

$$-p dp = R_1(1 + \alpha) p_1 \frac{T}{T_1} \left(1 - \frac{l}{L}\right)^2 dl. \quad (5-45)$$

Интегрируем выражение (5-45) в пределах изменения давления от p_2 до p_1 и длины паропровода от L до 0. В результате интегрирования получаем:

$$\frac{p_1^2}{2} - \frac{p_2^2}{2} = R_1(1 + \alpha) p_1 \frac{T_{ср}}{T_1} \frac{L}{3}. \quad (5-46)$$

Конечное давление пара в паропроводе-спутнике

$$p_2 = p_1 \sqrt{1 - \frac{2}{3} \frac{R_1(1 + \alpha)}{p_1} \frac{T_{ср}}{T_1} L}. \quad (5-47)$$

Из уравнения (5-47) легко найти удельное падение давления пара в начале паропровода R_1 , при котором обеспечивается получение требуемого давления пара p_2 в конце паропровода при заданных его начальных параметрах

$$R_1 = 3 \frac{p_{ср}}{p_1} \frac{T_1}{T_{ср}} \frac{\Delta p}{L(1 + \alpha)}. \quad (5-48)$$

Из сравнения уравнений (5-48) и (5-42) видно, что при одинаковых начальных параметрах пара, одинаковых давлениях в конце паропровода и одинаковой длине паропровода расчетное удельное линейное падение давления в начале паропровода-спутника втрое больше, чем в паропроводе с неизменным расходом пара по длине.

Следовательно, диаметр паропровода-спутника должен быть в $30,19 = 1,23$ раза меньше, чем в паропроводе с неизменным расходом пара по длине.

Значения $p_{ср}$, $T_{ср}$, Δp в уравнении (5-48) те же, что и в уравнении (5-41).

Из совместного решения уравнений (5-15), (5-24) и (5-48) выводится формула для определения коэффициента местных потерь паропроводов-спутников

$$\alpha = A_\alpha \frac{\Sigma \xi}{L} \sqrt{\frac{B}{3 \frac{p_{ср}}{p_1} \frac{T_1}{T_{ср}} \frac{\Delta p}{L} \gamma_1}}. \quad (5-49)$$

Размерности всех величин в уравнении (5-49) те же, что и в уравнении (5-43).

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕЖИМ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

6-1. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМЫ

Водяные системы теплоснабжения представляют собой сложные гидравлические системы, в которых

работа отдельных звеньев находится во взаимной зависимости. Для правильного управления системами и их регулирования необходимо знать гидравлические характеристики ра-

ботающего оборудования: циркуляционных насосов и сети.

На рис. 6-1 кривая 1 — характеристика насоса; кривая 2 — характеристика тепловой сети; точка А — пересечение этих кривых, определяет гидравлический

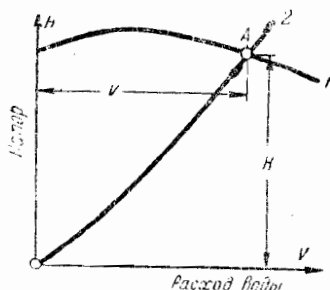


Рис. 6-1. Гидравлическая характеристика насоса и тепловой сети.

режим системы; H — напор, развиваемый насосом; V — объемный расход воды в тепловой сети.

Характеристики насосов задаются обычно заводами-изготовителями или могут быть построены по данным испытания. При изменении числа оборотов центробежного насоса меняется и его характеристика. Между числом оборотов насоса, производительностью, напором и потребляемой мощностью существует следующая зависимость:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1}{V_2} = \sqrt[3]{\frac{H_1}{H_2}} = \sqrt[3]{\frac{N_1}{N_2}}, \quad (6-1)$$

где V_1 , H_1 , N_1 — производительность, напор и потребляемая мощность при числе оборотов n_1 ;

V_2 , H_2 , N_2 — те же показатели при числе оборотов n_2 .

При постоянном числе оборотов мощность, потребляемая насосом, определяется по уравнению

$$N = N_n \left[x + \frac{V}{V_n} (1 - x) \right], \quad (6-2)$$

где V_n , N_n — подача и мощность насоса при номинальном режиме (при максимальном к. п. д.);

N — мощность насоса при подаче V ;

$x = \frac{N_x}{N_n}$ — коэффициент холостого хода;

N_x — мощность насоса при холостом ходе ($V=0$).

Коэффициент холостого хода центробежных насосов находится в пределах

$$0,2 \leq x \leq 0,5.$$

Так как падение давления в тепловых сетях, как правило, подчиняется квадратичному закону, то характеристика тепловой сети представляет собой квадратичную параболу, описываемую уравнением

$$\Delta p = S V^2 \quad (6-3)$$

или

$$\Delta H = \frac{S}{\gamma} V^2, \quad (6-4)^*$$

где Δp — падение давления, кг/м^2 или н/м^2 ;

ΔH — потеря напора, м ;

V — расход воды в сети, $\text{м}^3/\text{ч}$;

γ — удельный вес воды, кг/м^3 или н/м^3 ;

S — сопротивление сети, $\text{кг} \cdot \text{ч}^2/\text{м}^2 \cdot \text{м}^6$ или $\text{н} \cdot \text{ч}^2/\text{м}^2 \cdot \text{м}^6$.

Сопротивление сети S представляет собой падение давления в кг/м^2 или н/м^2 при расходе $V=1 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Из совместного решения уравнений (5-3), (5-11), (5-30) и (6-3) находим:

$$\begin{aligned} S &= A_s \frac{(l + l_0) \gamma}{d^{5,25}} \text{ кг} \cdot \text{ч}^2/\text{м}^2 \cdot \text{м}^6 = \\ &= A_s \frac{(l + l_0) \rho}{d^{5,25}} \text{ н} \cdot \text{ч}^2/\text{м}^2 \cdot \text{м}^6. \end{aligned} \quad (6-5)$$

где l и l_0 — длина трубопровода и эквивалентная длина местных сопротивлений, м ;

d — диаметр трубопровода, м ;

ρ — плотность воды, кг/м^3 ;

* Выражение (6-4) можно представить в виде $\Delta H = S_0 V^2$, где $S_0 = \frac{S}{\gamma} \text{ м} \cdot \text{ч}^2/\text{м}^6$ представляет собою потерю напора в метрах при расходе $V=1 \text{ м}^3/\text{ч}$.

A_S — постоянный коэффициент, зависящий от абсолютной эквивалентной шероховатости трубопровода.

В системе МКГСС

$$A_S = 0,0894 \frac{k_9^{0,25}}{z^2 g} \quad (6-6a)$$

В системе СИ

$$A_S = 0,0894 \frac{k_9^{0,25}}{z^2} \quad (6-6b)$$

k_9 — абсолютная эквивалентная шероховатость, м;

$z = 3600 \text{ сек/ч}$;

g — ускорение свободно падающего тела, $9,81 \text{ м/сек}^2$.

Как видно из уравнения (6-5), сопротивление сети зависит от ее геометрических размеров, абсолютной шероховатости внутренней поверхности трубопроводов, эквивалентной длины местных сопротивлений, удельного веса или плотности теплоносителя.

Сопротивление S не зависит от расхода теплоносителя.

Для данного состояния сети характеристика ее может быть построена по одному известному режиму.

Для определения сопротивления S достаточно знать для одного какого-либо режима расход воды V и соответствующее этому расходу падение давления Δp .

Найденное сопротивление относится к температуре теплоносителя, имевшей место при данном режиме. При изменении температуры теплоносителя сопротивление сети, стро-го говоря, должно изменяться пропорционально удельному весу или плотности теплоносителя

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad (6-7)$$

Однако, если на основе режимных данных находить сопротивление при средней температуре теплоносителя, то в условиях работы тепловых сетей можно не учитывать изменение сопротивления от температуры воды, так как степень изменения удельного веса или плотности воды в пределах изменения температур, имеющих место в тепловой сети, незначительна. Так, если определить сопротивление сети при температуре воды 75°C , то при изменении температуры в пределах от 40 до 130°C сопротивление может измениться на $\pm 3\%$.

Выражение для сопротивления водяных сетей удобно представить в виде:

$$S = A_S^B \frac{(l + l_9)}{d^{5,25}}, \text{ кг} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^2 \cdot \text{м}^3 \text{ или } \text{н} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^2 \cdot \text{м}^3 \quad (6-8)$$

В системе МКГСС

$$A_S^B = 0,0894 \frac{k_9^{0,25} \gamma}{z^2 g} \quad (6-9a)$$

В системе СИ

$$A_S^B = 0,0894 \frac{k_9^{0,25} \rho}{z^2} \quad (6-9b)$$

В нижеследующих табл. 6-1 и 6-2 приведены значения коэффициента A_S^B , а также A_S^B в системах МКГСС и СИ при $\gamma = 975 \text{ кг/м}^3$; $\rho = 975 \text{ кг/м}^3$ ($t_{\text{воды}} = 75^\circ \text{C}$).

Часто на станции работает совместно несколько насосов. Для определения режима их совместной работы необходимо построить их

Таблица 6-1

Значения коэффициентов A_S и A_S^B в системе МКГСС

Обозначение	Размерность	Выражение	$k_9 = 0,0002 \text{ м}$	$k_9 = 0,0005 \text{ м}$	$k_9 = 0,001 \text{ м}$
A_S	$\text{ч}^2 / \text{м}^3 \cdot \text{с}^2$	$0,0894 \frac{k_9^{0,25}}{z^2 g}$	$83,2 \cdot 10^{-12}$	$105 \cdot 10^{-12}$	$124 \cdot 10^{-12}$
A_S^B	$\text{кг} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^3 \cdot \text{с}^2$	$0,0894 \frac{k_9^{0,25} \gamma}{z^2 g}$	$81,2 \cdot 10^{-9}$	$102 \cdot 10^{-9}$	$121 \cdot 10^{-9}$

Значения коэффициентов A_S и A_S^B в системе СИ

Обозначение	Размерность	Выражение	$k_9 = 0,0002 \text{ м}$	$k_9 = 0,0005 \text{ м}$	$k_9 = 0,001 \text{ м}$
A_S	$\text{м}^{0,25} \text{с}^2 / \text{сек}^2$	$0,0894 \frac{k_9^{0,25}}{Z^2}$	$8,15 \cdot 10^{-10}$	$10,3 \cdot 10^{-10}$	$12,15 \cdot 10^{-10}$
A_S^B	$\text{кг} \cdot \text{с}^2 / \text{сек}^2 \cdot \text{м}^{2,75}$	$0,0894 \frac{k_9^{0,25} \rho}{Z^2}$	$0,796 \cdot 10^{-6}$	$1,0 \cdot 10^{-6}$	$1,185 \cdot 10^{-6}$

суммарную характеристику. Порядок суммирования характеристик насосов зависит от способа их включения. Если насосы включены параллельно, то суммарная характеристика строится путем сложения расходов (подач) при одних и тех же напорах. Например, если (рис. 6-2, а) AB — характеристика насоса 1, а AC — характеристика насоса 2, то суммарной характеристикой этих насосов является кривая AD . Каждая абсцисса кривой AD равна сум-

ме абсцисс кривых AB и AC . Например, $ab + ac = ad$.

Построение суммарной характеристики последовательно включенных насосов производится путем сложения напоров при одних и тех же расходах. Например, если (рис. 6-2, б) $AB \rightarrow$ характеристика насоса 1, а $CD \rightarrow$ характеристика насоса 2, то суммарная характеристика обоих насосов изобразится кривой KZ . Каждая ордината кривой KZ равна сумме ординат кривых AB и CD . Например $ab + ac = al$.

Степень изменения подачи при параллельном включении насосов зависит исключительно от вида характеристики сети. Чем более пологий вид имеет характеристика сети, т. е. чем меньше S , тем эффективнее параллельное включение насосов. Чем круче характеристика сети, т. е. чем больше S , тем меньший эффект дает параллельное включение.

На рис. 6-3 приведена суммарная характеристика двух параллельно включенных насосов, имеющих одинаковые характеристики. AB — характеристика одного насоса, AD — суммарная характеристика двух насосов. Если характеристи-

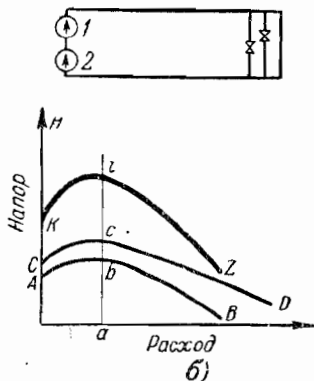
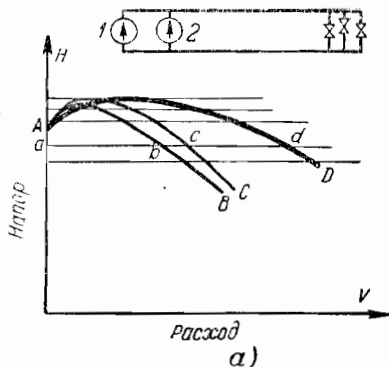


Рис. 6-2. Построение суммарной характеристики насосов.

a — параллельно включенных; b — последовательно включенных.

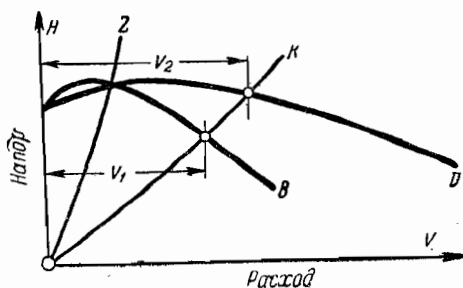


Рис. 6-3. Изменение расхода воды при параллельном включении насосов.

ка сети имеет вид кривой OK , то при работе одного насоса в сеть подается V_1 воды, а при работе двух насосов — V_2 . Таким образом, два насоса подают больше воды, чем один. Если характеристика сети имеет вид кривой OZ , то подача воды остается одной и той же как при одном, так и при двух насосах.

При проектировании насосных установок, состоящих из нескольких параллельно работающих насосов, следует выбирать все насосы с одинаковыми характеристиками, а расчетную производительность каждого из них принимать равной суммарному расходу воды, деленному на число работающих насосов.

Подача насосов при последовательном включении также зависит от вида характеристики сети. Чем круче характеристика сети, т. е. чем больше S , тем эффективнее последовательное включение. При последовательном включении насосов суммарная производительность нескольких насосов всегда больше производительности каждого из насосов в отдельности.

Определение суммарной характеристики сети может быть произведено как графическим, так и аналитическим методом. Метод графического сложения характеристик участков сети аналогичен графическому суммированию характеристик насосов. Практически более удобно производить суммирование характеристик участков сети аналитически. При этом пользуются следующим правилом, вытекающим из квадратичной зависимости между потерей давления и расходом воды: суммарное сопротивление равно арифметической сумме сопротивлений последовательно включенных участков.

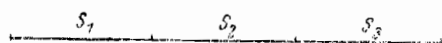


Рис. 6-4. Последовательное соединение участков.

Пусть (рис. 6-4) S_1 , S_2 и S_3 — сопротивления трех последователь-

ных участков сети. Суммарное сопротивление этих участков равно:

$$S = S_1 + S_2 + S_3. \quad (6-10)$$

Если участки соединены параллельно, то для суммирования характеристик удобно пользоваться другим гидравлическим показателем — проводимостью, под которой понимается величина, обратная корню квадратному из сопротивления:

$$a = \frac{1}{\sqrt{S}} = \frac{V}{\sqrt{\Delta p}}. \quad (6-11)$$

Пусть (рис. 6-5) a_1 , a_2 , a_3 — проводимость трех параллельно соединенных участков сети. Суммарная проводимость этих участков равна их арифметической сумме

$$a = a_1 + a_2 + a_3. \quad (6-12)$$

Таким образом, суммирование характеристик участков тепловой сети производится по следующему

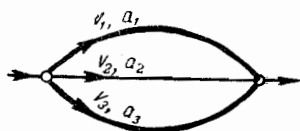


Рис. 6-5. Параллельное соединение участков

правилу: при последовательном соединении складываются сопротивления, при параллельном соединении — проводимости.

6-2. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РЕЖИМА ЗАКРЫТЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Основное требование, предъявляемое к регулированию гидравлического режима, заключается в распределении потоков теплоносителя по отдельным участкам сети и абонентским вводам в соответствии с режимом тепловой нагрузки. В условиях реальной эксплуатации гидравлический режим тепловых сетей не остается постоянным. Переменный расход воды обусловлен, с одной стороны, центральным и местным регулированием разнородной тепловой нагрузки, а с другой, — различного рода переключениями,

имеющими место в сети в процессе эксплуатации. Переменный расход воды в тепловой сети сопровождается изменением располагаемых напоров на абонентских вводах. Если абонентские вводы оснащены авторегуляторами, то расход воды через абонентские системы определяется только режимом теплового потребления. Изменение располагаемых напоров в сети непосредственно не влияет на гидравлический режим местных систем. Например, при установке на отопительных абонентских вводах регуляторов расходов PP^1 расход воды на отопление остается постоянным и при переменном расходе воды в сети.

Если располагаемый напор на абонентском вводе возрастает, PP прикрывает проходное сечение, в связи с чем возрастает сопротивление абонентского ввода и расход воды сохраняется постоянным.

При установке терморегуляторов в абонентских системах горячего водоснабжения расход воды на горячее водоснабжение зависит только от режима потребления тепла и не изменяется при увеличении располагаемого напора в сети. Таким образом, при оснащении всех абонентских вводов авторегуляторами действительный расход воды в сети V_d равен расчетному расходу V_p для данной тепловой нагрузки. Значительно хуже обстоит дело в системах теплоснабжения, не имеющих авторегуляторов на абонентских вводах. В этих системах переменный расход воды в тепловой сети и связанное с ним изменение располагаемых напоров приводят, как правило, к изменению расхода воды во всех местных системах, в том числе и в тех, где по характеру тепловой нагрузки расход воды не должен изменяться. Отклонение фактического расхода воды от заданной величины, определяемой тепловой нагрузкой абонентской установки, ведет к разрегулировке, т. е.

к нарушению теплового режима абонентской установки.

Степень изменения расхода воды в абонентской системе

$$\varphi = \frac{V_d}{V_p}, \quad (6-13)$$

где V_d — фактический расход воды;
 V_p — расчетный расход.

Разрегулировки водяных систем удобно классифицировать по характеру изменения расхода воды по длине сети. Разрегулировки делятся на соответственные и несоответственные. Под соответственной разрегулировкой понимается такая, при которой знак изменения расхода воды у всех абонентов один и тот же, т. е. такая разрегулировка, при которой расход воды увеличивается у всех абонентов или уменьшается у всех абонентов. Под несоответственной разрегулировкой понимается такая, при которой знак изменения расхода воды у всех абонентов не одинаков. Кроме того, различают разрегулировки пропорциональные и непропорциональные. Под пропорциональной разрегулировкой понимается такая, при которой степень изменения расхода воды у всех абонентов одна и та же ($\varphi = \text{idem}$).

При непропорциональной разрегулировке степень изменения расхода не одинакова у всех абонентов.

Задача расчета гидравлического режима сети заключается в определении расходов сетевой воды у абонентов и на отдельных участках сети, а также давлений (напоров) и располагаемых перепадов давлений (напоров) в узловых точках сети и на абонентских вводах при заданном режиме работы сети.

Заданными обычно являются: схема тепловой сети, сопротивления (S) всех участков сети, давления (напоры) на подающем и обратном коллекторах ТЭЦ или располагаемый перепад давлений (напоров) на коллекторах ТЭЦ и давление (напор) в нейтральной точке сети. При наличии на абонентских вводах авторегуляторов известны также расходы сетевой воды у абонентов, поскольку эти расходы поддерживают- ся с помощью авторегуляторов на

¹ Регулятор разности напоров «после себя».

заданном уровне. В этом случае по известным расходам сетевой воды у абонентов находятся расходы воды на всех участках тепловой сети. Затем находят потери давления (напора) на всех участках сети [формулы (6-3) и (6-4)] и строят пьезометрический график, по которому определяют давления (напоры) в узловых точках тепловой сети и на абонентских вводах.

При отсутствии на абонентских вводах авторегуляторов расходы се-

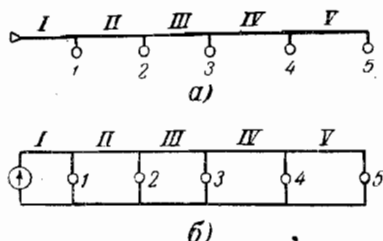


Рис. 6-6. Схема тепловой сети.
а — в однолинейном изображении;
б — в двухлинейном изображении.

тевой воды у абонентов заранее не известны и определение их является одной из основных задач расчета гидравлического режима тепловой сети.

Для решения этой задачи необходимо знать, кроме сопротивлений всех участков тепловой сети, также и сопротивления всех абонентских вводов.

Рассмотрим метод расчета расходов воды у абонентов тепловой сети при отсутствии авторегуляторов на абонентских вводах.

На рис. 6-6 приведена схема тепловой сети в однолинейном и двухлинейном изображениях. Примем следующую систему обозначений. Нумерация участков сети и абонентов начинается от станции. Участки магистрали нумеруются римскими цифрами, а ответвления к абонентам и абоненты — арабскими. Суммарный расход воды в сети обозначим буквой V без индекса. Расход воды через абонентскую систему — буквой V с индексом, равным номеру абонента. Например, V_m — расход воды через абонентскую систему m .

Относительный расход воды через абонентскую систему, т. е. от-

ношение расхода воды через абонентскую систему к суммарному расходу воды в сети, обозначим: $\bar{V}$ с индексом. Например, $\bar{V}_m$ — относительный расход воды у абонента m .

Расход воды у абонента 1 может быть найден из уравнения

$$S_1 V_1^2 = S_{1-5} V^2, \quad (6-14)$$

где S_1 — сопротивление абонентской установки 1, включая от-
ветвление;

S_{1-5} — сопротивление тепловой сети со всеми ответвлениями и абонентскими системами от абонента 1 до абонента 5 включительно.

Из уравнения (6-14) находим:

$$\bar{V}_1 = \frac{V_1}{V} = \sqrt{\frac{S_{1-5}}{S_1}}. \quad (6-15)$$

Найдем расход воды через абонентскую установку 2. Для узла 2 действительно следующее уравнение:

$$S_2 V_2^2 = S_{2-5} (V - V_1)^2, \quad (6-16)$$

где S_2 — сопротивление абонентской установки 2, включая от-
ветвление;

S_{2-5} — сопротивление тепловой сети со всеми ответвлениями и абонентскими системами от абонента 2 до абонента 5 включительно.

С другой стороны,

$$S_{II-5} (V - V_1)^2 = S_{1-5} V^2, \quad (6-17)$$

где $S_{II-5} = S_{II} + S_{2-5}$;

S_{II} — сопротивление участка магистрали II, откуда

$$(V - V_1)^2 = V^2 \frac{S_{1-5}}{S_{II-5}}. \quad (6-18)$$

Из уравнений (6-16) и (6-18) находим:

$$\bar{V}_2 = \sqrt{\frac{S_{1-5} S_{2-5}}{S_{II-5} S_2}}. \quad (6-19)$$

Аналогично находится расход воды через абонентскую установку 3

$$\bar{V}_3 = \sqrt{\frac{S_{1-5}}{S_{II-5}} \frac{S_{2-5}}{S_{III-5}} \frac{1}{S_3}}. \quad (6-20)$$

где S_{3-5} — сопротивление тепловой сети со всеми ответвлениями от абонента 3 до последнего абонента 5 включительно:

S_{III} — сопротивление участка магистрали III.

Если к тепловой сети присоединено n абонентов (рис. 6-7), то относительный расход воды через любого абонента m определится из выражения

$$\bar{V}_m = \sqrt{\frac{S_{an} S_{bn} S_{cn} \dots S_{mn}}{1 S_{Bn} S_{Cn} \dots S_{Mn}} \frac{1}{S_m}}. \quad (6-21)$$

По формуле (6-21) можно найти расход воды через любую абонент-

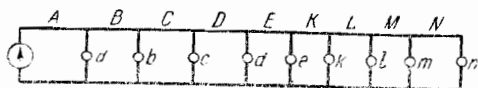


Рис. 6-7. Схема тепловой сети.

скую систему, если известны суммарный расход воды и сопротивления участков сети.

Из уравнения (6-21) следует:

1. Относительный расход воды через абонентскую систему зависит только от сопротивления сети и абонентских установок и не зависит от абсолютного расхода воды в сети.

2. Если к сети присоединено n абонентов, то отношение расходов воды через абонентские установки d и m , где $d < m$, зависит только от сопротивления системы, начиная от узла d до конца сети, и не зависит от сопротивления сети до узла d (рис. 6-7.)

$$\frac{V_m}{V_d} = \sqrt{\frac{S_{en} S_{kn} S_{ln} S_{mn} S_d}{S_{En} S_{Kn} S_{Ln} S_{Mn} S_m}}. \quad (6-22)$$

При изменении сопротивления на каком-либо участке тепловой сети у всех абонентов, расположенных между этим участком и концевой точкой сети, расход воды изменяется пропорционально. В той части сети, где расход меняется пропорционально, достаточно определить степень изменения расхода (φ) только у одного абонента.

Если в тепловой сети работают насосные подстанции, то при расче-

те гидравлического режима частное от деления напора насоса на квадрат расхода воды учитывают как отрицательное сопротивление

$$S_n = -\frac{H_n \gamma}{V_n^2}, \quad (6-23)$$

где H_n и V_n — напор, развиваемый насосной подстанцией и расход воды через нее;

γ — удельный вес воды.

Суммарный расход воды в тепловой сети (рис. 6-7)

$$V = \sqrt{\frac{\Delta p}{S_{An}}}, \quad (6-24)$$

где Δp — перепад давлений на коллекторах ТЭЦ;

S_{An} — суммарное сопротивление тепловой сети,

$$S_{An} = S_A + S_{an}.$$

Суммарный расход воды в сети может быть также найден графически как координата точки пересечения характеристик сети и насоса.

По известным расходам сетевой воды на участках сети и известным сопротивлениям этих участков сети строится пьезометрический график, по которому определяются давления (напоры) в узловых точках сети и на абонентских вводах.

Характер ожидаемой разрегулировки при любых переключениях в тепловой сети легко установить на основе общей зависимости расходов воды от сопротивлений отдельных элементов тепловой сети [формулы (6-21) и (6-22)].

Проведение расчетов необходимо только для выявления количественных значений разрегулировки.

Так, например, если в тепловой сети (рис. 6-8,а) отключится какой-либо абонент x , то суммарное сопротивление сети увеличится и в этом случае, как видно из формулы (6-24), суммарный расход воды в сети снизится.

Вследствие снижения расхода воды в тепловой сети уменьшится потеря давления в магистралях тепловой сети на участке между станцией и точкой присоединения абонента и пьезометрический график

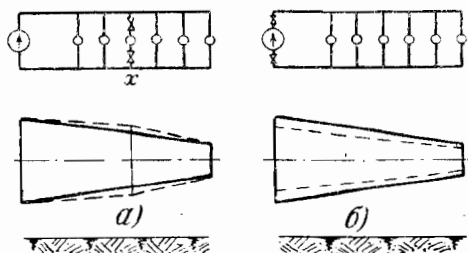


Рис. 6-8. Изменение пьезометрического графика двухтрубной водяной сети.

а — при местном регулировании; б — при центральном регулировании.

этого участка магистрали пройдет более полого (см. пунктир).

Так как в точке x магистральной тепловой сети увеличится располагаемый напор, то увеличится расход воды в сети на участке между точкой x и конечным абонентом тепловой сети, в результате чего пьезометрический график этого участка пройдет более круто (см. пунктир).

Как следует из уравнения (6-22) и выводов из него, у всех абонентов, расположенных между точкой x и конечной точкой сети, произойдет пропорциональная разрегулировка. У всех абонентов, расположенных между станцией и точкой x , произойдет соответственная непропорциональная разрегулировка.

Если на станции изменяется располагаемый перепад давлений (напор), а сопротивление сети S остается неизменным (рис. 6-8, б), то в этом случае, как видно из уравнения (6-24), расход воды в тепловой

Пример 6-1. Схема сети и пьезометрический график ее приведены на рис. 6-9. Рассчитать гидравлический режим тепловой сети и построить ее пьезометрический график при отключении абонента 2.

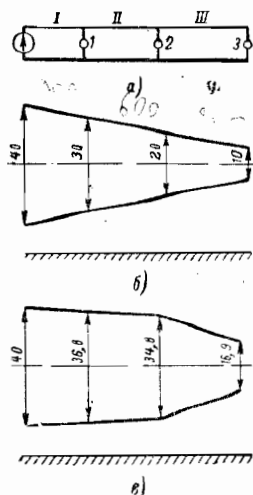


Рис. 6-9. Схема и пьезометрические графики двухтрубной водяной сети.

а — схема сети; б — пьезометрический график при нормальном режиме; в — пьезометрический график после отключения абонента 2.

Расходы воды у абонентов и на отдельных участках сети при нормальном режиме приведены в нижеследующей таблице.

Участки	I	II	III	1	2	3
$V, \text{ м}^3/\text{ч}$	800	600	200	200	400	200

Находим сопротивления отдельных участков тепловой сети по известным расходам

Участки	I	II	III	1	2	3
$S, \text{ кг} \cdot \text{ч}^2/\text{м}^2 \cdot \text{м}^6$	0,0132	0,0271	0,244	0,73	0,122	0,244

сети изменяется пропорционально корню квадратному из располагаемого перепада давлений. Так как сопротивление всех участков сети неизменно, то, как следует из уравнения (6-22), должны остаться неизменными также относительные расходы воды у всех абонентов, т. е. у всех абонентов должна возникнуть пропорциональная разрегулировка.

воды и потерям напора (давления) для нормального режима по формуле

$$S = \frac{\Delta H \gamma}{V^2}.$$

Удельный вес воды принимаем $\gamma = 975 \text{ кг}/\text{м}^3$. Результаты расчета сведены в таблицу.

Определяем сопротивление отдельных звеньев тепловой сети и всей тепловой сети в целом после отключения абонента 2.

Задача решается по формулам (6-10) — (6-12) путем сложения сопротивлений по-

следовательных участков и проводимостей параллельных участков.

$$S_{II-3} = S_{II} + S_3 = 0,244 + 0,244 = 0,488;$$

$$S_{II-3} = S_{II} + S_{II-3} =$$

$$= 0,0271 + 0,488 = 0,5151;$$

$$a_{II-3} = \frac{1}{\sqrt{S_{II-3}}} =$$

$$= \frac{1}{\sqrt{0,5151}} = 1,41;$$

$$a_1 = \frac{1}{\sqrt{S_1}} = \frac{1}{\sqrt{0,73}} = 1,17;$$

$$a_{1-3} = a_1 + a_{II-3} =$$

$$= 1,17 + 1,41 = 2,58;$$

$$S_{1-3} = \frac{1}{a_{1-3}^2} = \frac{1}{2,58^2} = 0,15.$$

Суммарное сопротивление всей сети после отключения абонента 2:

$$S_{I-3} = S_I + S_{1-3} =$$

$$= 0,0132 + 0,15 = 0,1632.$$

Определяем по формуле (6-24) суммарный расход воды в сети после отключения абонента 2:

$$V = \sqrt{\frac{\Delta p}{S_{I-3}}} = \sqrt{\frac{40 \cdot 975}{0,1632}} = 489 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Определяем по формуле (6-21) относительный расход воды у абонента 1:

$$\bar{V}_1 = \sqrt{\frac{0,15}{0,73}} = 0,454.$$

Абсолютный расход воды у абонента 1

$$V_1 = \bar{V}_1 V = 0,454 \cdot 489 = 222 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Абсолютный расход воды у абонента 3

$$V_3 = V - V_1 = 489 - 222 = 267 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Находим по формулам (6-3) и (6-4) потери давления на отдельных участках сети и располагаемые напоры в узловых точках сети:

$$\Delta p_1 = 0,0132 \cdot 489^2 = 3160 \text{ кг/м}^2;$$

$$\Delta H_1 = \frac{3160}{975} = 3,24 \text{ м};$$

$$\Delta H_1 = 40 - 3,24 = 35,76 \text{ м};$$

$$\Delta p_{II} = 0,0271 \cdot 267^2 = 1930 \text{ кг/м}^2;$$

$$\Delta H_{II} = 1,98 \text{ м};$$

$$\Delta H_2 = 36,76 - 1,98 = 34,78 \text{ м};$$

$$\Delta p_{III} = 0,244 \cdot 267^2 = 17400 \text{ кг/м}^2;$$

$$\Delta H_{III} = 17,9 \text{ м};$$

$$\Delta H_3 = 34,78 - 17,9 = 16,88 \text{ м}.$$

По найденным напорам строится пьезометрический график (рис. 6-9, в).

6-3. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РЕГУЛИРУЮЩИХ ОРГАНОВ

В абонентских установках, присоединенных к тепловой сети, местное регулирование расхода теплоносителя производится вручную или автоматически. Для получения плавного регулирования необходимо, чтобы перемещение штока ре-

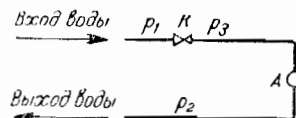


Рис. 6-10. Схема движения теплоносителя.

гулирующего органа вызывало равномерное изменение расхода теплоносителя.

Рассмотрим, от каких факторов зависит характеристика регулирующих органов. Установим закон изменения расхода теплоносителя от степени открытия регулирующего органа. На рис. 6-10 показана схема движения теплоносителя через абонентскую установку А, где К — регулирующая задвижка; p_1 — давление перед регулирующей задвижкой; p_2 — давление после абонентской установки; p_3 — давление после регулирующей задвижки.

В тепловых сетях давления p_1 и p_2 на абонентском вводе могут практически приниматься постоянными независимо от положения регулирующей задвижки у абонента.

Расход теплоносителя через абонентскую установку при полном открытии задвижки К может быть представлен выражением

$$V' = \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{S_a + S'_k}}, \quad (6-25)$$

где S_a — сопротивление абонентской установки;

S'_k — сопротивление регулирующей задвижки К при полном открытии.

При прикрытии задвижки K расход воды в местной системе изменится и составит:

$$V = \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{S_a + S_k}}, \quad (6-26)$$

где S_k — новое сопротивление задвижки (более высокое).

На основании уравнений (6-25) — (6-26) можно найти степень изменения расхода воды при прикрывании задвижки:

$$\frac{V}{V'} = \sqrt{\frac{\frac{S_a}{S'_k} + 1}{\frac{S_a}{S'_k} + \frac{S_k}{S'_k}}}. \quad (6-27)$$

Как видно из уравнения (6-27), изменение расхода воды при местном регулировании зависит от двух величин:

а) отношения сопротивления местной системы к сопротивлению регулировочной задвижки при полном открытии (S_a/S'_k);

б) характера изменения сопротивления исполнительного органа от хода штока (S_k/S'_k).

На рис. 6-11 показана зависимость расхода воды через абонентскую установку от степени открытия параллельной задвижки диаметром 50 мм при различном значении сопротивления абонентской установки S_a [Л. 119]. При большом сопротивлении абонентской установки ($S_a = 100 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{м}^6$) влияние степени открытия задвижки на расход воды сказывается практически только на 40% хода задвижки ($0 < l/d_0 < 0,4$). При уменьшении сопротивления местной системы увеличивается длина хода, на котором открытие задвижки изменяет расход воды через абонентскую установку.

При $S_a = 0$

$$\frac{V}{V'} = \sqrt{\frac{S'_k}{S_k}}, \quad (6-28)$$

т. е. степень изменения расхода воды зависит только от сопротивления регулировочного органа.

Иногда диаметры исполнительных органов выбираются не по предполагаемому перепаду давлений, а по диаметру подводящих трубо-

проводов, т. е. принимаются завышенными. Это значительно затрудняет регулирование, так как из-за малого значения величины сопротивления S'_k отношение (S_a/S'_k) получается большим. Такой исполнительный орган имеет очень неблагоприятную характеристику, оказывая воздействия на изменение

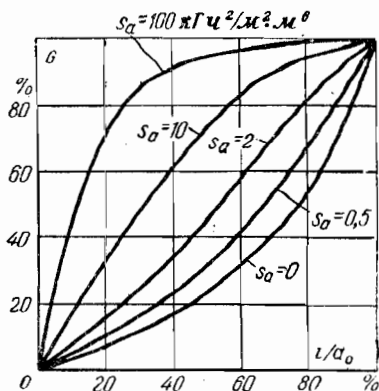


Рис. 6-11. Зависимость расхода воды от степени открытия задвижки диаметром 50 мм.

расхода воды лишь на незначительной части хода клапана в положении, близком к полному закрытию.

Для уменьшения величины отношения (S_a/S'_k) следует регулировочные задвижки выбирать с повышенным гидравлическим сопротивлением, гася в них весь избыточный перепад давлений, имеющийся на абонентском вводе.

6-4. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ

Влияние переменного расхода воды в тепловой сети на гидравлический режим неавтоматизированных местных систем может быть значительно ослаблено при повышении гидравлической устойчивости системы. Под гидравлической устойчивостью понимается способность системы поддерживать заданный гидравлический режим. Чем устойчивее система, тем меньше влияние гидравлического режима всей системы на гидравлический режим отдельных абонентских уста-

новок. При питании от общей тепловой сети разнородных тепловых потребителей невозможно без авторегулирования абонентских вводов добиться идеальной гидравлической устойчивости системы. Однако путем правильной регулировки можно значительно улучшить гидравлическую устойчивость.

Для количественной оценки гидравлической устойчивости местной системы пользуются коэффициентом гидравлической устойчивости, под которым понимается отношение расчетного расхода воды в местной системе к максимально возможному расходу воды через нее. Чем ближе к единице коэффициент гидравлической устойчивости, тем устойчивее гидравлический режим. Коэффициент гидравлической устойчивости абонентских вводов, оснащенных авторегуляторами, в идеальном случае равен единице, так как действительный расход воды через такие абонентские системы при всех режимах равен или близок к расчетному расходу.

Если на абонентских вводах отсутствуют авторегуляторы, то при изменении гидравлического режима системы расход воды через отдельные абонентские вводы может изменяться в широких пределах и коэффициент гидравлической устойчивости отдельных абонентских вводов значительно отклоняется от единицы. Максимальная разрегулировка в абонентских системах будет иметь место при максимальном отклонении действительного располагаемого напора на абонентском вводе от расчетного располагаемого напора. При отключении части абонентов от тепловой сети снижается расход воды в сети, уменьшаются потери напора в сети и возрастает располагаемый напор на работающих абонентских вводах. В пределе, когда потери напора в тепловой сети делаются незначительными по сравнению с располагаемым напором на коллекторах станции, располагаемый напор на абонентских вводах практически делается равным располагаемому напору на станции и степень измене-

ния расхода в абонентских системах достигает своего максимального значения.

Учитывая квадратичную зависимость между расходом воды и потерей напора, можно написать следующее выражение для коэффициента гидравлической устойчивости абонентской системы при отсутствии авторегулирования на абонентском вводе:

$$\begin{aligned} \gamma &= \frac{V_p}{V_{\max}} = \sqrt{\frac{H_{аб}}{H_{ст}}} = \\ &= \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{H_{сети}}{H_{аб}}}}, \end{aligned} \quad (6-29)$$

где $H_{аб}$ — располагаемый напор на абонентском вводе при расчетном расходе воды;

$H_{сети}$ — потеря напора в тепловой сети при расчетном расходе воды;

$H_{ст}$ — напор на станции;

$$H_{ст} = H_{аб} + H_{сети}.$$

Уравнение (6-29) показывает, что гидравлическая устойчивость абонентских систем тем выше, чем меньше потеря напора в тепловой сети и чем больше потеря напора на абонентском вводе.

Для повышения гидравлической устойчивости системы надо все избытки напора, имеющиеся в сети, поглощать при помощи сопротивлений (сопла элеваторов, шайбы) или при помощи регулировочных клапанов на абонентских вводах или у теплопотребляющих приборов абонентов. В сети следует максимально снижать потери напора, работая всегда с полностью открытыми задвижками.

Для обеспечения надежной работы тепловых сетей и местных систем необходимо ограничить возможные в условиях эксплуатации изменения давлений в тепловой сети допустимыми пределами.

Для этой цели в одной из точек тепловой сети, а при сложных профилях местности в нескольких точках [Л. 19] искусственно изменяют давление по определенному закону

в зависимости от расхода воды в сети. Эти точки называются точками регулирования давления. В частном случае, когда давление в этих точках поддерживается постоянным как при работе сети, так и в статическом состоянии, они называются нейтральными точками.

При сравнительно стабильном расходе воды в сети заданный уровень давления в системе обеспечивается обычно с помощью нейтральных точек.

Точки регулируемого давления применяются главным образом в системе с резко переменным расходом воды в сети, например в открытых системах теплоснабжения при большой доле нагрузки горячего водоснабжения.

Рассмотрим принцип размещения нейтральных точек в системе и схему фиксации давления в них.

Размещение нейтральной точки принципиально возможно на любой линии сети — подающей или обратной.

Поскольку давление в местных системах определяется в основном давлением в обратной линии сети, закрепление давления на обратной линии более эффективно с точки зрения устойчивости давлений в местных установках. Если тепловая сеть состоит из одной магистрали, то для закрепления режима давлений достаточно в одной из точек этой магистрали поддерживать постоянное давление. В тепловых сетях, состоящих из многих магистралей, питаемых одной станцией, закрепление нейтральной точки только на одной из работающих линий не обеспечивает необходимой устойчивости гидравлического режима. Для примера на рис. 6-12 приведена тепловая сеть, состоящая из двух параллельных магистралей: $abcd$ и $akld$; 1, 2, 3, 4, 5 — абоненты, присоединенные к тепловой сети. Нейтральная точка O фиксирует напор H_0 на линии dl .

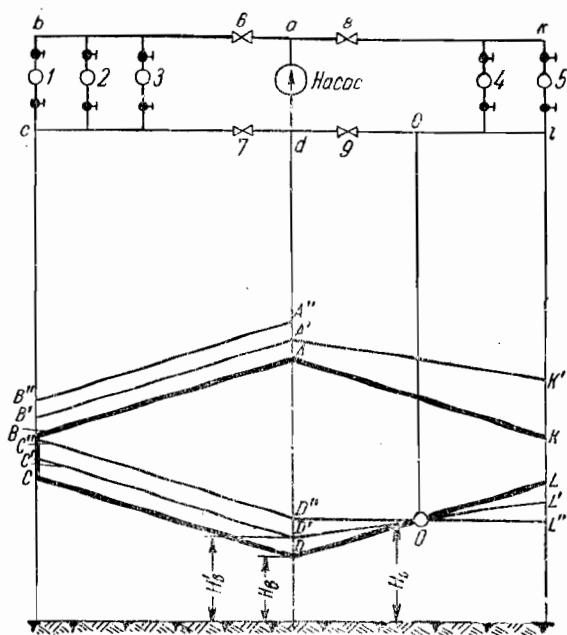


Рис. 6-12. Пьезометрический график двухтрубной тепловой сети при переменном режиме.

Проследим, как меняются давления в тепловой сети при переменном расходе воды в сети и постоянном располагаемом напоре на станции. При нормальном (расчетном) гидравлическом режиме пьезометрические графики сети имеют вид: $ABCD$ и $AKLD$. При изменении расхода воды в магистрали, вследствие местного регулирования на абонентских вводах, пьезометрические линии этой магистрали занимают более крутое или более пологое положение, в связи с чем происходит изменение давления на всасывающем и нагнетательном коллекторах циркуляционных насосов и одновременно во всех магистралях теплосети, присоединенных к этим коллекторам. Особенно сильное изменение давления в сети будет иметь место, когда циркуляция в магистрали $akld$ полностью прекратится. В этом случае пьезометрический график линии dol совпадает с горизонтальной линией статического напора. Напор во всасывающем патрубке насоса повысится до статического уровня H_0 , что вызовет значительное повышение напора во всех точках магистрали $abcd$. Пьезометрический график этой магистрали изобразит-

ся для этого случая кривыми $A''B''C''D''$.

Если статический напор H_0 значительно превышает нормальный напор H_n во всасывающем патрубке насоса, то последний режим может привести к резкому повышению напоров и авариям в абонентских системах магистрали $abcd$. По этой причине в тепловых сетях, состоя-

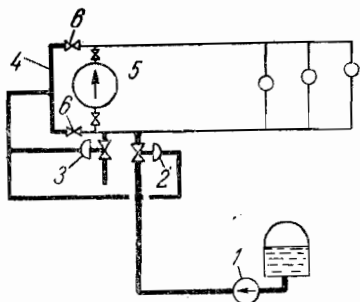


Рис. 6-13. Принципиальная схема подпиточного устройства.
1 — подпиточный насос; 2 — подпиточный клапан; 3 — дренажный клапан; 4 — перемычка; 5 — сетевой насос; 6 — регулировочные краны.

щих из нескольких магистралей, не следует размещать нейтральную точку на какой-либо из работающих магистралей. Более целесообразно нейтральную точку разместить на перемычке, соединяющей нагнетательный коллектор сетевых насосов со всасывающим коллектором, используя давление в нейтральной точке в качестве импульса, регулирующего величину подпитки в тепловую сеть.

На рис. 6-13 приведена принципиальная схема подпиточного устройства с регуляторами, управляемыми от нейтральной точки, расположенной на перемычке 4 сетевого насоса.

Степень открытия клапанов 2 и 3 регулируется мембранами. При понижении давления в нейтральной точке снижается давление на мембрану клапана 2.

В связи с этим увеличивается открытие клапана 2 и возрастает подкачка воды подпиточным насосом в тепловую сеть. Повышенная подкачка воды в тепловую сеть приводит к восстановлению давления в нейтральной точке. При повышении давления в нейтральной точке

возрастает давление на мембрану клапана 2 и он прикрывается. В связи с этим снижается подкачка воды в тепловую сеть, что должно привести к восстановлению давления в нейтральной точке.

Если при полном закрытии клапана 2 давление в нейтральной точке продолжает возрастать, то происходит открытие дренажного кла-

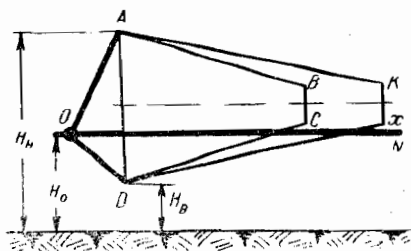


Рис. 6-14. Пьезометрический график сети при закреплении нейтральной точки на перемычке.

пана 3 и часть воды из тепловой сети сливается в дренаж. Клапан 3 остается открытым до тех пор, пока давление в нейтральной точке не восстановится. На рис. 6-14 приведен пьезометрический график такой системы. Здесь $ABCD$ и $AKXD$ — пьезометрические графики магистралей тепловой сети; AOD — пьезометрический график перемычки; O — нейтральная точка на перемычке. Во время работы в перемычке происходит непрерывная циркуляция воды по направлению от нагнетательного патрубка насоса к нейтральной точке O и от нейтральной точки к всасывающему патрубку.

Если почему-либо утечки из тепловой сети возрастают, то сначала происходит некоторое падение давления в сети, а с ним — понижение давления в нейтральной точке. Это вызывает увеличение открытия клапана 2 (рис. 6-13) и рост подпитки. Обратное явление происходит в случае прироста объема воды в сети, например при повышении температуры воды в сети.

Изменяя степень открытия регулировочных кранов 6 на перемычке 4 (рис. 6-13) можно менять величину фиксируемого давления. В этом случае нейтральная точка превра-

щается в точку регулируемого давления. При применении авторегуляторов прямого действия трудно добиться высокой точности поддержания регулируемого параметра. Большая точность регулирования давлений в нейтральной точке достигается при применении авторегуляторов непрямого действия. Такая схема авторегулирования описана в § 7-6.

При большой разности геодезических отметок местности, когда невозможно принять одно статическое давление воды для всей системы теплоснабжения, приходится устанавливать в системе несколько нейтральных точек. В этом случае основная нейтральная точка устанавливается на станции. Поддержание постоянного давления в этой основной нейтральной точке осуществляется при помощи подпиточного устройства. Дополнительные нейтральные точки устанавливаются в промежуточных точках сети, обычно на обратных линиях, а поддержание постоянного давления в этих нейтральных точках осуществляется путем изменения сопротивления отдельных участков сети при помощи регулирующих устройств или насосов [Л. 19, 158].

Для фиксации давлений в больших водяных сетях иногда применяются расширители. Расширитель представляет собой открытый сосуд, установленный на высоте, равной напору в нейтральной точке. Для поддержания постоянного уровня расширитель присоединяется к водопроводу через шаровой клапан. Выше заданного уровня воды в расширителе устанавливается переливная труба. При повышении температуры воды избыточный объем ее, получившийся от термического расширения, поступает в расширитель. При достижении уровня сливной трубы избыток воды из расширителя сливается в запасной резервуар или в канализацию. При понижении температуры воды в системе вода из расширителя поступает в систему и компенсирует сокращение объема воды от охлаждения. Возможные утечки воды из системы также пополняются из расширителя.

В условиях централизованного теплоснабжения расширитель не нашел широкого распространения главным образом из-за необходимости предварительной обработки воды, вводимой в тепловую сеть (деаэрация, умягчение), что исключает прямое соединение тепловой сети с водопроводом. Кроме того, для создания статического давления в системе, обеспечивающего невискипание воды в подающей линии тепловой сети, при расчетных температурах теплоносителя, применяющихся в современных системах теплоснабжения (порядка 150°C), расширитель должен размещаться на значительной высоте (порядка 40 м), что также усложняет его использование.

6-5. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РЕЖИМА ОТКРЫТЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Основная особенность гидравлического режима открытых систем теплоснабжения заключается в том, что при наличии водоразбора расход воды в обратной линии тепловой сети меньше расхода в подающей линии. Разность расходов воды в подающей и обратной линиях практически равна величине водоразбора.

На рис. 6-15 показан пьезометрический график открытой системы теплоснабжения, в которой абонентские вводы оснащены автоматикой и работают по принципу связанного регулирования (рис. 3-6, схема и).

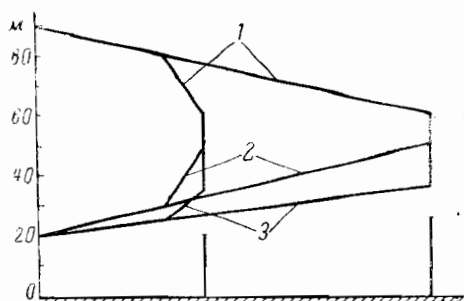


Рис. 6-15. Пьезометрический график открытой системы теплоснабжения со связанным автоматическим регулированием на абонентских вводах (рис. 3-6, схема и).

1 — подающей линии; 2 — обратной линии при отсутствии водоразбора ($G_p=0$); 3 — обратной линии при величине водоразбора, равной 30% расхода воды в подающей линии.

В рассматриваемой системе пьезометрический график подающей линии тепловой сети сохраняется неизменным при любой величине водоразбора, так как расход воды в подающей линии тепловой сети поддерживается постоянным с помощью регуляторов расхода PP , установленных на абонентских вводах.

Положение пьезометрического графика обратной линии тепловой сети зависит от величины водоразбора. С увеличением водоразбора уменьшается расход воды по обратной линии и протекание пьезометрического графика обратной линии делается более пологим. В том случае, когда величина водоразбора равна расходу воды по подающей линии тепловой сети, расход воды в обратной линии равен нулю, а пьезометрический график обратной линии принимает вид горизонтальной прямой.

Пьезометрический график обратной линии протекает наиболее круто при отсутствии водоразбора, когда расход воды в обратной линии равен расходу воды в подающей линии.

При одинаковых диаметрах подающей и обратной линий тепловой сети пьезометрические графики этих линий располагаются при отсутствии водоразбора симметрично.

Часто в открытых системах теплоснабжения не устанавливают регуляторы расхода PP на абонентских вводах (рис. 3-6, схема κ).

В таких сетях изменение величины водоразбора или перераспределение водоразбора между подающей и обратной линиями вызывает изменение расходов воды не только в обратной, но и в подающей линии тепловой сети.

В этих условиях можно, строго говоря, осуществлять центральное регулирование отопительной нагрузки только в том случае, если степень изменения расхода воды через отопительные системы φ^* одинакова у всех абонентов.

Теоретическое исследование гидравлического режима открытых систем теплоснабжения, проведен-

ное канд. техн. наук Чистовичем С. А. [Л. 187], показывает, что для выполнения этого требования необходимо соблюдение следующих условий при начальной регулировке сети, производимой при выключенном водоразборе, т. е. при чисто отопительной нагрузке:

а) полные напоры в подающей линии перед элеваторами должны быть одинаковы у всех абонентов;

б) полные напоры в обратной линии после отопительных установок должны быть одинаковы у всех абонентов.

Водоразбор из подающей линии должен осуществляться перед элеватором, а водоразбор из обратной линии — непосредственно после отопительных установок. Если при этом в условиях эксплуатации у всех абонентов поддерживается одинаковое отношение величины водоразбора к расчетному расходу воды на отопление, то получается одинаковая степень изменения расхода воды φ на отопление у всех абонентов.

На рис. 6-16,а показана принципиальная схема такой тепловой сети, а на рис. 6-16,б — пьезометрический график этой сети при отсутствии водоразбора.

1—2 пьезометрический график участка 1—2 подающей линии тепловой сети; 2—3—потеря напора в подающей линии ответвления к абоненту I. Водоразбор из подающей линии берется из точки 3 перед элеватором. Полный напор в этой точке равен $H_{п.з}$. Потеря напора в элеваторе $\Delta H_э$. Водоразбор из обратной линии берется из точки 4 после отопительной установки. Полный напор в этой точке равен $H_{о.з}$; 4—5 — потеря напора в обратной линии ответвления абонента I. 5—14 — пьезометрический график участка 5—14 обратной линии тепловой сети. Аналогично 2—6 — пьезометрический график участка 2—6 подающей линии тепловой сети; 6—7 — потеря напора в подающей линии ответвления к абоненту II. Водоразбор из подающей линии берется из точки 7 перед элеватором. Полный напор в этой точке равен $H_{п.з}$; потеря напора в элева-

* Формула (6-13).

торе $\Delta H_{\text{в}}$. Водоразбор из обратной линии берется из точки 8 после отопительной установки. Полный напор в этой точке равен $H_{\text{в.о.}}$. 8—9 — потеря напора в обратной линии от ответвления II 9—5 — пьезометрический график участка 9—5 обратной линии тепловой сети и т. д.

При включенном водоразборе напоры в подающей линии перед элеваторами всех абонентов, присоединенных к тепловой сети, равны $H_{п.э.}$, а напоры в обратной линии после всех отопительных установок равны $H_{о.э.}$.

Располагаемый напор в элеваторных узлах всех отопительных установок один и тот же

$$\Delta H_{\partial} = H_{\Pi, \partial} - H_{0, \partial}.$$

По характеру гидравлического режима рассматриваемая разветвленная тепловая сеть со многими абонентами эквивалентна тепловой сети с одним абонентом, у которого расчетные расходы воды на отопление и горячее водоснабжение равны суммарным расходам воды на указанные виды теплового потребления реальных абонентов, а потеря напора при отсутствии водоразбора составляет: в подающей линии $(H_{\Pi} - H_{\Pi,э})$, в элеваторном узле $\Delta H_{э}$, в обратной линии $(H_{0,э} - H_0)$.

Сопротивление подающей линии (от подающего коллектора ТЭЦ до элеваторного узла) такой эквивалентной сети

$$S_{\Pi} = \frac{(H_{\Pi} - H_{\Pi,0}) \gamma}{(V_0^D)^2}. \quad (6-30)$$

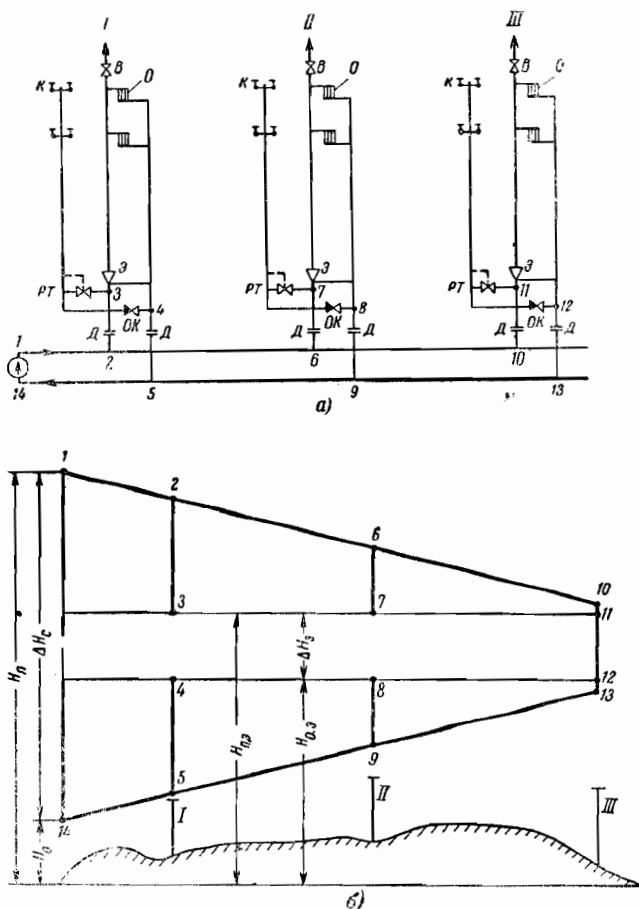


Рис. 6-16. Схема открытой системы теплоснабжения без регуляторов расхода на абонентских вводах и пьезометрический график этой системы.

a — схема теплоснабжения; b — пьезометрический график; B — воздушный кран; K — возвратный кран; O — отопительный прибор; OK — обратный клапан; PT — регулятор температуры; $\mathcal{E}$ — элеватор; L — дроссельные шайбы; $H_{п.н}$ — напор на подающем коллекторе ТЭЦ; $H_{о.н}$ — напор на обратном коллекторе ТЭЦ; $\Delta H_{о.с}$ — располагаемый напор на ТЭЦ; $H_{п.э}$ — напор на подающей линии перед элеватором; $H_{о.э}$ — напор на обратной линии перед элеватором; $\Delta H_{э.с} = H_{п.э} - H_{о.э}$ — потеря напора в элеваторе.

Сопротивление элеваторного узла эквивалентной сети

$$S_3 = \frac{(H_{n,3} - H_{o,3})\gamma}{(V_3^p)^2}. \quad (6-31)$$

Сопротивление обратной линии
эквивалентной сети

$$S_o = \frac{(H_{o,3} - H_o) \gamma}{(V_o^p)^2}. \quad (6-32)$$

Суммарное сопротивление сети

$$S = S_{\Pi} + S_a + S_0, \quad (6-33)$$

где V_0^p — суммарный расчетный расход воды на отопление, при полностью выключенном водоразборе;

γ — средний удельный вес воды в сети;

$H_{\text{п}}, H_{\text{п.э}}, H_{\text{о.э}}, H_{\text{о}}$ — полные напоры, м.

Рассмотрим: а) какое влияние

$$\alpha^2 = \overline{S}_{\text{п}} (\varphi + n\beta)^2 + \overline{S}_{\text{а}} \varphi^2 + \overline{S}_{\text{о}} [\varphi - (1 - \beta)n]^2. \quad (6-36)$$

оказывает водоразбор на гидравлический режим отопительных установок; б) как следует изменять располагаемый напор на ТЭЦ при качественном регулировании отопительной нагрузки.

Введем следующие обозначения:

Отношение расхода воды на горячее водоснабжение к расчетному расходу воды на отопление

$$n = \frac{V_{\text{г}}}{V_{\text{о}}^{\text{р}}}.$$

Доля водоразбора из подающей линии, т. е. отношение расхода воды на горячее водоснабжение из подающей линии к суммарному расходу воды на горячее водоснабжение

$$\beta = \frac{V_{\text{г}}^{\text{п}}}{V_{\text{г}}}.$$

Относительные сопротивления

$$\overline{S}_{\text{п}} = \frac{S_{\text{п}}}{S}; \quad \overline{S}_{\text{а}} = \frac{S_{\text{а}}}{S};$$

$$\overline{S}_{\text{о}} = \frac{S_{\text{о}}}{S}; \quad \overline{S}_{\text{п}} + \overline{S}_{\text{а}} + \overline{S}_{\text{о}} = 1.$$

Отношение расхода воды на отопление при водоразборе к расчетному расходу воды на отопление

$$\varphi = \frac{V_{\text{о}}}{V_{\text{о}}^{\text{р}}}.$$

Отношение располагаемого напора на ТЭЦ при включенном водоразборе к располагаемому напору при выключенном водоразборе

$$\alpha^2 = \frac{\Delta H_{\text{с}}}{\Delta H_{\text{с}}^{\text{р}}}.$$

Потеря напора в сети при водоразборе

$$\Delta H_{\text{с}}^{\text{в}} = \frac{(V_{\text{о}}^{\text{р}})^2}{\gamma} \{ \overline{S}_{\text{п}} (\varphi + n\beta)^2 + \varphi^2 \overline{S}_{\text{а}} + \overline{S}_{\text{о}} [\varphi - (1 - \beta)n]^2 \}. \quad (6-34)$$

Потеря напора в сети при отсутствии водоразбора

$$\Delta H_{\text{с}} = \frac{(V_{\text{о}}^{\text{р}})^2}{\gamma} S. \quad (6-35)$$

Разделив равенство (6-34) на равенство (6-35), получаем уравнение, показывающее зависимость расхода воды на отопление от режима водоразбора

Уравнение (6-36) действительно только при $\varphi \geq (1 - \beta)n$. При $\varphi < (1 - \beta)n$ меняется направление движения воды в обратной линии тепловой сети. Для этих условий уравнение (6-36) не применимо.

Условие отсутствия разрегулировки отопительной системы соответствует $\varphi = 1$. В этом случае

$$\alpha^2 = \overline{S}_{\text{п}} (1 + n\beta)^2 + \overline{S}_{\text{а}} + \overline{S}_{\text{о}} [1 - (1 - \beta)n]^2. \quad (6-37)$$

Определим по уравнению (6-37) значение α^2 для некоторых частных случаев.

При отсутствии водоразбора $n = 0$

$$\alpha^2 = 1, \quad (6-38)$$

т. е. напор на станции должен быть равен расчетной величине $\Delta H_{\text{с}}^{\text{р}}$.

При водоразборе только из подающей линии $\beta = 1$

$$\alpha^2 = 1 + n(2 + n)\overline{S}_{\text{п}}. \quad (6-39)$$

Как видно из уравнения (6-39), напор на станции должен увеличиваться с ростом величины водоразбора n . При водоразборе только из обратной линии $\beta = 0$.

$$\alpha^2 = 1 - n(2 - n)\overline{S}_{\text{о}}. \quad (6-40)$$

Уравнение (6-40) действительно только в пределах изменения величины водоразбора $0 \leq n \leq 1$. При изменении n от нуля до единицы величина $n(2 - n)$ непрерывно растет от нуля до единицы, поэтому степень изменения напора на станции α^2 должна при этом изменяться от 1 до $(1 - \overline{S}_{\text{о}})$.

Как видно из уравнения (6-37), для поддержания постоянного рас-

хода воды через отопительные установки ($\varphi = 1$) каждому режиму водоразбора, определяемому относительной величиной водоразбора n и характером его распределения меж-

ду подающей и обратной линиями β , должна соответствовать определенная степень изменения располагаемого напора на ТЭЦ α^2 .

Если искомой величиной является коэффициент расхода воды на отопление, то уравнение (6-36) удобнее использовать в форме (6-41)

$$\varphi = n \left\{ -[\beta \bar{S}_n - (1 - \beta) \bar{S}_0] + \sqrt{[\beta \bar{S}_n - (1 - \beta) \bar{S}_0]^2 - [\beta^2 \bar{S}_n + (1 - \beta)^2 \bar{S}_0] + \frac{\alpha^2}{n^2}} \right\} \quad (6-41)$$

$$\varphi = 0,5 \left\{ -(0,24 - 0,16) + \sqrt{0,08^2 - 0,08 + 4} \right\} = 0,95.$$

Проведем анализ уравнения (6-41) для некоторых частных случаев.

При отсутствии водоразбора $n=0$

$$\varphi = \alpha. \quad (6-42)$$

В этом случае при $\alpha=1$, $\varphi=1$, т. е. через отопительные системы проходит расчетный расход воды.

При водоразборе только из подающей линии $\beta=1$

$$\varphi = -n \bar{S}_n + \sqrt{n^2 \bar{S}_n (\bar{S}_n - 1) + \alpha^2}. \quad (6-43)$$

При водоразборе только из обратной линии $\beta=0$

$$\varphi = n \bar{S}_0 + \sqrt{n^2 \bar{S}_0 (\bar{S}_0 - 1) + \alpha^2}. \quad (6-44)$$

Как видно из уравнений (6-43) и (6-44), при постоянном напоре на коллекторах ТЭЦ ($\alpha^2=1$) увеличение водоразбора из подающей линии приводит к снижению расхода воды на отопление (падение φ), а увеличение водоразбора из обратной линии приводит к увеличению расхода воды на отопление (рост φ).

Проведенные исследования показывают, что на широком диапазоне относительных сопротивлений подающей и обратной линий $0 \leq \bar{S}_n \leq 0,5$ и $0 \leq \bar{S}_0 \leq 0,5$ и относительных напруг горячего водоснабжения $0 \leq n \leq 1$, при постоянном напоре на коллекторах станции $\alpha^2=1$ расход воды через отопительные системы остается практически постоянным ($\varphi=1$) при доле водоразбора из подающей линии $\beta \approx 0,4$.

При $\beta > 0,4$ расход воды через отопительные системы, как правило, снижается ($\varphi < 1$), а при $\beta < 0,4$ расход воды через отопительные системы увеличивается ($\varphi > 1$).

Для поддержания $\varphi=1$ надо в соответствии с характером изменения нагрузки горячего водоснабжения изменять действующий напор на ТЭЦ ($\alpha^2 \neq 1$).

Пример 6-2.

$$\bar{S}_n = 0,4; \bar{S}_0 = 0,2; \bar{S}_0 = 0,4; n = 0,5; \beta = 0,6.$$

Определить степень изменения напора на станции α^2 , обеспечивающую расчетный расход воды через отопительные системы.

Решение. По уравнению (6-37) находим:

$$\alpha^2 = 0,4(1 + 0,3)^2 + 0,2 + 0,4(1 - 0,2)^2 = 1,132.$$

Определим, какой получится коэффициент расхода воды на отопление (φ), если располагаемый напор не будет увеличен ($\alpha^2=1$).

По уравнению (6-41) находим:

6-6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕЖИМ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ С НАСОСНЫМИ ПОДСТАНЦИЯМИ

В современных крупных тепловых сетях нередко сооружаются подстанции.

Сооружение подстанций вызывается обычно неблагоприятным профилем района, большой дальностью передачи тепла, высокой расчетной температурой воды в подающей линии, превышающей допустимый уровень для абонентских установок, необходимостью значительного увеличения пропускной способности действующих тепловых сетей без их перекладки и др. Схема подстанции и ее размещение в сети определяется ее назначением, т. е. задачей, которая должна быть решена при помощи подстанции.

Подстанция не всегда является единственно возможным решением задачи. Во многих случаях тот же технический эффект может быть получен и другим путем, например при оснащении соответствующими устройствами всех абонентских установок. В этом случае подстанция заменяется многочисленными индивидуальными установками. Преимущество подстанции по сравнению с индивидуальными установками заключается, как правило, в централизованном управлении и управлении эксплуатации.

Все основное оборудование на подстанциях оснащается приборами авторегулирования, а при отсутствии постоянного дежурного поста также приборами дистанционного контроля и управления. Основное оборудование подстанций состоит в большинстве случаев из насосов,

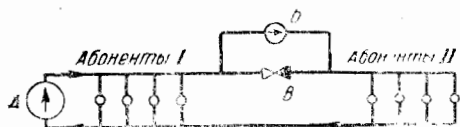


Рис. 6-17. Схема сети с насосной подстанцией на подающей линии.

А — насосная установка на ТЭЦ; В — насосная установка на подстанции; В — обратный клапан.

пароводяных и водоводяных подогревателей, приборов регулирования, управления и контроля.

Рассмотрим некоторые схемы тепловых сетей с подстанциями.

На рис. 6-17 показана схема сети с насосной подстанцией на подающей линии. Подстанция В предназначена для повышения напора у абонентов группы II, присоединенных в конечных точках сети. На рис. 6-18 показано

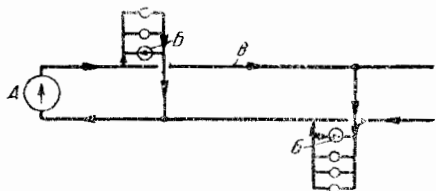


Рис. 6-18. Схема сети с насосно-смесительными подстанциями.

А — насосная установка на ТЭЦ; Б — насосно-смесительная подстанция; В — подающая магистраль.

включение смесительных подстанций Б на ответвлениях от главной магистрали сети. Смесительные подстанции возникают в тех случаях, когда температура воды в подающей линии В главной магистрали значительно превышает температуру, допустимую для местных систем.

На рис. 6-19 показана схема сети с насосной подстанцией

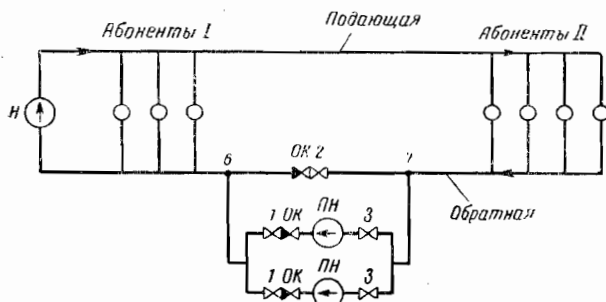


Рис. 6-19. Схема сети с насосной подстанцией на обратной линии.

1, 2, 3 — задвижки; ОК — обратный клапан; Н — насосы на ТЭЦ; ПН — насос на подстанции.

на обратной линии водяной тепловой сети. Подстанция предназначена для понижения давления в обратной линии у абонентов группы II, присоединенных к тепловой сети на конечных участках на значительном расстоянии от ТЭЦ. Без насосной подстанции в обратной линии сети устанавливается высокое давление, превышающее допустимые пределы для местных отопительных систем.

Когда насосы на подстанции выключены, вода проходит по обратной линии между точками 7 и 6 через задвижку 2 и обратный клапан ОК, минуя насосы. При включении в работу насосов ПН на подстанции возникает разность давлений между точками 6 и 7, равная перепаду давлений, развиваемому насосами. Под действием этой разности давлений закрывается обратный клапан ОК, установленный на обратной линии, и весь поток воды проходит от точки 7 через подстанцию к точке 6.

На рис. 6-20 показаны принципиальная схема двухтрубной водяной тепловой сети с насосной подстанцией на обратной линии и пьезометрические графики этой сети для двух вариантов: б — наличие регуляторов расхода у абонентов, в — отсутствие таковых.

Если абонентские вводы оснащены регуляторами расхода РР, то включение в работу насосной подстанции ПН не вызывает изменения суммарного расхода воды в тепловой сети или расхода воды у отдельных абонентов. Поэтому пьезометрический график подающей магистрали не изменяется. Не изменяется также уклон пьезометрического графика обратной магистрали. Только на участке обратной магистрали до насосной подстанции (по ходу обратной воды) пьезометрический график перемещается вниз эквидистантно пьезометрическому графику без подстанции. Полный напор во всех точках обратной магистрали перед насосной подстанцией снижается на ве-

личину напора, развиваемого подстанцией.

Если абонентские вводы не автоматизированы, то включение в работу насосной подстанции приводит к уменьшению суммарного сопротивления тепловой сети, поскольку насосная подстанция является отрицательным сопротивлением [формула (6-23)]. Поэтому суммарный расход воды в тепловой сети возрастает. При этом в сети происходит несоответственная разрегулировка. У абонентов, расположенных между ТЭЦ и насосной подстанцией, уменьшаются располагаемые напоры и расходы воды, а у абонентов, расположенных после насосной подстанции (по ходу тепла), располагаемые напоры и расходы воды возрастают.

Полные напоры в обратной линии возрастают на участке между ТЭЦ и насосной подстанцией и снижаются на участке между насосной подстанцией и концевой точкой сети.

Задача расчета гидравлического режима такой тепловой сети заключается в определении расходов воды в сети и располагаемых напоров в отдельных узлах сети после включения насосной подстанции. Известными являются сопротивления всех участков тепловой сети и абонентских систем, а также напоры насосов ТЭЦ и подстанции. Определение расходов воды производится методом постепенных приближений, так как сопротивление насосной подстанции заранее неизвестно. Расчет проводится в следующей последовательности.

Задаются предварительно расходом воды через насосную подстанцию, определяют сопротивление (отрицательное) насосной подстанции, подсчитывают суммарное сопротивление сети, определяют суммарный расход воды в тепловой сети и расход воды на отдельных участках сети, в том числе и через насосную подстанцию. Если предварительно выбранный расход воды через насосную подстанцию не совпадает с полученным по расчету, то задаются другим, более близким к полученному расходом воды через

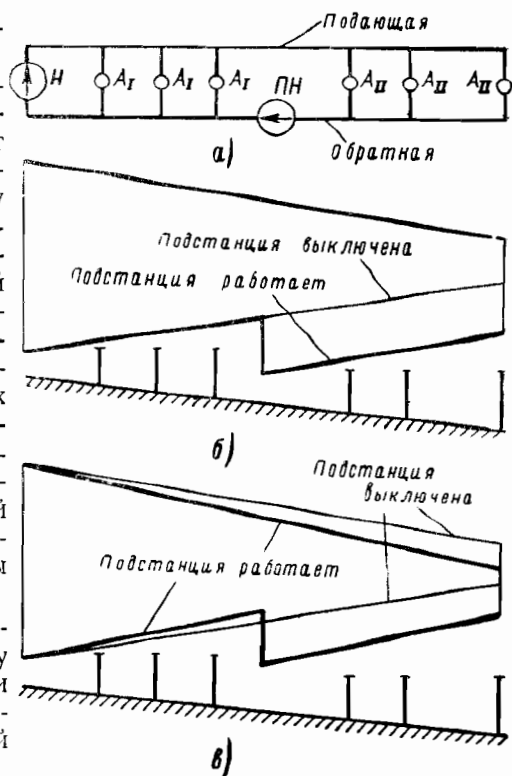


Рис. 6-20. Принципиальная схема двухтрубной водяной тепловой сети с насосной подстанцией на обратной линии и пьезометрические графики этой сети.

а — принципиальная схема; б — пьезометрический график сети с автоматизированными вводами; в — пьезометрический график сети с неавтоматизированными вводами; Н — насосная ТЭЦ; ПН — насосная подстанция; А_I и А_{II} — абонентские вводы.

насосную подстанцию и расчет повторяют вновь до тех пор, пока предварительно выбранный расход воды через насосную подстанцию не совпадет с полученным по расчету.

Значительно проще решается обратная задача, когда задан гидравлический режим сети при работе насосной подстанции и требуется рассчитать гидравлический режим сети при выключении подстанции. В этом случае сопротивления насосной подстанции известно, поскольку известен напор, развиваемый насосной подстанцией, и расход воды через нее. Задача сводится к расчету суммарного сопротивления тепловой сети без насосной подстанции и к однозначному определению суммарного расхода воды в тепловой сети и расхода воды у отдельных абонентов по формулам (6-24) и (6-21).

6-7. РАСЧЕТ ПОТОКОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В КОЛЬЦЕВЫХ СЕТЯХ И В СЕТЯХ, ПИТАЕМЫХ ОТ НЕСКОЛЬКИХ ИСТОЧНИКОВ

В крупных городах и промышленных районах в процессе развития теплоснабжения отдельные участки смежных магистралей соединяются между собой и образуются кольцевые сети.

В ряде случаев несколько ТЭЦ подают тепло одновременно в общие тепловые сети района.

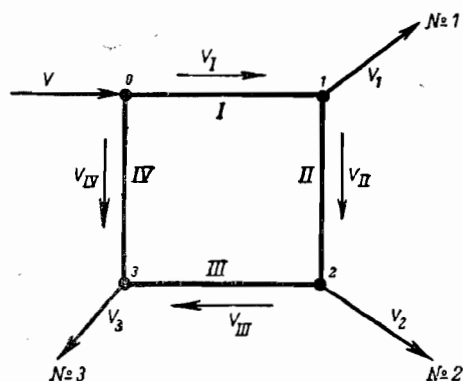


Рис. 6-21. Схема однокольцевой сети.

Важной задачей гидравлического расчета таких сетей является определение при различных режимах систем теплоснабжения расходов воды на отдельных участках магистралей, питаемой от нескольких ТЭЦ.

Расчет потокораспределения в кольцевых сетях и сетях, питаемых от нескольких источников, производится на основе уравнений Кирхгофа. На рис. 6-21 показана схема сети, состоящей из одного кольца.

Вода поступает со станции в узел O и распределяется по участкам, I , II , III , IV магистрали между тремя абонентами № 1, 2 и 3. Расходы воды V_1 , V_2 и V_3 у абонентов заданы и поддерживаются постоянными с помощью регуляторов расхода. Суммарный расход воды $V = V_1 + V_2 + V_3$. Требуется определить распределение расходов воды по участкам магистрали.

Условимся: а) приток воды в узел считать положительным, а отток воды из узла — отрицательным; б) потерю давления для рас-

хода, протекающего в контуре по часовой стрелке, считать положительной, а для расхода, протекающего в контуре против часовой стрелки, — отрицательной. При вышеуказанном условии можно следующим образом формулировать уравнения Кирхгофа в применении к тепловой сети.

Первое уравнение Кирхгофа: алгебраическая сумма расходов воды в любом узле равна нулю

$$\Sigma V = 0. \quad (6-45)$$

Второе уравнение Кирхгофа: алгебраическая сумма напоров для любого замкнутого контура равна нулю

$$\Sigma S V^2 = 0. \quad (6-46)$$

Проведем расчет тепловой сети (рис. 6-21) на основе уравнений Кирхгофа.

Зададимся произвольным распределением расходов воды по участкам, удовлетворяющим первому уравнению Кирхгофа:

$$\begin{aligned} V_I &= V_1 + V_{II}; & V_{II} &= V_2 + V_{III}; \\ V_{IV} &= V - V_I. \end{aligned} \quad (6-47)$$

(Римский индекс указывает расход на участке магистрали, арабский — на ответвления к абоненту.)

Определим величину невязки напора (перепада давлений) в кольце $I-II-III-IV$ по второму уравнению Кирхгофа:

$$\begin{aligned} \delta p &= \Sigma S V^2 = S_I V_I^2 + S_{II} V_{II}^2 + \\ &+ S_{III} V_{III}^2 - S_{IV} V_{IV}^2, \end{aligned} \quad (6-48)$$

где S_I , S_{II} , S_{III} , S_{IV} — сопротивления соответствующих участков магистрали тепловой сети.

Положительная невязка напоров показывает, что перегружены участки, в которых расход направлен по часовой стрелке и недогружены участки, в которых расход направлен против часовой стрелки.

Для того чтобы невязку напоров сделать равной нулю, необходимо ввести в расчет увязочный (поправочный) расход δV . Увязочный расход должен вычитаться из предва-

нительно выбранного расхода на перегруженных участках и добавляться к величине предварительно выбранного расхода на недогруженных участках. Величина увязочного расхода может быть найдена из уравнения (6-48), если принять в нем $\delta p = 0$ и ввести величину увязочного расхода в правую часть уравнения. В этом случае уравнение примет вид:

$$S_I(V_I - \delta V)^2 + S_{II}(V_{II} - \delta V)^2 + S_{III}(V_{III} - \delta V)^2 - S_{IV}(V_{IV} + \delta V)^2 = 0. \quad (6-49)$$

Из решения этого уравнения, пренебрегая членами, содержащими $(\delta V)^2$, как относительно малыми, получим:

$$\delta V = \frac{\delta p}{2\Sigma SV}, \quad (6-50)$$

$\Sigma SV = S_I V_I + S_{II} V_{II} + S_{III} V_{III} + S_{IV} V_{IV}$ — всегда величина положительная. Знак δV всегда равен знаку δp .

Найдя значение δV , уточняют расходы на участках и вновь проводят проверочный расчет.

Обычно вполне удовлетворительные результаты получаются после второй поправки.

В крупных городах тепловые сети иногда питаются теплом от нескольких ТЭЦ, работающих параллельно.

В магистральных линиях таких сетей возникают точки водораздела, представляющие собой точки встречи потоков воды, поступающих в сеть от разных станций. Положением этих точек водораздела определяется распределение расходов воды, а следовательно, и распределение тепловой нагрузки между отдельными ТЭЦ.

Положение точки водораздела зависит от сопротивления тепловой сети, распределения нагрузки вдоль магистрали сети, а также от располагаемых напоров на коллекторах параллельно работающих ТЭЦ.

Соответствующим регулированием располагаемых напоров на коллекторах ТЭЦ можно перемещать точку водораздела вдоль тепловой сети и таким образом полу-

чать требуемое распределение тепловой нагрузки, удовлетворяющее условиям экономичности работы или располагаемой тепловой мощности отдельных ТЭЦ. Суммарный расход воды в таких сетях является, как правило, заданной величиной. Этот расход определяется величиной и характером тепловой на-

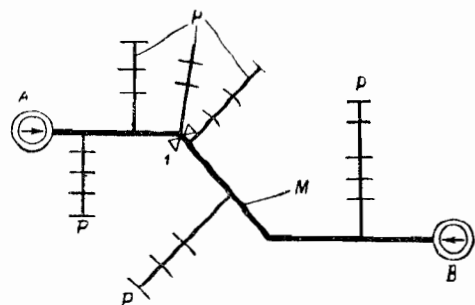


Рис. 6-22. Схема тепловой сети, питаемой от двух ТЭЦ.

A и B — источники тепла (ТЭЦ); M — магистраль; P — распределительные сети; I — точка водораздела.

грузки присоединенных абонентов и поддерживается на заданном уровне с помощью регуляторов расходов РР и температур РТ, установленных у абонентов.

При перемещении точки водораздела изменяется распределение расхода воды между отдельными станциями, но суммарный расход воды в сети остается неизменным.

На рис. 6-22 показана тепловая сеть, питаемая от двух источников тепла. Если точка I является точкой водораздела, то абоненты, присоединенные на участке A—I, питаются от станции A, а абоненты, присоединенные на участке B—I, питаются от станции B.

На рис. 6-23 показана схема и пьезометрический график тепловой сети, питаемой от двух параллельно работающих станций. Точка водораздела в таких тепловых сетях находится следующим образом. Задаются произвольными расходами воды на участках магистральной сети, исходя из удовлетворения первого закона Кирхгофа. Определяют величину невязки напора (перепада давлений) на основе второго уравнения Кирхгофа. Если при предварительно выбранном распре-

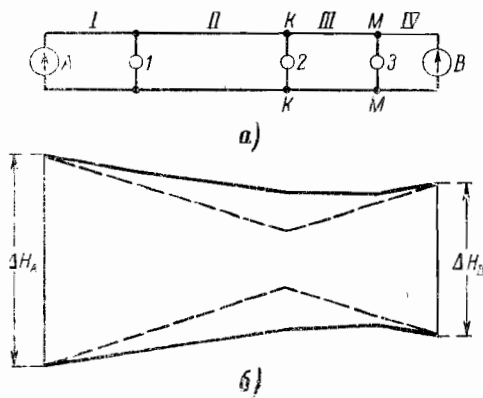


Рис. 6-23. Схема двухтрубной водяной тепловой сети, питаемой от двух параллельных станций, и пьезометрический график.

а — схема сети; б — пьезометрический график.

делении расхода воды в сети, водораздел принят в точке К, то для рассматриваемых условий второе уравнение Кирхгофа запишется так:

$$S_I^0 V_I^2 + S_{II}^0 V_{II}^2 - S_{III}^0 V_{III}^2 - S_{IV}^0 V_{IV}^2 - \Delta H = \delta H, \quad (6-51)$$

где ΔH — разность располагаемых напоров на коллекторах станций А и В,

$$\Delta H = \Delta H_A - \Delta H_B, \text{ м},$$

$S_I^0, S_{II}^0, \dots$ — сопротивление участков, $\text{м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6$;
 $V_I, V_{II}, \dots$ — расход воды, $\text{м}^3 / \text{ч}$.

На основе зависимости (6-50) определяем увязочный расход по формуле

$$\delta V = \frac{\delta H}{2 \sum S^0 V}.$$

Затем уточняют предварительно выбранное распределение расходов воды в магистрали.

При наличии на подающей или обратной линиях насосных подстанций их напоры при определении точки водораздела суммируют с напорами станционных сетевых насосов ΔH_A и ΔH_B по направлению движения теплоносителя.

Для определения точки водораздела могут также применяться другие графические и аналитические методы [Л. 69, 103].

Аналитический расчет потокораспределения в многокольцевых сетях сложен и требует затраты большого времени. В современных условиях для решения таких задач применяются методы физического моделирования (электронные и гидравлические модели), а также используются электронно-счетные машины [Л. 68, 70].

Пример 6-3. Рассчитать потокораспределение в тепловой сети, питаемой от двух ТЭЦ (рис. 6-23, а).

Заданы:

а) Расходы воды у абонентов

$$V_1 = 500 \text{ м}^3 / \text{ч}; \quad V_2 = 300 \text{ м}^3 / \text{ч}; \quad V_3 = 700 \text{ м}^3 / \text{ч}, \\ V = V_1 + V_2 + V_3 = 1500 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

б) Сопротивления участков магистрали

$$S_I^0 = 24 \cdot 10^{-6} \text{ м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6; \\ S_{II}^0 = 16 \cdot 10^{-5} \text{ м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6; \\ S_{III}^0 = 8 \cdot 10^{-5} \text{ м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6; \\ S_{IV}^0 = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6.$$

в) Располагаемые напоры на коллекторах станций

$$\Delta H_A = 140 \text{ м}; \quad \Delta H_B = 100 \text{ м}; \\ \Delta H = \Delta H_A - \Delta H_B = 40 \text{ м}.$$

Решение.

1. Задаемся предварительно произвольным потокораспределением из условия удовлетворения первому уравнению Кирхгофа (6-45). Предварительно принимаем водораздел в точке К

$$V_I = 600 \text{ м}^3 / \text{ч}; \quad V_{II} = 100 \text{ м}^3 / \text{ч}; \quad V_{III} = \\ = -200 \text{ м}^3 / \text{ч}; \quad V_{IV} = -900 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Считаем расходы и потери напора в сети от станции А положительными, а от станции В — отрицательными.

2. Находим невязку напора по уравнению (6-51)

$$\delta H = 24 \cdot 10^{-6} \cdot 600^2 + 16 \cdot 10^{-5} \cdot 100^2 - \\ - 8 \cdot 10^{-5} \cdot 200^2 - 16 \cdot 10^{-6} \cdot 900^2 - 40 = -46 \text{ м}.$$

Поскольку невязка напора отрицательна, то перегружены участки, питаемые от станции В, и недогружены участки, питаемые от станции А.

3. Находим увязочный расход по формуле (6-50)

$$-\delta V = \frac{46}{2(24 \cdot 10^{-6} \cdot 600 + 16 \cdot 10^{-5} \cdot 100 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot 200 + 16 \cdot 10^{-6} \cdot 900)} = 378 \text{ м}^3.$$

4. Находим новые расходы воды на участках магистрали

$$V'_I = 600 + 378 = 978 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V'_{II} = 100 + 378 = 478 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V'_{III} = -200 + 378 = 178 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V'_{IV} = -900 + 378 = -522 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

5. Находим вновь невязку напора по уравнению (6-51)

$$\delta H' = 24 \cdot 10^{-6} \cdot 978^2 + 16 \cdot 10^{-5} \cdot 478^2 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot 178^2 - 16 \cdot 10^{-6} \cdot 522^2 - 40 = +17,7 \text{ м}.$$

Невязка напора получилась положительной. Следовательно, перегружены участки, питаемые от станции А и недогружены участки, питаемые от станции В.

6. Находим вновь увязочный расход по формуле (6-50)

$$V''_I = 978 - 74 = 904 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V''_{II} = 478 - 74 = 404 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V''_{III} = 178 - 74 = 104 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V''_{IV} = -522 - 74 = -596 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Проверяем невязку напора по формуле (6-51)

$$\delta H'' = 24 \cdot 10^{-6} \cdot 904^2 + 16 \cdot 10^{-5} \cdot 404^2 +$$

$$+ 8 \cdot 10^{-5} \cdot 104^2 - 16 \cdot 10^{-6} \cdot 596^2 - 40 = 3,0 \text{ м}.$$

Полученная невязка напора равна 3% от располагаемого напора на ТЭЦ. Найденное потокораспределение является достаточно точным. Водораздел находится в точке М (узел присоединения ответвления к абоненту 3). Пьезометрический график магистрали при найденном потокораспреде-

$$+ \delta V' = \frac{17,7}{2(24 \cdot 10^{-6} \cdot 978 + 16 \cdot 10^{-5} \cdot 478 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot 178 + 16 \cdot 10^{-6} \cdot 522)} = 74 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

7. Находим новые расходы воды на участках магистрали

лении показан на рис. 5-23,б, сплошной линией.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

ТЕПЛОФИКАЦИОННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЭЦ

7-1. ТИПЫ УСТАНОВОК

Задача теплофикационного оборудования ТЭЦ заключается в подготовке теплоносителя к транспорту по тепловой сети и в приеме использованного теплоносителя на ТЭЦ.

Характер оборудования зависит от профиля ТЭЦ и системы теплоснабжения. При водяных системах теплоснабжения основное теплофикационное оборудование ТЭЦ состоит обычно из пароводяных подогревателей, в которых пар, получаемый из отборов теплофикационных турбин, нагревает воду, циркулирующую в тепловой сети; сетевых насосов, осуществляющих циркуляцию воды в тепловой сети; установок для восполнения водоразбора и утечек воды из сети, включающих водоподготовку, деаэрационные устройства, аккумуляторы горячей воды и подпиточные насосы.

При паровых системах теплоснабжения основное теплофикационное оборудование ТЭЦ состоит обычно из системы баков и насосов для сбора, контроля и перекачки

конденсата, возвращаемого от абонентов; паропреобразовательных установок для выработки из химочищенной воды вторичного пара, используемого для теплоснабжения; компрессорных установок для повышения давления пара из отбора, если это давление ниже требуемого для теплоснабжения; редуциционно-охладительных установок для снижения давления и температуры острого пара, частично используемого в ряде случаев для теплоснабжения.

Теплофикационное оборудование ТЭЦ оснащается приборами авторегулирования для поддержания заданных параметров теплоносителя и приборами учета тепла.

Теплофикационные установки ТЭЦ могут выполняться как центральными для всей ТЭЦ, так и по агрегатными при отдельных теплофикационных турбинах.

На мощных ТЭЦ с крупными теплофикационными турбинами типа Т-50-130 и Т-100-130 теплофикационные подогреватели встроены непосредственно в турбинную уста-

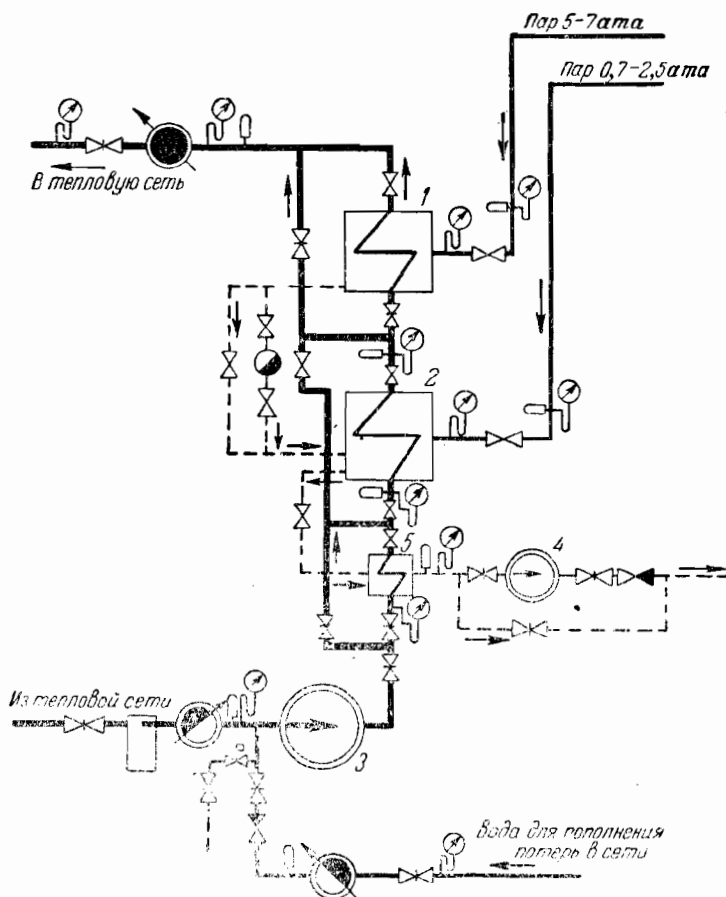


Рис. 7-1. Принципиальная схема двухступенчатой пароводяной подогревательной установки.

1 — пиковый подогреватель; 2 — основной подогреватель; 3 — сетевой насос; 4 — конденсатный насос; 5 — охладитель конденсата.

новку. Поэтому подогревательные установки и сетевые насосы на таких станциях имеют обычно поагрегатную компоновку.

Установки для восполнения водоразбора и утечки воды из сети сооружаются в большинстве случаев центрального типа, для всей станции. Центрального типа сооружаются также обычно конденсаторные устройства, компрессорные и дроссельно-увлажнительные установки.

7-2. ПАРОВОДЯНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

В настоящее время на ТЭЦ применяются, как правило, теплофикационные подогревательные установки поверхностного типа.

Смешивающие подогревательные аппараты применяются на ТЭЦ только для деаэрации воды.

Смешивающие пароводяные подогревательные установки получили применение в системах теплофикации промышленных районов для подогрева воды, циркулирующей в сети, отработавшим паром кузнечных молотов и прессов, а также в качестве аппаратов термической обработки подпитки тепловых сетей. На рис. 7-1 представлена принципиальная схема двухступенчатой пароводяной подогревательной установки.

Вода из обратной линии тепловой сети проходит через грязевик и водомер и поступает в сетевой насос. Насос подает воду через подогревательную установку в подающую магистраль тепловой сети.

Подогревательная установка состоит из трех последовательно соединенных теплообменных аппаратов: охладителя конденсата, основного подогревателя и пикового подогревателя.

Конденсат греющего пара из пикового подогревателя поступает в основной подогреватель.

Из основного подогревателя конденсат дренируется в охладитель конденсата, откуда он самотеком или при помощи насоса подается в станционный деаэратор.

Установка охладителя конденсата имеет целью обеспечить устойчивую работу конденсатного насоса. Охладитель конденсата обычно рассчитывается на понижение температуры конденсата до $90-95^{\circ}\text{C}$. При достаточной величине заглубления конденсатного насоса по отношению к наименьшему уровню конденсата в подогревателе можно охладители конденсата не устанавливать.

В новых теплофикационных турбинах типа Т-50-130 и Т-100-130 (рис. 3-2) предусмотрен греющий подогрев сетевой воды. Обратная сетевая вода проходит через конденсатор турбины, затем через два последовательно включенных по сетевой воде теплофикационных подогревателя, обогреваемых паром, давлением $0,5-2$ и $0,6-2$ ат из отборов турбины. В зависимости от требуемой температуры сетевая вода после теплофикационных подогревателей поступает непосредственно в подающую линию или же для дополнительного подогрева в пиковый водогрейный котел, после которого она

поступает в подающую линию тепловой сети. Станционные пароводяные подогревательные установки сооружаются из аппаратов вертикального или горизонтального типа.

По конструктивному выполнению подогреватели можно разделить на две группы:

- 1) аппараты с прямыми трубками;
- 2) аппараты с гнутыми трубками.

На рис. 7-2 показан общий вид горизонтального пароводяного подогревателя с прямыми трубками. Поверхность нагрева аппарата выполнена в виде пучка прямых трубок малого диаметра, размещенных внутри цилиндрического корпуса. Концы трубок ввальцованы в две трубные доски. Передняя трубная доска закрепляется между фланцами корпуса и передней водяной камерой и находится в неподвижном положении. Задняя трубная доска свободна и может перемещаться при тепловой деформации трубок внутри корпуса. При достаточной чистоте поверхности нагрева, высоких скоростях воды (порядка $1,5-2,0$ м/сек) и надежном дренаже конденсата и воздуха из парового пространства в пароводяных подогревателях достигается коэффициент теплопередачи порядка $2500-3000$ ккал/м² · ч · град.

Для получения больших скоростей воды в трубках аппарат выполнен восьмиходовым. Ходы образуются перегородками, имеющимися в передней и задней камерах. Перегородки делят трубный пучок на восемь равных частей. Плоско-

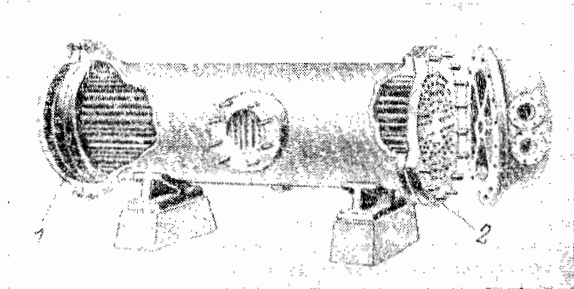


Рис. 7-2. Пароводяной горизонтальный подогреватель с прямыми трубками.

1 — подвижная трубная доска; 2 — неподвижная трубная доска.

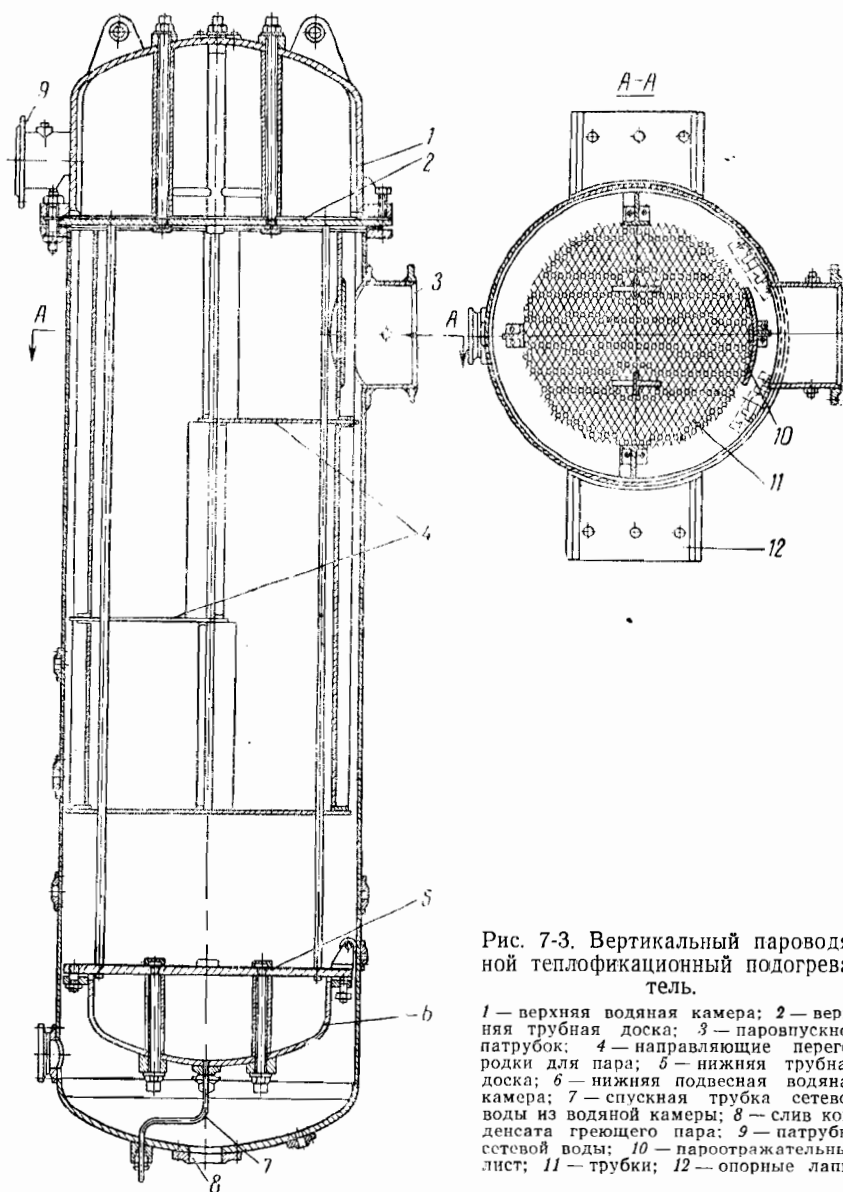


Рис. 7-3. Вертикальный пароводяной теплофикационный подогреватель.

1 — верхняя водяная 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 сетевой воды из водяной камеры; 8 — слив конденсата греющего пара; 9 — патрубки сетевой воды; 10 — паротрагательный лист; 11 — трубы; 12 — опорные лапы.

сти соприкосновения перегородок с трубными досками уплотняются асбестовыми или свинцовыми прокладками для предупреждения протекания воды помимо труб.

В передней водяной камере подогревателя имеются два патрубка. Вода поступает в аппарат через один из этих патрубков, проходит последовательно через восемь ходов и через другой патрубок отводится из аппарата.

Вся трубная система может быть легко вынута из корпуса для чистки и ремонта. Пар поступает в корпус

подогревателя через боковой штуцер. Для ослабления механического воздействия парового потока на трубки в корпусе аппарата против парового штуцера устанавливается отрагательный лист.

Конденсат отводится из подогревателя через нижний штуцер. В конструкции подогревателя на рис. 7-2 первый и последний ходы находятся рядом. Такая схема «секторного» распределения ходов вызывает дополнительные температурные напряжения в трубках, так как трубки, стенки которых имеют различ-

ные температуры, ввальцованы в решетку рядом.

Для уменьшения температурных напряжений применяется сегментная схема распределения ходов. Разделительные перегородки делают трубный пучок на ряд сегментов. Такое распределение ходов принято в пароводяных подогревателях конструкции ЛМЗ. На рис. 7-3 представлен вертикальный пароводяной подогреватель конструкции ЛМЗ.

Вода подводится и отводится из аппарата при помощи штуцеров, приваренных к верхней камере. Пар подводится к корпусу через боковой патрубок. Конденсат отводится из корпуса через отверстие в нижнем днище. Для продувки парового пространства от воздуха в нижней части боковой поверхности корпуса имеются дренажные отверстия.

В приложении 13 приведены технические характеристики серийных пароводяных поверхностных подогревателей, выпускаемых Саратовским заводом тяжелого машиностроения.

Выполнение свободной трубной решетки усложняет конструкцию подогревателя. Такие конструктивные решения целесообразны лишь в аппаратах большой мощности при большом диаметре корпуса.

В аппаратах малой мощности компенсация температурных деформаций трубного пучка решается проще путем установки на корпусе подогревателя линзового компенсатора. Конструктивная схема такого подогревателя показана на рис. 7-4.

Корпуса и трубные доски пароводяных подогревателей, как правило, выполняются стальными. Поверхность нагрева обычно из латунных труб марки Л68 (68% меди, 32% цинка) наружным диаметром 14, 16, 19 мм, толщиной стенки 0,75—1,5 мм. Толщина стенки выше 0,75 мм принимается только при большом давлении воды.

При правильной организации эксплуатации поверхность нагрева стационарных пароводяных подогревателей не должна загрязняться.

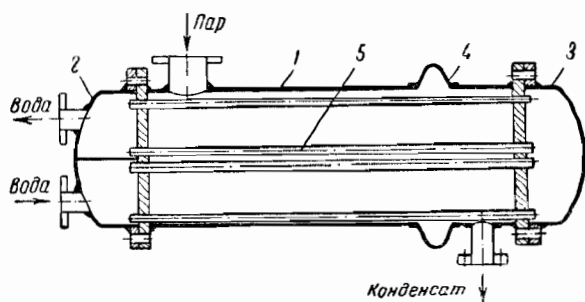


Рис. 7-4. Горизонтальный пароводяной подогреватель с компенсирующей волной на корпусе.

1 — корпус; 2 — передняя камера; 3 — задняя камера; 4 — компенсирующая волна; 5 — трубки.

Однако в отдельных случаях при присоединении к тепловым сетям старых местных систем наблюдается вынос из них остатков коррозии и отложений, загрязняющих поверхность нагрева пароводяных подогревателей. При нарушении водного режима повышается временная жесткость воды, что приводит к отложению накипи на поверхности нагрева подогревателей. Загрязнения, выпадающие на поверхности нагрева, должны периодически удаляться.

Преимущество аппаратов с прямыми трубками заключается в легкой механической очистке внутреннего сечения трубок от накипи и отложений. Недостаток заключается в усложнении конструкции в связи с необходимостью компенсации температурной деформации прямых трубок. От этого недостатка свободны подогреватели с гнутыми трубками.

На рис. 7-5 приведена конструкция такого аппарата. Благодаря свободному расширению в трубках этого аппарата не возникает напряжений от термических деформаций.

В эксплуатационном отношении аппарат с гнутыми трубками уступает аппарату с прямыми трубками. С целью получения высоких коэффициентов теплопередачи в пароводяных подогревателях желательно, как правило, пропускать воду по трубкам, так как в этом случае легче создать большие скорости воды. Однако в аппаратах с гнутыми трубками пропуск воды по трубкам возможен лишь в тех случаях, когда это не связано с выпадением накипи

или загрязнений в трубках, т. е. при подогреве химически очищенной воды. В противном случае для предупреждения зарастания трубок накипью и загрязнениями приходится пропускать воду между трубками, а пар — по трубкам. При пропуске воды по межтрубному пространству скорости воды резко падают, что приводит к снижению коэффициента теплопередачи.

Указанный недостаток аппаратов с гнутыми трубками отпадает

Для предупреждения провисания и вибрации трубок в длинных горизонтальных аппаратах устанавливаются промежуточные перегородки через 2+2,5 м.

При конструировании поверхностных подогревателей необходимо обратить особое внимание на достаточные прочность и жесткость трубных решеток. Трубная решетка работает на изгиб под разностью давлений межтрубного пространства и камеры аппарата. Прогиб трубной

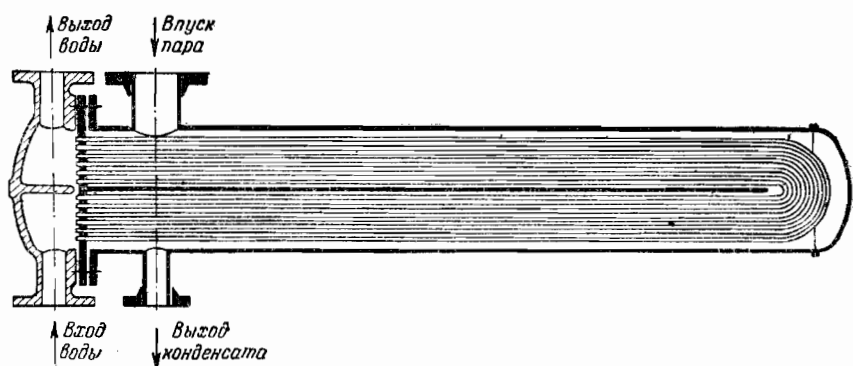


Рис. 7-5. Горизонтальный пароводяной подогреватель с гнутыми трубками.

при применении химической очистки трубок от накипи и загрязнений.

Независимо от компенсации тепловой деформации трубок необходимо предусматривать такое крепление аппарата на опорах, при котором обеспечивается свободная тепловая деформация корпуса.

Для эффективного использования поверхности нагрева необходимо при конструировании поверхностных подогревателей оставлять между трубками, а также между трубным пучком и корпусом достаточные проходы для пара и предусматривать надежный дренаж конденсата и воздуха. В местах, плохо дренируемых и стесненных для прохода пара, создаются застойные зоны, в которых скапливаются конденсат и воздух, отчего резко ухудшается теплопередача. В многоходовых аппаратах большой мощности в местах установки разделительных межходовых перегородок отсутствуют трубки, благодаря чему создаются каналы для прохода пара внутрь трубного пучка.

решетки вызывает перенапряжения в трубках и приводит к расстройству вальцовки.

Тепловой и гидравлический расчет поверхностных аппаратов

В задачу теплового расчета обычно входит определение поверхности нагрева, а также определение тепловой производительности аппаратов при заданных их конструктивных размерах.

В задачу гидравлического расчета входит определение потерь напора в аппаратах со стороны первичного и вторичного теплоносителей.

В связи с различной методикой расчеты поверхностных и смешивающих аппаратов рассматриваются отдельно.

Поверхность нагрева теплообменных аппаратов определяется по формуле

$$F = \frac{Q}{k\Delta t}, \quad (7-1)$$

где Q — производительность аппарата, ккал/ч или Вт;

F — поверхность теплообмена, m^2 ;

k — коэффициент теплопередачи, $ккал/m^2 \cdot ч \cdot град$, или $вт/m^2 \cdot град$;

Коэффициенты теплоотдачи от теплоносителя к стенке определяются следующим образом:

при турбулентном движении воды вдоль труб [Л. 76]

$$\alpha = (1400 + 18t - 0,035t^2) \frac{\omega^{0,8}}{d^{0,2}} \text{ ккал}/m^2 \cdot ч \cdot град = (1630 + 21t - 0,041t^2) \times \frac{\omega^{0,8}}{d^{0,2}} \text{ вт}/m^2 \cdot град; \quad (7-4)$$

Δt — средняя разность температур между первичным и вторичным теплоносителями, $град$.

При прямом или противотоке определение средней разности температур производится по формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \quad (7-2)$$

где Δt_6 и Δt_m — большая и меньшая разность температур между первичным и вторичным теплоносителями на концах теплообменника.

при турбулентном движении воды поперек пучка труб

$$\alpha = (1000 + 15t - 0,04t^2) \times$$

$$\times \frac{\omega^{0,64}}{d^{0,36}} \text{ ккал}/m^2 \cdot ч \cdot град =$$

$$= (1163 + 17,5t - 0,0465t^2) \times$$

$$\times \frac{\omega^{0,64}}{d^{0,36}} \text{ вт}/m^2 \cdot град; \quad (7-5)$$

при пленочной конденсации пара на вертикальной стенке и малой скорости пара

$$\alpha = \frac{5500 + 65t_k - 0,2t_k^2}{(H\theta)^{0,25}} \text{ ккал}/m^2 \cdot ч \cdot град = \frac{6400 + 75,5t_k - 0,23t_k^2}{(H\theta)^{0,25}} \text{ вт}/m^2 \cdot град; \quad (7-6)$$

Коэффициент теплопередачи поверхностных аппаратов определяется по формуле

при пленочной конденсации пара снаружи горизонтального пучка труб

$$\alpha = \frac{4230 + 50t_k - 0,154t_k^2}{(md\theta)^{0,25}} \text{ ккал}/m^2 \cdot ч \cdot град = \frac{4920 + 58t_k - 0,175t_k^2}{(md\theta)^{0,25}} \text{ вт}/m^2 \cdot град, \quad (7-7)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda}}, \quad (7-3)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи между первичным и вторичным теплоносителями и стенкой, $ккал/m^2 \cdot ч \cdot град$ или $вт/m^2 \cdot град$;

$\Sigma \frac{\delta}{\lambda}$ — тепловое сопротивление стенки труб и слоя загрязнений, $m^2 \cdot ч \cdot град/ккал$ или $m^2 \cdot град/вт$.

где t — средняя температура воды, $^{\circ}C$;

t_k — температура пленки конденсата — средняя между температурой насыщенного пара и стенки, $^{\circ}C$;

θ — разность температур насыщенного пара и стенки, $град$;

ω — скорость воды, $м/сек$;

d — диаметр трубки, $м$;

m — среднее число труб в вертикальном ряду;

H — высота ламинарной пленки конденсата на трубках, $м$.

При отсутствии межтрубных перегородок обычно принимают H

¹ 1 ккал/ч = 1,163 вт.

равной высоте трубки, при наличии перегородок — вертикальному расстоянию между ними.

При заданных расходе и параметрах теплоносителя производительность аппаратов определяется по приведенным ниже формулам: пароводяного подогревателя

$$Q = D_1 (i_1 - \bar{t}_{1к}) \eta = G_2 c (t_1 - t_2); \quad (7-8)$$

водоводяного подогревателя

$$Q = G_1 c (\tau_1 - \tau_2) \eta = G_2 c (t_1 - t_2); \quad (7-9)$$

паропарового преобразователя

$$Q = D_1 (i_1 - \bar{t}_{1к}) \eta = D_2 (i_2 - \bar{t}_{2к}); \quad (7-10)$$

водопарового преобразователя

$$Q = G_1 c (\tau_1 - \tau_2) \eta = D_2 (i_2 - \bar{t}_{2к}). \quad (7-11)$$

При расчете все величины должны приниматься в одной и той же системе единиц. Ниже приведены размерности буквенных обозначений формул (7-8) — (7-11) в двух системах единиц. Первая размерность дана во внесистемных единицах, основанных на калории, вторая — в системе СИ.

Q — производительность по вторичному теплоносителю, ккал/ч или вт;

G_1 и G_2 — расходы первичной и вторичной воды, кг/ч или кг/сек;

D_1 и D_2 — расходы первичного и вторичного пара, кг/ч или кг/сек;

i_1 и i_2 — энтальпия первичного и вторичного пара, ккал/кг или дж/кг;

$\bar{t}_{1к}$ — энтальпия конденсата первичного пара, ккал/кг или дж/кг;

$\bar{t}_{2к}$ — энтальпия питательной воды перед паропреобразователем, ккал/кг или дж/кг;

c — теплоемкость воды, ккал/кг · град или дж/кг · град;

τ_1 и τ_2 — температуры первичной воды перед аппаратом и после него, °С;

t_1 и t_2 — температуры вторичной воды после аппарата и перед ним, °С;

η — тепловой к. п. д. аппарата.

Под тепловым к. п. д. водоподогревателя и паропреобразователя понимается отношение количества тепла, полученного в аппарате вторичным теплоносителем, к количеству тепла, отданного первичным теплоносителем

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1}. \quad (7-12)$$

Тепловой к. п. д. характеризует тепловые потери аппарата в окружающую среду. В мощных аппаратах с удовлетворительной тепловой изоляцией η достигает 0,98—0,99.

Основные конструктивные размеры поверхностных теплообменных аппаратов определяются по следующим формулам [Л. 76 и 157]:

$$\left. \begin{aligned} n &= \frac{V_T}{2830 d_n^2 \omega_T}; \\ lz &= \frac{F}{\pi d n} = 900 \frac{F d \omega_T}{V_T}; \\ f_T &= \frac{\pi d_n^2}{4} n z \\ f_M &= \frac{V_M}{3600 \omega_M}; \\ D &= 1,13 \sqrt{0,786 n z d_n^2 + f_M} \\ \text{или} \\ D &= 1,13 a \sqrt{\frac{n z}{\psi} \sin \alpha}, \end{aligned} \right\} \quad (7-13)$$

где n — число трубок в одном ходе;

V_T и V_M — объемные расходы теплоносителей внутри трубок и в межтрубном пространстве, м³/ч;

d_n , d_b , d — наружный, внутренний и средний диаметры трубки, м;

ω_T и ω_M — скорости внутри трубок и в межтрубном пространстве, м/сек;

F — поверхность нагрева, м²;

l — длина одного хода, м²;

z — общее число ходов;

f_T и f_M — площади внутритрубного и межтрубного (включая площадь сечения межтрубных перегородок и мертвых зон) сечения, м²;

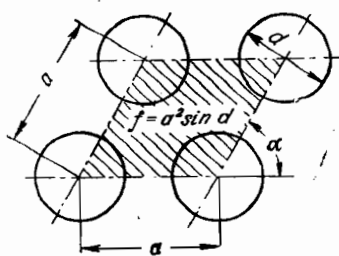


Рис. 7-6. Разбивка трубок на решетке.

- a — шаг трубок, м;
 ψ — коэффициент использования трубной решетки (в среднем 0,7—0,85);
 α — угол между осями трубной системы (рис. 7-6);
 D — внутренний диаметр корпуса, м.

Отношение межтрубного сечения к внутритрубному сечению рекомендуется выбирать при предварительных расчетах:

для водоводяных трубчатых подогревателей

$$\frac{f_m}{f_r} = 1,5 \div 2,0; \quad (7-14)$$

для пароводяных трубчатых подогревателей

$$\frac{f_m}{f_r} = 2,5 \div 3,0. \quad (7-15)$$

Диаметр трубок выбирается в пределах 12—30 мм. Меньший предел определяется условиями очистки от накипи и загрязнения, больший — конструктивными соображениями.

Шаг трубок выбирается обычно $(1,3 \div 1,5)d_n$. При конструировании водоводяных подогревателей желательно трубки максимально сблизить для получения меньшей площади межтрубного сечения. Минимальное расстояние между трубками выбирается 5—6 мм. По монтажным и конструктивным соображениям максимальную активную длину трубок не рекомендуется делать больше 5 м.

Для удобства гидравлической опрессовки аппаратов с подвижной задней решеткой желательно при конструировании предусматривать расположение последней в холод-

ном состоянии в одной плоскости с зеркалом фланца корпуса. Падение давления в теплообменных аппаратах трубчатого типа рассчитывается по формулам, приведенным в гл. 5. Коэффициенты местных сопротивлений элементов теплообменных аппаратов приведены в приложении 14.

Тепловая производительность поверхностных аппаратов в нерасчетном режиме определяется по уравнениям характеристик (4-21) и (4-22).

Пароводяные подогревательные установки смешивающего типа

На рис. 7-7 приведена принципиальная схема двухступенчатой пароводяной подогревательной установки смешивающего типа. Первая ступень подогрева выполнена в виде пленочных подогревателей, вторая — в виде струйных подогревателей. Вода из обратной линии тепловой сети поступает в первую ступень подогрева. В подогревателях первой ступени пар низкого давления (обычно 1,1—1,2 ата) приходит в непосредственный контакт с сетевой водой, передает ей свое тепло и кон-

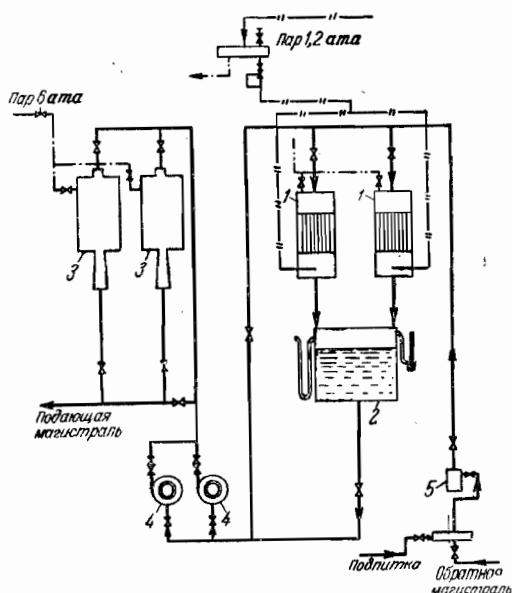


Рис. 7-7. Принципиальная схема двухступенчатой пароводяной подогревательной установки смешивающего типа.

1 — пленочный подогреватель; 2 — сборный бак;
 3 — струйный подогреватель; 4 — сетевой насос;
 5 — грязевик.

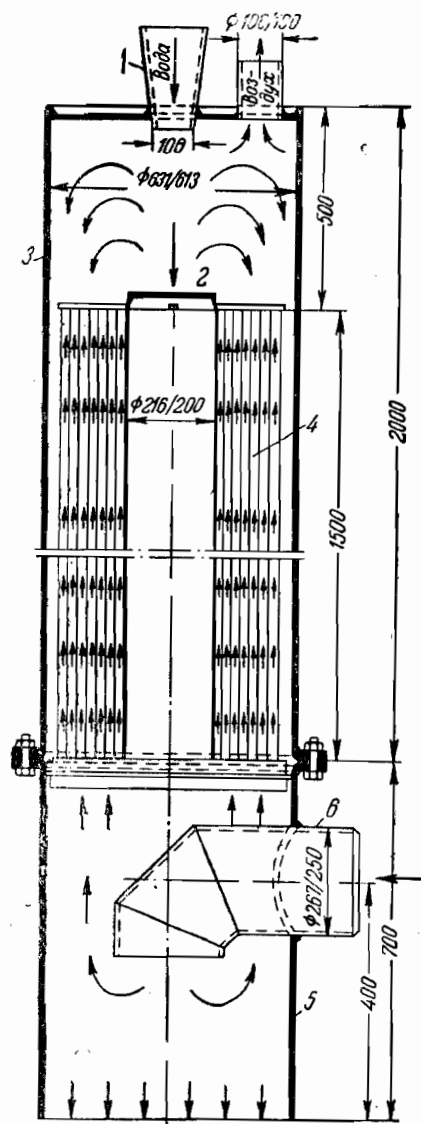


Рис. 7-8. Пленочный подогреватель.

1 — сопло; 2 — розетка; 3 — верхняя часть корпуса; 4 — концентрические цилиндры; 5 — нижняя часть корпуса; 6 — паровой патрубок.

денсится на ее поверхности. Нагретая сетевая вода в смеси с конденсатом греющего пара сливается из подогревателей в сборный бак.

Из сборного бака вода забирается циркуляционными насосами и может быть подана во вторую ступень для дальнейшего подогрева или непосредственно в тепловую сеть.

В качестве греющей среды для второй ступени подогрева используется обычно пар при давлении 4—8 ата.

Для защиты от аэрации сетевой воды в схеме теплоподготовительной установки предусмотрена переключатель, позволяющая постоянно поддерживать в пленочных подогревателях температуру воды (100—100,5°С) при избыточном давлении паровой подушки 500—600 мм вод. ст. независимо от температурного режима подающей линии тепловой сети. При температурах воды в подающей линии ниже 100°С часть воды из обратной линии подается по переключателю во всасывающий коллектор циркуляционных насосов помимо пленочных подогревателей.

Конструкции смешивающих пароводяных подогревателей весьма многообразны. Основное применение в теплофикационных установках находят в настоящее время два типа подогревателей: пленочные и струйные.

На рис. 7-8 представлен разрез пленочного подогревателя конструкции проф. С. Ф. Копьева (ОРГРЭС). Аппарат используется в качестве первой ступени подогрева. Корпус пленочного подогревателя представляет собой вертикальный цилиндр 3. В корпус вставлен пучок концентрических цилиндров 4 из листового стали толщиной 1—2 мм. В верхнем торце внутреннего цилиндра установлена отбойная розетка 2.

Вода из обратной линии тепловой сети поступает через сопло 1, вваренное в верхнее днище подогревателя. Выходя из сопла со скоростью 5—6 м/сек, вода ударяется о розетку 2, разбрызгивается и, падая на поверхность вертикальных концентрических цилиндров 4, стекает в виде пленки.

Навстречу воде снизу поднимается пар, который вводится в подогреватель через патрубок 6, вваренный в нижнюю часть корпуса 5, под пучком вертикальных концентрических цилиндров 4. Пар вступает в непосредственное соприкосновение с пленкой воды, конденсируется на поверхности пленки и нагревает ее. Газы, выделяющиеся из воды в процессе подогрева ее, отводятся наружу через дренажную трубу.

Следует иметь в виду, что каждый квадратный метр поверхности

цилиндров создает 2 м^2 поверхности нагрева, так как пленка воды омывает цилиндры с обеих сторон.

На рис. 7-9 приведены результаты испытания пленочных подогревателей, проведенного Всесоюзным теплотехническим институтом [Л. 160].

Данные испытания относятся к подогревателю поверхностью нагрева 30 м^2 . Расход воды через подогреватель во время испытания составлял 190 т/ч .

На вертикальной оси графика отложены коэффициенты теплопередачи пленочного подогревателя k и величины недогрева воды в подогревателе δt . На горизонтальной оси графика отложено избыточное давление пара в пленочном подогревателе (мм вод. ст.).

Коэффициент теплопередачи определялся по формуле

$$k = \frac{Q}{F \Delta t}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (7-16)$$

где Q — тепловая производительность подогревателя, ккал/ч;

F — видимая поверхность контакта водяной пленки и пара, т. е. поверхность вертикальных цилиндров аппарата;

Δt — средняя разность температур между греющим паром и водой.

Величина недогрева δt определялась по формуле

$$\delta t = \tau - t_1, \quad (7-17)$$

где τ — температура насыщения греющего пара;

t_1 — температура воды после пленочного подогревателя.

Как видно из рис. 7-9, величина δt зависит от давления греющего пара. Повышение давления греющего пара приводит к снижению недогрева.

В пленочных аппаратах вода практически может быть нагрета до температуры насыщения греющего пара. При надежном дренаже газов из подогревателя разность температур греющего пара и нагретой воды составляет доли градуса. По-

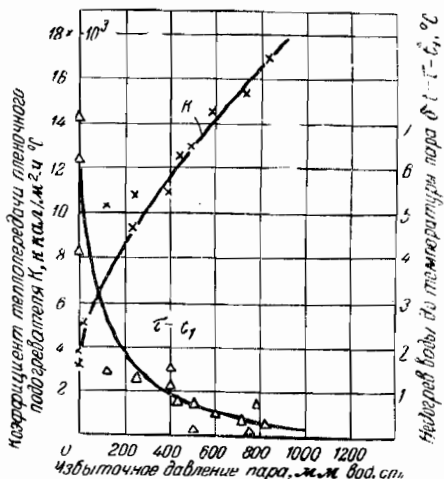


Рис. 7-9. Результаты испытаний пленочных подогревателей. Расход воды 190 т/ч , $F = 30 \text{ м}^2$.

этому пленочные аппараты удачно выполняют функции первой ступени подогрева, где при использовании греющего пара низкого давления желательно получить возможно более высокий подогрев воды и обеспечить ее деаэрацию.

Опыт работы пленочных подогревателей в промышленности показывает, что при поддержании избыточного давления паровой подушки порядка $500\text{—}600 \text{ мм вод. ст.}$ и нагреве воды до $100\text{—}100,5^\circ \text{C}$ концентрация растворенного кислорода в сетевой воде ниже $0,1 \text{ мг/л}$, что устраняет опасность коррозии системы.

Избыточный напор, который вода имеет перед пленочным подогревателем, полностью теряется в подогревателе.

Преимущество смешивающих аппаратов пленочного типа по сравнению с обычными поверхностными подогревателями заключается в независимости эффективности подогрева от чистоты поверхности.

Выпадение накипи и загрязнений на поверхности пленочного подогревателя не отражается на величине коэффициента теплопередачи. Вследствие этого обстоятельство пленочным подогревателям отдают предпочтение перед поверхностными подогревателями в системах горячего водоснабжения, питаемых сырой неумягченной водой.

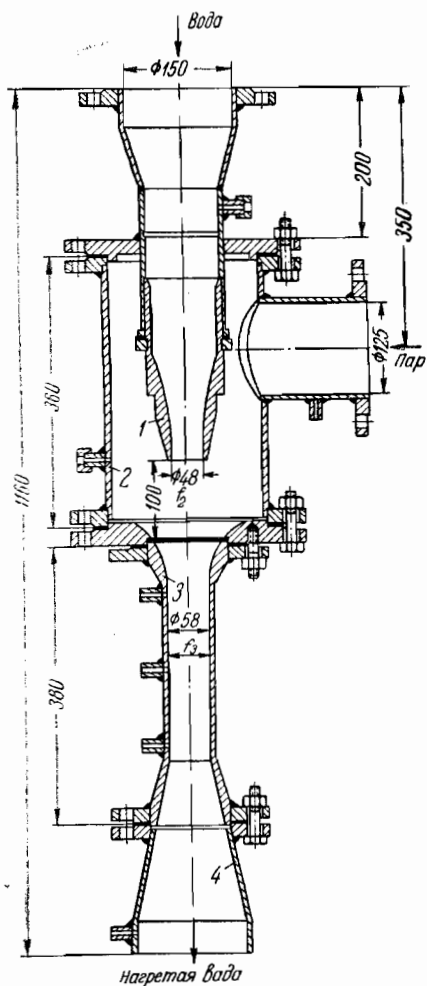


Рис. 7-10. Струйный подогреватель конструкции ВТИ.

Простота конструкции, высокая эффективность и малый вес являются основными преимуществами смешивающих подогревателей пленочного типа по сравнению с обычными подогревателями поверхностного типа.

На рис. 7-10 представлен разрез струйного подогревателя конструкции ВТИ. Струйный подогреватель представляет собой водопаровой эжектор.

Вода поступает через сопло 1 в приемную камеру 2 струйного подогревателя. Струя воды захватывает пар, перемешивается с ним и нагревается. Смесь воды и пара поступает в камеру смешения 3, в которой происходит полная конденса-

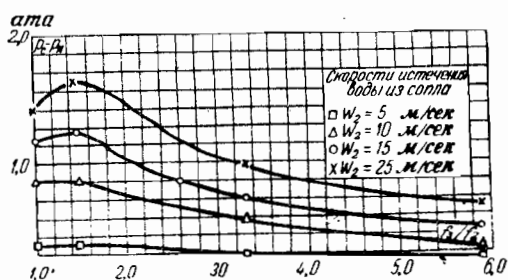


Рис. 7-11. Зависимость восстановленного давления ($p_c - p_n$) от отношения сечений f_3/f_2 . Давление пара $p_n = 2,2$ ата. Температура воды перед подогревателем $t_2 = 4^\circ \text{C}$.

ция пара, сопровождающаяся ростом давления. Из камеры смешения подогревателя вода поступает в диффузор 4, а из него в водяную линию тепловой сети.

Гидравлическая и тепловая характеристики струйного подогревателя зависят от отношения сечений камеры смешения и сопла f_3/f_2 .

На рис. 7-11 показана зависимость давления, восстановленного струйным подогревателем, от отношения сечений f_3/f_2 при различных скоростях истечения воды из сопла [Л. 159].

Под давлением, восстанавливаемым струйным подогревателем, понимается величина

$$\Delta p_c = p_c - p_n, \quad (7-18)$$

где p_c — давление воды после диффузора подогревателя;

p_n — давление пара в приемной камере подогревателя.

На рис. 7-12 показана экспериментальная зависимость недогрева

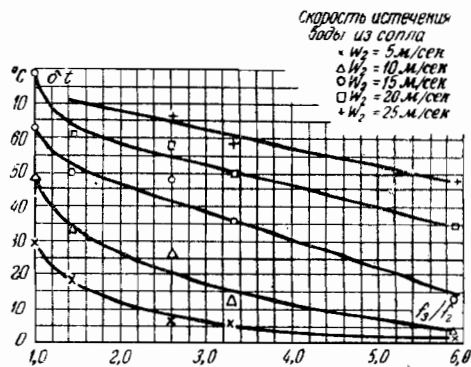


Рис. 7-12. Зависимость недогрева δt от отношения сечений f_3/f_2 . Давление пара $p_n = 2,2$ ата. Температура воды перед подогревателем $t_2 = 4^\circ \text{C}$.

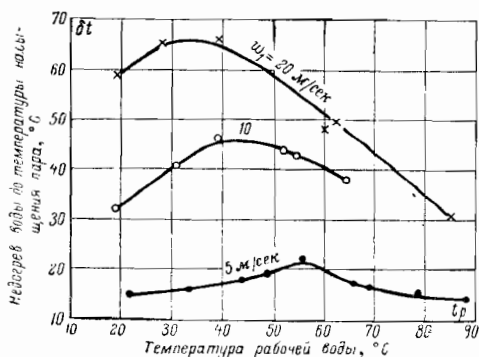


Рис. 7-13. Зависимость недогрева δt от температуры поступающей воды t_p . $d_2=16,5$ мм; $d_3=20$ мм; $f_3/f_2=1,46$; $p_k=2,2$ ата.

воды в струйном подогревателе от отношения сечений.

Под недогревом воды δt понимается разность между температурой насыщения греющего пара в приемной камере подогревателя t_n и температурой воды после струйного подогревателя t_c

$$\delta t = t_n - t_c. \quad (7-19)$$

При увеличении отношения сечений f_3/f_2 ухудшается работа струйного подогревателя как эжектора и улучшается работа его как подогревателя.

Работа струйного подогревателя зависит от скорости истечения воды из сопла ω_2 .

При увеличении скорости истечения воды из сопла улучшается работа струйного подогревателя как эжектора, но ухудшается работа его как подогревателя.

Работа струйного подогревателя зависит также от температуры воды, поступающей в сопло подогревателя.

На рис. 7-13 и 7-14 показана полученная ВТИ экспериментальная зависимость недогрева и восстановления давления струйного подогревателя от температуры поступающей воды [Л. 159].

При постоянных скорости истечения из сопла и давлении пара в приемной камере с повышением температуры поступающей воды недогрев увеличивается; при некоторой температуре он достигает максимума, а затем начинает уменьшаться.

Величина восстановления давления ($p_c - p_n$) с увеличением темпе-

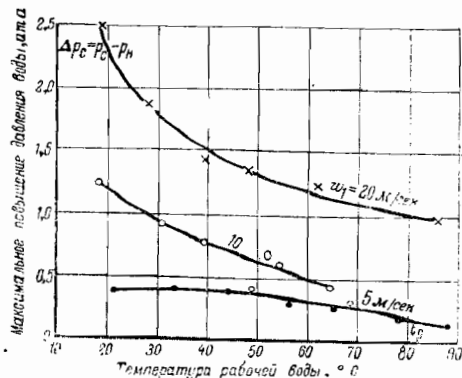


Рис. 7-14. Зависимость восстановленного давления ($p_c - p_n$) от температуры поступающей воды t_p . $d_2=16,5$ мм; $d_3=20$ мм; $f_3/f_2=1,46$; $p_n=2,2$ ата.

ратуры поступающей воды уменьшается. Это объясняется тем, что вследствие снижения нагрева воды в подогревателе уменьшается количество конденсируемого пара, кинетическая энергия которого существенно влияет на величину восстановления давления.

Для работы струйного подогревателя большое значение имеет правильный выбор расстояния между выходным сечением рабочего сопла и входным сечением цилиндрической камеры смешения.

Исследования, проведенные в лаборатории теплофикации ВТИ, показали, что оптимальное расстояние сопла от камеры смешения равно примерно трем диаметрам камеры смешения:

$$l_c = 3d_3.$$

Оптимальная длина цилиндрической камеры смешения

$$l_k = 5d_3.$$

7-3. ВОДОПОДГОТОВКА ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Для обеспечения надежной, долговечной и безаварийной работы системы теплоснабжения необходима качественная подготовка подпиточной воды.

Особенно важное значение имеет водоподготовка в открытых системах теплоснабжения, где расход подпиточной воды велик, поскольку он восполняет, кроме утечек воды

из сети, также расход воды на горячее водоснабжение.

Подпиточная вода теплосетей должна удовлетворять следующим основным требованиям:

а) отсутствие накипеобразования и шламовыделения в подогревателях, трубопроводах и местных системах;

б) отсутствие коррозии металла.

При наличии непосредственного водоразбора подпиточная вода должна согласно требованиям санитарного надзора соответствовать по всем показателям, в том числе по цветности и запаху, питьевой воде.

Согласно ПТЭ¹ подпиточная вода теплосетей должна удовлетворять следующим нормам: содержание кислорода не более 0,05 мг/л; содержание взвешенных частиц не более 5,0 мг/л; при наличии в системе теплоснабжения пиковых водогрейных котлов — остаточная карбонатная жесткость 400 мкг-экв/л и отсутствие свободной углекислоты; при отсутствии в системе пиковых водогрейных котлов — остаточная карбонатная жесткость 700 мкг-экв/л, а свободная углекислота не нормируется:

Необходимость более глубокой обработки подпиточной воды в системах с пиковыми водогрейными котлами объясняется более высокой температурой поверхности нагрева котлов по сравнению с пароводяными подогревателями.

Для удовлетворения норм ПТЭ вода, используемая для подпитки тепловых сетей, должна быть предварительно соответственно обработана. Под обработкой подпиточной воды подразумевается удаление из нее растворенных газов, главным образом кислорода и угольной кислоты (основных коррозионных агентов), и создание таких условий, при которых соли временной жесткости, если таковые в воде имеются, не распадались в системе и не вызывали образования накипи и шлама.

Для подпитки тепловых сетей должна применяться деаэрированная вода (природная или умягчен-

ная содово-известковым, катионитовым или другим методом) или же вода со стабилизированной жесткостью.

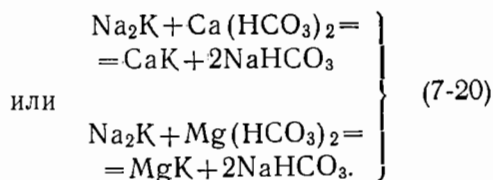
Умягчение воды

Снижение карбонатной (временной) жесткости воды, используемой для подпитки тепловых сетей, производится в большинстве случаев в катионитовых фильтрах, т. е. фильтрах, заполненных катионными материалами (сульфоуголь, вофатит Р, эспатит и др.).

Только при мягких водах с содержанием карбонатной жесткости $J_{\text{к}} \leq 1,0$ мг-экв/л применяются более простые методы обработки — термическая стабилизация и последующая фильтрация.

При прохождении воды через катионитовые фильтры катионы кальция и магния, растворенные в воде, составляющие основу карбонатной (временной) жесткости, обмениваются на катионы Na и H. После катионитовой обработки в воде остаются соли натрия, щелочи и кислоты, которые при нагревании воды не дают осадков в виде шлама и накипи, а кальций и магний остаются в фильтре на зернах катионного вещества и в последующем выводятся из фильтра при его регенерации.

При обработке воды по схеме Na-катионирования реакция описывается формулами следующего типа:



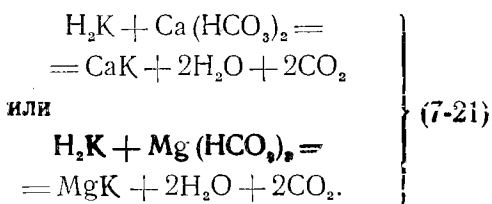
Полученный в воде после фильтров карбонат натрия NaHCO_3 распадается при высоких температурах (выше 150°С) на едкий натр NaOH и углекислоту CO_2 , являющиеся коррозионными агентами.

Поэтому Na-катионитовую обработку применяют обычно только при отсутствии в системе теплоснабжения пиковых котлов и подогреве воды в пароводяных подогревателях до температуры не выше 150°С.

¹ ПТЭ—Правила технической эксплуатации электростанций и сетей [Л. 136].

Регенерация фильтров производится поваренной солью.

При обработке воды по схеме Н-катионирования реакция описывается формулами типа:



При Н-катионировании сильно возрастает в воде содержание углекислоты, являющейся коррозионным агентом и катализатором коррозии.

Для снижения концентрации CO_2 обрабатываемая вода после Н-катионитовых фильтров пропускается обычно через декарбонизаторы.

Регенерация Н-катионитовых фильтров производится серной или соляной кислотой.

В приложении 15 приведены удельные расходы реагентов при катионитовой водоподготовке.

На рис. 7-15 показана принципиальная схема установки для обработки подпиточной воды, состоящая из Н-катионитового фильтра, атмосферного деаэратора и аккумулятора деаэрированной воды.

Водопроводная вода проходит через Н-катионитовый фильтр, затем пропускается через декарбонизатор и поступает в бак умягченной воды. Из бака вода забирается насосами и прокачивается через водоводяной охладитель деаэрированной воды, охладитель выпара и пароводяной подогреватель в головку деаэратора. Деаэрированная вода поступает в бак, установленный под деаэратором. Бак соединен с подпиточными насосами и аккумулятором. Аккумуляторы обычно устанавливаются на ТЭЦ только в открытых системах теплоснабжения. С помощью аккумуляторов выравнивается суточный график нагрузки, что позво-

ляет снизить требующуюся мощность водоподогревательной и деаэрационной установки. В периоды малых расходов подпиточной воды, что имеет место при низкой нагрузке горячего водоснабжения, часть обработанной воды поступает из деаэратора в аккумулятор. В периоды большой нагрузки горячего водоснабжения обработанная вода поступает в подпиточные насосы параллельно из деаэратора и аккумулятора.

При мягкой водопроводной воде ($J_{\text{ж}} \leq 1 \text{ мг-экв/л}$), а также при воде средней жесткости ($1 \leq J_{\text{ж}} \leq 4 \text{ мг-экв/л}$), но при выделении системы горячего водоснабжения на отдельные трубопроводы, не связанные с общей системой теплоснабжения, могут быть использованы более дешевые, упрощенные методы водоподготовки.

Упрощенные методы водоподготовки приемлемы, конечно, только при плотных станционных подогревателях, в которых отсутствует подсос вторичной воды в конденсат.

Известны различные методы упрощенной обработки воды. Один из них — метод термической

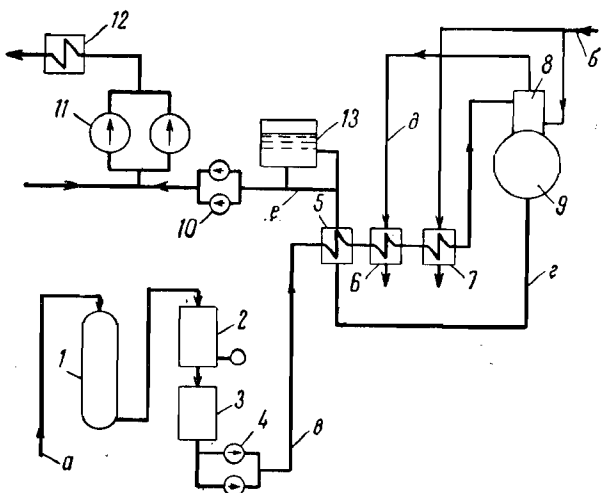


Рис. 7-15. Принципиальная схема установки для обработки подпиточной воды Н-катионированием и деаэрацией.

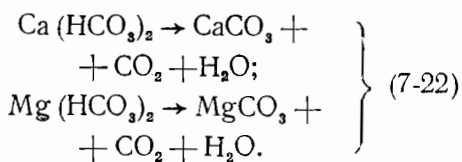
1 — катионитовый фильтр; 2 — декарбонизатор; 3 — бак умягченной воды; 4 — насосы; 5 — охладитель деаэрированной воды; 6 — охладитель выпара; 7 — пароводяной подогреватель; 8 — деаэрационная головка; 9 — бак деаэрированной воды; 10 — подпиточные насосы; 11 — сетевые насосы; 12 — теплофикационный подогреватель; 13 — аккумулятор.

а — сырая водопроводная вода; б — греющий пар; в — холодная умягченная вода; г — горячая деаэрированная вода; д — выпар; е — охлажденная деаэрированная вода.

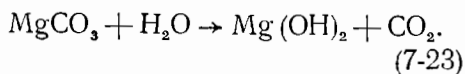
стабилизации предложен проф. С. Ф. Копьевым [Л. 76].

По своей идее этот метод обработки позволяет без больших капитальных затрат и без применения специальных химических реагентов получать умягченную деаэрированную воду. В основу этого метода положен принцип создания в воде равновесной системы между бикарбонатами и угольной кислотой. Бикарбонатные соли кальция и магния, составляющие временную жесткость воды $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$ и $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$, не распадаются с образованием карбонатов, если в воде имеется так называемая равновесная угольная кислота. При нагревании и термической деаэрации равновесная угольная кислота из воды удаляется и бикарбонаты кальция и магния разрушаются с образованием плохо растворимых карбонатов кальция (CaCO_3) и гидрата окиси магния $\text{Mg}(\text{OH})_2$, образующих накипь или шлам.

Процесс распада бикарбоната описывается формулами:



Карбонат магния MgCO_3 подвергается затем гидролизу с образованием гидрата окиси магния и угольной кислоты



Выделившаяся угольная кислота, находясь в равновесии с оставшимися бикарбонатами (при высокой температуре воды), должна предотвращать дальнейший их распад в трубопроводах тепловой сети. Условие равновесия стабилизированной бикарбонатной жесткости с угольной кислотой, растворенной в воде, определяется уравнением

$$(\mathcal{J}_k^H - \mathcal{J}_k^K) a = \frac{(\mathcal{J}_k^K)^2}{e}, \text{ мг/л}, \quad (7-24)$$

где $\mathcal{J}_k^K$ — конечная стабилизированная карбонатная жесткость, мг-экв/л;

$\mathcal{J}_k^H$ — начальная карбонатная жесткость, мг-экв/л;

a — количество выделяющейся угольной кислоты при распаде бикарбонатов, мг/мг-экв.

Для кальциевой жесткости

$$a = 22 \text{ мг/мг-экв};$$

для магниевой жесткости

$$a = 44 \text{ мг/мг-экв};$$

e — коэффициент, зависящий от температуры.

В нижеследующей таблице приведены значения $e = f(t)$.

Температура воды t , °C	20	40	60	80	100	120
e	3,6	1,9	1,1	0,61	0,36	0,19

С повышением температуры коэффициент e падает и, следовательно, растет количество углекислоты, требующееся для стабилизации временной жесткости. Поэтому при повышении температуры воды выше температуры стабилизации возможно дополнительное разложение бикарбонатов кальция и магния и выпадение карбонатной накипи.

На рис. 7-16 показана зависимость $\mathcal{J}_k^K = f(\mathcal{J}_k^H)$ для кальциевой жесткости при различных температурах стабилизации воды.

На рис. 7-17 показана схема установки для деаэрации и термической стабилизации подпиточной воды. Установка состоит из двух аппаратов: пленочного деаэратора и отстойника шлама. Сырая вода поступает в пленочный деаэратор через сопло 1. Пар подводится через патрубок 3. Вода нагревается в подогревателе до кипения. Выпар отводится через патрубок 2.

В воде, выходящей из отстойника, имеется остаточная карбонатная жесткость, находящаяся в равновесии с угольной кислотой. Остаточная жесткость может выпасть из воды в виде накипи только при температурах подогрева, превышающих температуру деаэрации.

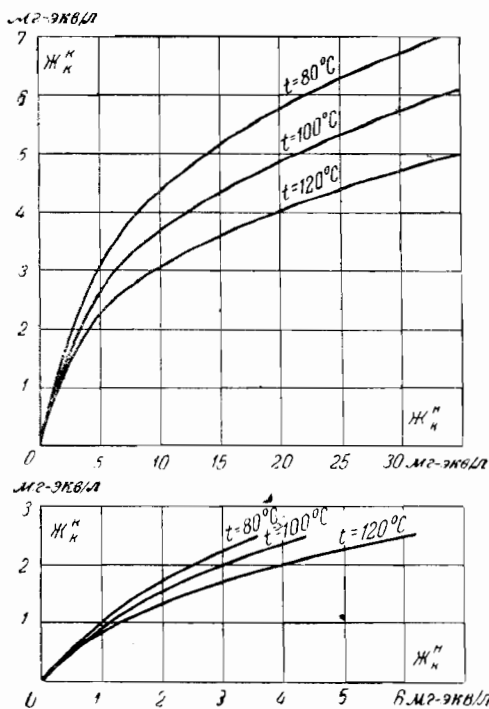


Рис. 7-16. Зависимость между начальной и конечной жесткостью воды при термической стабилизации.

$ЖН$ — начальная карбонатная жесткость;

$ЖК$ — конечная карбонатная жесткость.

Наиболее слабым элементом в описанной установке термической стабилизации является шламовый отстойник вследствие трудности образования в нем шламового слоя и удерживания частиц шлама во взвешенном состоянии. Малейшие изменения температурного режима или нагрузки установки приводят к перемещиванию шлама с осветленной водой и выносу его в тепловую сеть. Для улавливания шлама приходится устанавливать после шламового отстойника закрытые кварцевые фильтры. Так как скорость фильтрации мала — порядка 5—10 м/ч, то установка получается громоздкой. Необходимость частой промывки фильтров от шлама, осаждающегося на поверхности зерен наполнителя, усложняет эксплуатацию.

Эффективность термической стабилизации зависит в значительной мере от качества исходной воды. Снижение временной жесткости при

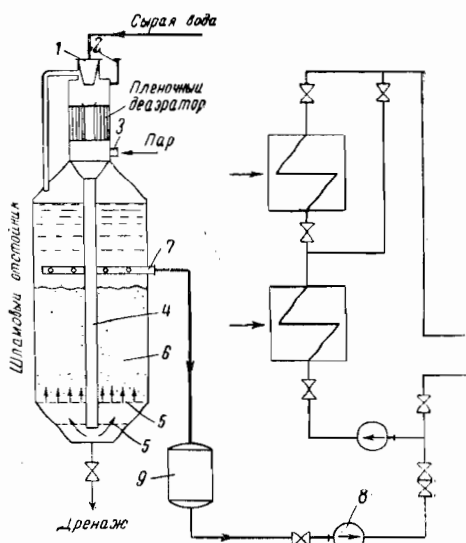


Рис. 7-17. Принципиальная схема установки для деаэрации и термической стабилизации воды.

1 — сопло пленочного подогревателя; 2 — выпарная труба; 3 — подвод греющего пара; 4 — опускная труба; 5 — решетки; 6 — слой шлама; 7 — коллектор осветленной воды; 8 — подпиточный насос; 9 — кварцевый фильтр.

термической стабилизации не гарантирует тепловые сети и абонентские системы от загрязнений накипью и шламом. Поэтому возможность использования метода термической стабилизации должна в каждом отдельном случае предварительно проверяться опытным путем.

При малой временной жесткости, а также при высокой окисляемости сырой воды накипь из нее не выпадает даже при подогреве воды до 100°С, так как наличие органических соединений тормозит процесс распада бикарбонатов. В этих условиях отпадает необходимость в искусственной стабилизации, так как такая вода стабильна по своей природе и водоподготовка сводится только к деаэрации и стерилизации, что достигается подогревом воды до 100°С и фильтрованием. Природно-стабилизированная вода имеется в Ленинграде, Свердловске, Иванове и других городах.

Для стабилизации жесткости подпиточной воды возможно применение и других методов: обработка серной или соляной кислотой, присадок сернокислого алюминия $Al_2(SO_4)_3$, фосфатное импфирование, но

все эти методы связаны с постоянным расходом химических реактивов.

При химической стабилизации, так же как и при термической стабилизации, зависимость $J_K^K = f(J_K^H)$ может быть определена по уравнению (7-24).

В приложении 16 приведены удельные расходы реагентов при упрощенных методах подготовки подпиточной воды.

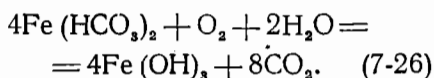
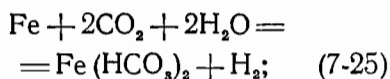
Деаэрация воды

Внутренняя коррозия стальных трубопроводов вызывается растворенными в воде газами: кислородом O_2 , уголекислотой CO_2 , хлором Cl и сероводородом H_2S .

Особенно высокую коррозионную активность имеет кислород в присутствии уголекислоты, которая в этом случае играет роль коррозионного катализатора.

Коррозионная активность агента характеризуется коррозионным коэффициентом k , представляющим собой отношение веса металла, переведенного в продукт коррозии, к расходу коррозионного агента.

При наличии в воде растворенного кислорода и уголекислоты процесс коррозии железа описывается следующими формулами:

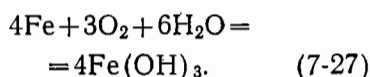


В процессе реакции каждая молекула растворенного кислорода O_2 переводит в продукт коррозии четыре молекулы железа Fe .

Коррозионный коэффициент кислорода при этой реакции

$$k_{O_2} = \frac{4Fe}{O_2} = \frac{4 \cdot 56}{32} = 7.$$

При отсутствии в воде растворенной уголекислоты реакция происходит по формуле



Коррозионный коэффициент кислорода при этой реакции

$$k_{O_2} = \frac{4Fe}{3O_2} = \frac{4 \cdot 56}{3 \cdot 32} = 2,34,$$

т. е. в 3,0 раза меньше, чем в присутствии растворенной уголекислоты.

Значительно ниже коррозионная активность CO_2 в отсутствии растворенного кислорода.

Реакция происходит по формуле (7-25), а коррозионный коэффициент уголекислоты

$$k_{CO_2} = \frac{Fe}{2CO_2} = \frac{56}{2 \cdot 44} = 0,64,$$

т. е. в 2,74 раза меньше, чем кислорода в отсутствии уголекислоты, и в 11 раз меньше, чем кислорода в присутствии уголекислоты.

Основным методом удаления из воды растворенных газов является термическая деаэрация. Максимальное весовое количество газа, которое может быть растворено в воде, пропорционально парциальному давлению газов над водой.

По закону Генри

$$C = \psi p \text{ мг/л}, \quad (7-28)$$

где C — максимальное весовое количество растворенного газа, мг/л;

p — парциальное давление данного газа, ата;

ψ — коэффициент весовой растворимости, мг/л · ата.

Коэффициент весовой растворимости ψ зависит от температуры воды.

В приложении 17 приведены значения ψ для кислорода, уголекислоты и азота.

Парциальное давление газа над водой, соответствующее действительному весовому количеству растворенного газа, называется равновесным давлением. Равновесное давление газа определяется по формуле

$$p_p = \frac{C_d}{\psi}, \text{ ата}, \quad (7-29)$$

где C_d — действительное весовое количество растворенного газа в воде, мг/л.

Если парциальное давление газа над водой выше равновесного давления $p > p_p$, то происходит абсорбция газа водой, т. е. вода растворяет газ. Если парциальное давление $p < p_p$, то происходит десорбция газа из воды, т. е. газ выделяется из воды.

В термических деаэраторах обрабатываемая вода находится в контакте с газопаровой смесью.

Парциальное давление отдельных составляющих газопаровой смеси определяется по формуле

$$p_i = p_c \frac{R_i}{R_c}, \quad (7-30)$$

где p_c — суммарное давление смеси;
 R_c — газовая постоянная смеси;
 R_i — газовая постоянная данного газа;
 g_i — относительный вес данного газа в смеси, т. е.

отношение веса данного газа G_i к весу смеси G_c .

Газовая постоянная смеси

$$R_c = \sum g_i R_i. \quad (7-31)$$

Для того чтобы полностью освободить воду от растворенных в ней газов, необходимо, чтобы в конце процесса деаэрации парциальное давление газов над обрабатываемой водой было равно нулю.

Это условие может быть реализовано в термическом деаэраторе при подводе к нему водяного пара, свободного от растворенных в воде газов и осуществлении противотока между обрабатываемой водой и парогазовой смесью.

Чистый пар, не содержащий растворенных газов, поступает в деаэрационную головку снизу и омывает сначала воду, прошедшую деаэрационную головку. Поднимаясь кверху, пар, двигаясь противотоком к стекающей вниз воде и находясь с ней в контакте, нагревает воду и десорбирует из нее газы. Для увеличения разности равновесного и парциального давления газа в верхней части головки деаэратора увеличивают выпар из деаэратора. Расход пара в выпаре составляет обычно 1—2% от расхода греющего пара на деаэрацию при отсутствии охладителя выпара и 5—10% при наличии охладителя выпара. Для использования тепла выпара перед деаэратором включают пароводяной теплообменник, в котором подогревают воду перед подачей ее в головку деаэратора (рис. 7-15).

Для обработки подпиточной воды теплосетей в зависимости от располагаемого дав-

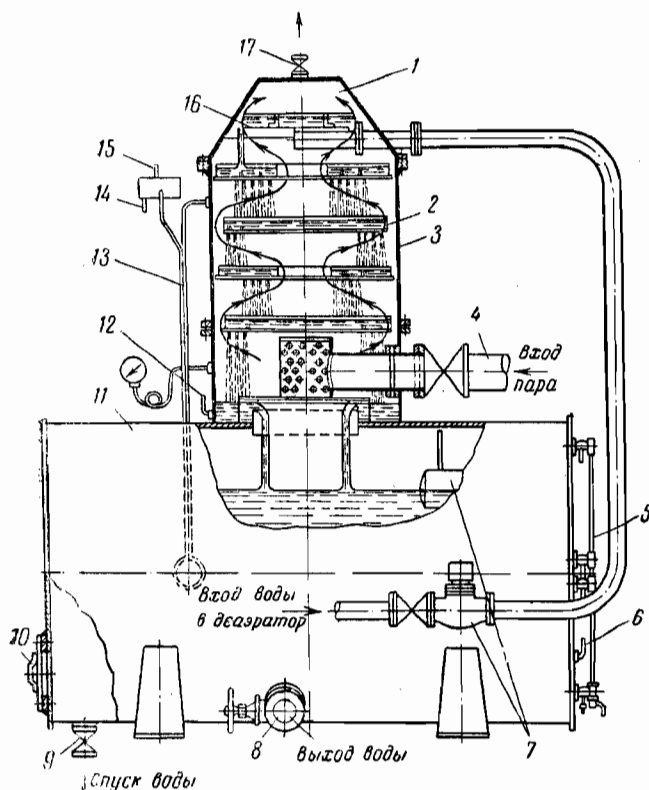


Рис. 7-18. Атмосферный деаэратор тарельчатого типа.

1 — крышка колонки деаэратора; 2 — дырчатые тарелки (противни); 3 — колонка деаэратора; 4 — подвод греющего пара; 5 — водоуказательное стекло; 6 — термометр; 7 — поплавковый регулятор уровня; 8 — выход деаэрированной воды; 9 — спускной кран; 10 — лаз; 11 — бак деаэрированной воды; 12 — термометр; 13 — водяной затвор; 14 — вестовая труба водяного затвора; 15 — труба для заполнения затвора водой; 16 — верхняя распределительная тарелка; 17 — кран для выпара.

ления греющего пара применяются термические деаэраторы атмосферного или вакуумного типа. В качестве греющей среды обычно используется пар из отборов теплофикационных турбин.

На рис. 7-18 показан атмосферный деаэратор тарельчатого типа. Вода поступает через распределительную головку, расположенную в верхней части деаэрационной головки и затем стекает вниз струями через отверстия в тарелках (противнях).

Пар вводится в нижнюю часть деаэрационной головки через парораспределительную насадку. Поднимаясь вверх, пар нагревает и десорбирует воду. Выпар отводится в верхней части головки. Из вакуумных деаэраторов выпар удаляется с помощью эжекторов. Деаэрированная вода поступает из деаэрационной головки в бак, расположенный под головкой. Для защиты деаэратора от превышения допустимого давления установлен водяной затвор.

На рис. 7-19 показана схема вакуум-деаэрационной установки, разработанная проф. С. Ф. Копьевым и доц. Б. М. Хлыбовым.

Особенностью установки является возможность деаэрации в ней холодной воды под глубоким вакуумом. При отсутствии пара для десорбции газов из воды предусмотрена возможность получения пара из сетевой воды в вакуум-испарителе, присоединенном к деаэратору.

Вода, подлежащая деаэрации, проходит под давлением водопровода через сопло водоструйного эжектора, отсасывающего газы (выпар) из головки деаэратора. Из эжектора вода поступает в бак-газоотделитель. После бака-газоотделителя вода под атмосферным давлением поступает в головку пленочного деаэратора.

Для улучшения процесса десорбции газов из воды в нижнюю часть головки деаэратора подается пар, получаемый из сетевой воды в вакуум-испарителе. Сетевая вода после вакуум-испарителя подается

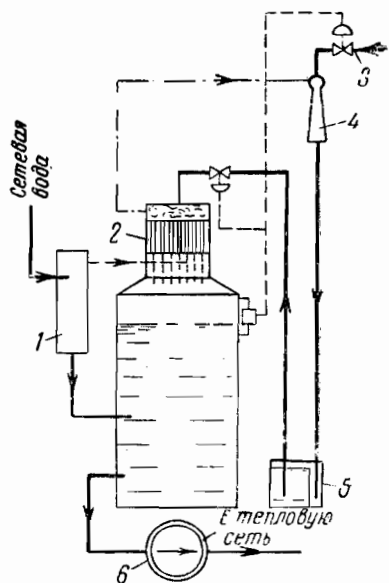


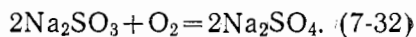
Рис. 7-19. Принципиальная схема вакуум-деаэрационной установки. 1 — вакуум-испаритель; 2 — деаэрационная головка; 3 — вход сырой воды; 4 — водоструйный эжектор; 5 — бак-газоотделитель; 6 — подпиточный насос теплосети.

в сборный бак деаэратора или же может отводиться с помощью специального насоса в тепловую сеть.

Химическое обескислороживание

Химическое обескислороживание основано на принципе связывания кислорода химическим реагентом.

В качестве химического реагента для обескислороживания подпиточной воды обычно применяется сульфит натрия—сернистокислый натрий Na_2SO_3 . В этом случае процесс химического связывания кислорода называется сульфитированием. В результате реакции сульфита натрия с кислородом образуется сульфат натрия, безопасный в отношении коррозии трубопроводов. Реакция происходит по формуле



На 1 кг кислорода, растворенного в воде, расходуется 9—10 кг безводного технического продукта, содержащего около 80% чистого сульфита натрия.

Широкого применения в тепловых сетях метод сульфитирования

не получил из-за постоянного расхода реагента и необходимости подогрева воды до 75—80°С, так как при более низкой температуре реакция сульфита с кислородом резко замедляется. В то же время при подогреве воды до 100—102°С осуществляется ее термическая деаэрация при атмосферном давлении без расхода реагента. Поэтому в настоящее время сульфитирование применяется только в тех установках, в которых возможен временами подсос воздуха в отдельных точках систем из-за неустойчивости гидравлического режима. Избыток сульфита, поддерживаемый искусственно в сетевой воде, связывает в этом случае кислород, проникший в воду. Этим предупреждается коррозия металла тепловой сети и местных систем.

7.4. ПАРОПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Паропреобразовательные установки служат для получения вторичного водяного пара путем использования тепла первичного теплоносителя—водяного пара или высоконапорной воды. Надобность в паропреобразовательных установках возникает обычно на ТЭЦ высокого давления при большом невозврате конденсата промышленными потребителями.

При сооружении на ТЭЦ паропреобразовательных установок абонентам отпускается вторичный пар, а конденсат первичного пара сохраняется на ТЭЦ. Для обеспечения длительной и надежной работы паропреобразовательных установок и высокого качества вторичного пара, отдаваемого потребителям, паропреобразовательные установки должны питаться химически очищенной деаэрированной водой, удовлетворяющей нормам питательной воды для котлов низкого давления.

На рис. 7-20 показана принципиальная схема паропреобразовательной установки.

Из теплового баланса установки выводится выражение для определения расхода первичного пара

$$G_1 = G_2 \frac{(i_2 - \bar{t}_0) + \alpha_d (\bar{t}_b - \bar{t}_0) + \alpha_n (\bar{t}_n - \bar{t}_0)}{\eta (i_1 - \bar{t}_k)} \quad (7-33)$$

где G_1 и G_2 — расходы первичного и вторичного пара, кг/ч или кг/сек;

i_1 и i_2 — энтальпии первичного и вторичного пара, ккал/кг, или дж/кг;

$\bar{t}_k$, $\bar{t}_n$, $\bar{t}_b$ и $\bar{t}_0$ — энтальпии: конденсата первичного пара; охлажденной продувочной воды паропре-

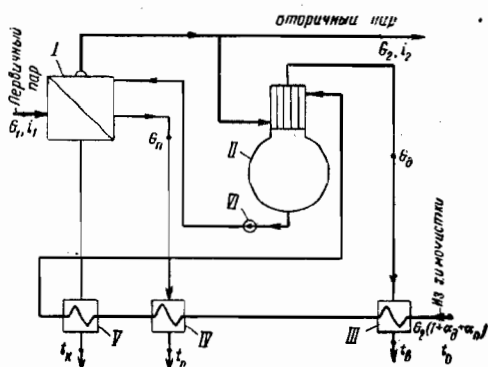


Рис. 7-20. Принципиальная схема паропреобразовательной установки.

I — паропреобразователь; II — деаэрагор; III — охладитель выпара; IV — охладитель продувки; V — охладитель конденсата; VI — питательный насос паропреобразователя.

образователя; конденсата после охладителя выпара; холодной питательной воды, поступающей на установку, ккал/кг или дж/кг;

α_d — коэффициент выпара деаэра-
тора

$$\alpha_d = \frac{G_p}{G_2};$$

α_n — коэффициент продувки паропреобразователя

$$\alpha_n = \frac{G_p}{G_2};$$

η — к. п. д. паропреобразовательной установки, учитывающий потери тепла в окружающую среду.

Для предварительных расчетов можно принимать:

$$\alpha_d = 0,02 \div 0,04; \alpha_n = 0,06 \div 0,1; \eta = 0,96 \div 0,97.$$

На рис. 7-21 приведен разрез вертикального поверхностного паропарового преобразователя конструкции ЦККБ Главэнергопрома.

Трубная система, представляющая собой цилиндр с торцовыми решетками, в которые ввальцованы кипятильные трубки, составляют поверхность нагрева аппарата, размещена в нижней части корпуса, так называемой водяной камере. Зеркало воды находится над верхней трубной решеткой, поэтому вся трубная система затоплена водой. Вода, подлежащая испарению, подается в верхнюю часть водяной камеры, отсасывается по кольцевому пространству между корпусом и трубной системой и поступает снизу в кипятильные трубки.

Первичный (греющий) пар поступает в центр трубной системы и передает тепло испаряемой воде через стенки кипятильных трубок. Вода в кипятильных трубках доводится до состояния кипения. Смесь воды и пара (эмульсия) поднимается по трубкам, а снизу в трубки непрерывно поступает вода. Таким образом осуществляется естест-

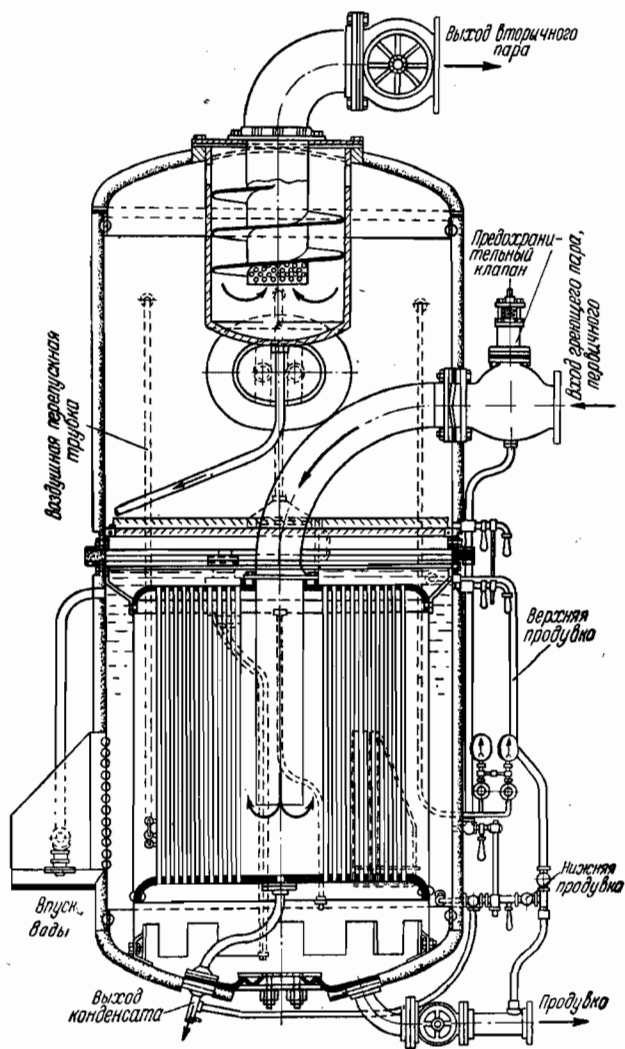


Рис. 7-21. Вертикальный паропреобразователь.

венная циркуляция воды через кипятильные трубки. Конденсат греющего пара отводится из межтрубного пространства через гибкую трубку, соединенную одним концом с нижней трубкой решеткой, а другим — с нижним днищем корпуса. Вторичный пар подвергается двукратной сепарации: сначала — в решетке, расположенной над водяным зеркалом аппарата, а потом — в спиральном сепараторе.

Нагревание поверхности нагрева паропреобразователя достигает $40-50 \text{ кг/ч} \cdot \text{м}^2$ при коэффициентах теплодачи порядка $2000-2500 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$.

Для получения чистого пара необходимо предусматривать непрерывную продувку паропреобразователей для поддержания солевого содержания испаряемой воды на допустимом уровне.

Кроме того, с целью снижения влажности вторичного пара необходимо обеспечить достаточное зеркало испарения и высоту парового пространства. Напряжение зеркала

ла испарения выбирается обычно в пределах $1500-2500 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$, а напряжение парового объема $2500-3500 \text{ м}^3/\text{м}^3 \cdot \text{ч}$.

При работе системы теплоснабжения на «перегретой» воде задача получения пара у абонентов разрешается при помощи испарителей (паропреобразователей) с водяным обогревом. Такие аппараты применяются поверхностного типа или непосредственного испарения. Поверхностные испарители с водяным обогревом выполняются обычно в виде конструкций с U-образными трубками.

Возможно также получение пара непосредственно из «перегретой» воды при дросселировании давления воды до давления получаемого пара. Испаритель такого типа представляет собой обычно вертикальный барабан, в который через редуктор поступает «перегретая» вода. При падении давления в редукторе вода вскипает. Получающийся пар отводится из верхней части барабана через сепаратор в паровую систему, а вода при помощи насоса откачивается из нижней части барабана.

7-5. ТЕРМОКОМПРЕССОРЫ

Задачей термокомпрессионных установок является повышение давления пара. Эти установки применяются в системах централизованного

теплоснабжения в тех случаях, когда параметры пара в отборах турбин или отработавшего пара машин-орудий промышленных предприятий (кузнечных молотов, пресов и т. д.) недостаточны для удовлетворения тепловых потребителей. За счет использования внешней энергии термокомпрессионные установки повышают давление пара до требуемого уровня.

В зависимости от принципа действия термокомпрессионные установки делятся на три группы: а) механические, б) химические и в) струйные.

Механические термокомпрессоры повышают дав-

ление пара путем использования внешней механической (электрической) энергии, подводимой к компрессору.

Для сжатия пара могут быть использованы турбокомпрессоры, ротационные и поршневые компрессоры.

На рис. 7-22 показана схема механической термокомпрессионной установки, на рис. 7-23 — процесс работы механического компрессора в iS -диаграмме, где p_n — начальное давление пара; p_c — конечное давление.

Из-за наличия внутренних потерь процесс сжатия происходит не по адиабате $1-2'$, а по политропе $1-2$, отчего возрастает расход механической энергии, переходящий в процессе сжатия в тепло.

Расход энергии на сжатие пара в механическом компрессоре может быть определен по формуле

$$W = \frac{GH}{860\eta_{oi}\eta_m\eta_d} \text{ квт} \cdot \text{ч}, \quad (7-34)$$

где G — расход сжимаемого пара, кг;

H — адиабатный перепад сжатия, ккал/кг;

η_{oi} — внутренний относительный к. п. д. компрессора;

η_m — механический к. п. д. компрессора;

η_d — к. п. д. двигателя.

Для предварительных расчетов можно принимать $\eta_m \cdot \eta_d = 0,85 \div 0,9$.

Для турбокомпрессоров $\eta_{oi} = 0,6 \div 0,65$; для ротационных компрессоров $\eta_{oi} = 0,5 \div 0,6$; для поршневых компрессоров $\eta_{oi} = 0,65 \div 0,75$.

Второй тип этих установок — термохимические компрессоры. работают на принципе абсорбции (поглощения) водяного пара водными растворами щелочей. Процесс абсорбции водяного пара щелочью происходит экзотермически. При абсорбции температура раствора поднимается выше температуры абсорбируемого пара.

Водный раствор щелочи после абсорбера используется в качестве греющей среды в поверхностном паропреобразователе, где вырабатывается вторичный пар, имеющий более высокое давление, чем первич-

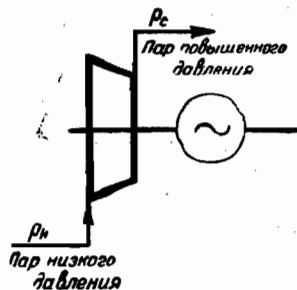


Рис. 7-22. Схема механического термокомпрессора.

ный пар, поступающий в абсорбер. Так как в процессе поглощения водяного пара падает концентрация щелочи в водном растворе, то для замыкания цикла приходится выпаривать раствор перед возвратом его в абсорбер. На выпаривание раствора затрачивается тепло.

При термохимической компрессии процесс сжатия пара осуществляется за счет использования тепла, подведенного извне.

В зависимости от параметров тепла, используемого для сжатия пара, термохимическая компрессия осуществляется по двум различным схемам: расщепительной и повысительной.

Если для работы компрессора используется пар тех же параметров, что и пар, подлежащий сжатию, то процесс осуществляется по расщепительной схеме. В этом случае к компрессору подводится пар одного (среднего) давления, который в компрессоре разде-

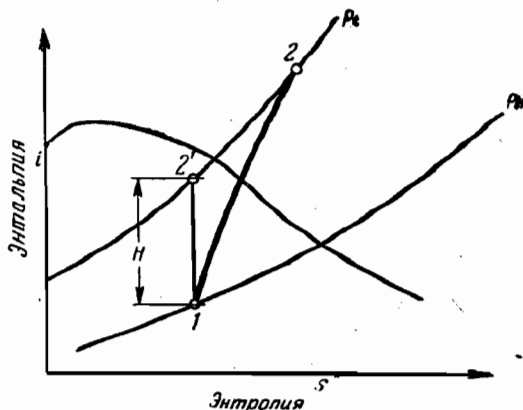


Рис. 7-23. Процесс механического термокомпрессора в iS -диаграмме.

Коэффициент трансформации расщепительных термохимических компрессоров, т. е. отношение полученного тепла в виде пара повышенного давления к затраченному теплу в виде пара среднего давления, определяется по формуле

где $T_{\text{в}}, T_{\text{с}}, T_{\text{н}}$ — температура насыщения пара повышенного, среднего и низкого давления, °К.

$Q_{\text{в}}$ и $Q_{\text{о}}$ — полученное тепло в виде пара повышенного давления и затраченное тепло в виде пара среднего давления.

Из компрессора отводится общий паровой поток среднего давления.

кого давления определяется по формуле

$$u = \frac{Q_H}{Q_B} = \frac{\frac{1}{T_C} - \frac{1}{T_B}}{\frac{1}{T_H} - \frac{1}{T_C}} \eta_0, \quad (7-36)$$

где η_0 — относительный к. п. д. процесса. Как и при расщепительной термокомпрессии для предварительных расчетов можно принимать $\eta_0 = 0.3 \div 0.4$.

На рис. 7-24 приведена принципиальная схема термохимического

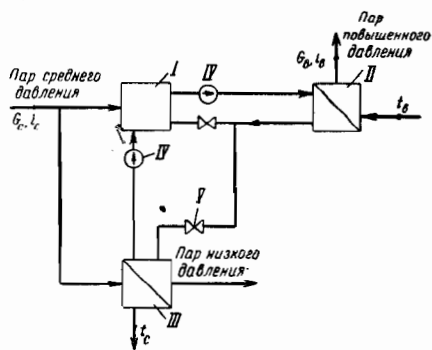


Рис. 7-24. Принципиальная схема термохимического компрессора расширительного типа.

I — абсорбер; *II* — генератор; *III* — испаритель; *IV* — насос; *V* — дроссель.

компрессора расщепительного типа.

Пар среднего давления подается в абсорбер *I*, где он поглощается водным раствором щелочи. В результате абсорбции пара концентрация щелочи в растворе падает, а температура раствора повышается.

Разбавленный (слабый) раствор, имеющий высокую температуру, подается насосом *IV* из абсорбера в генератор (паропреобразователь) *II*. В генераторе раствор передает через поверхность нагрева свое тепло испаряемой воде. В результате испарения воды в генераторе получается пар повышенного давления. Охлажденный водный раствор щелочи поступает обратно из генератора в абсорбер.

Для восстановления концентрации часть раствора направляется из генератора в испаритель *III*, где за счет подвода тепла извне водосолеочной раствор выпаривается. В ре-

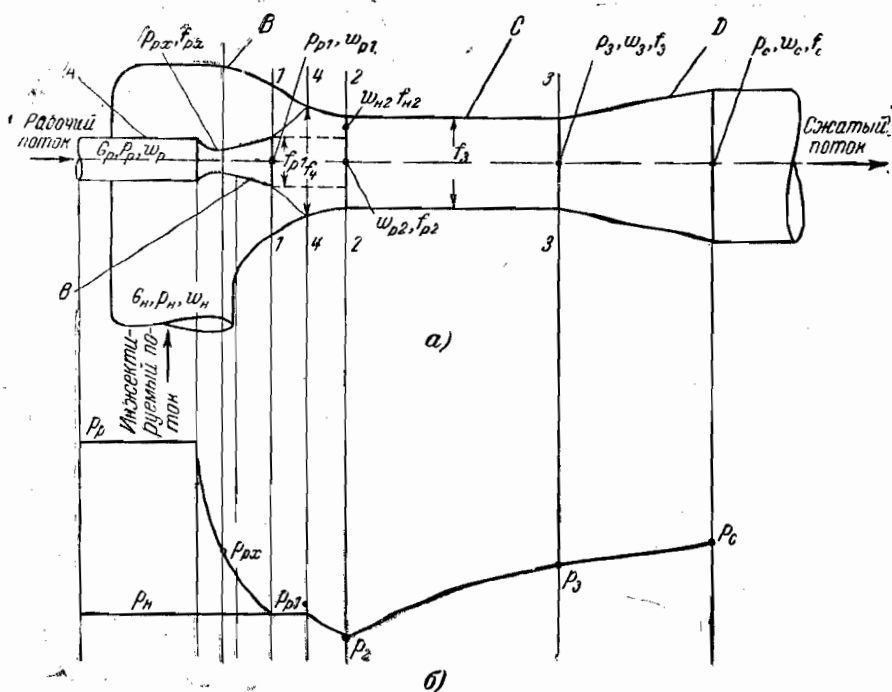


Рис. 7-25. Схема струйного компрессора и график давлений.
 а — схема струйного компрессора; б — график давлений вдоль аппарата.
 А — рабочее сопло; В — приемная камера; С — камера смешения; Д — диффузор.

в результате выпаривания возрастает концентрация щелочи в растворе. Крепкий раствор откачивается из испарителя в абсорбер при помощи насоса IV.

Для лучшего выпаривания водяного пара из водощелочного раствора, в испарителе поддерживается пониженное давление со стороны кипящего раствора. Для понижения давления раствора, поступающего в испаритель, на линии абсорбер — испаритель установлен дроссельный вентиль V.

Несмотря на заманчивость термохимической компрессии, особенно расщепительной, эти установки не получили широкого промышленного применения. Такое положение объясняется значительной поверхностью нагрева аппаратов, большим расходом металла на их сооружение и высокой начальной стоимостью.

Более широкое применение в установках централизованного теплоснабжения находят пароструйные компрессоры. Основным преимуществом этих аппаратов является простота кон-

струкции, надежность и дешевизна. Пароструйные компрессоры часто используются для повышения давления пара из отборов теплофикационных турбин и отработавшего пара машин-бурдуй (кузнечных молотов, прессов и др.). Заменяя дроссельные процессы процессами расширения, струйные компрессоры позволяют сократить расход пара за счет использования пара низкого давления.

На рис. 7-25 показана принципиальная схема струйного компрессора; под ней показано изменение статических давлений.

Рабочий (инжектирующий) поток при давлении p_p со скоростью w_p подводится к рабочему соплу. Последнее имеет расширяющуюся форму, поскольку степень расширения пара в сопле больше критической.

В результате расширения давление пара в сопле падает от p_p до p_{p1} , а скорость увеличивается от w_p до w_{p1} .

Рабочий пар, выходящий из сопла в приемную камеру со скоростью w_{p1} , подсасывает из прием-

ной камеры пар, который подводится в приемную камеру с давлением p_n .

По мере удаления от сопла расход движущегося потока непрерывно увеличивается за счет инжектируемой среды, а поперечное сечение движущегося потока непрерывно растет. На некотором расстоянии от выходного сечения сопла поток, движущийся по направлению к камере смешения, заполняет все сечение f_4 приемной камеры. Сечение f_4 является конечным сечением приемной камеры и начальным сечением камеры смешения.

Во входном сечении 2—2 цилиндрического участка камеры смешения давление потока равно p_2 . В этом сечении движущийся поток имеет очень неравномерный профиль скоростей. В центре проходит поток с весовым расходом G_p и большой скоростью w_{p2} , а на периферии — поток с весовым расходом G_n и малой скоростью w_{n2} .

Процесс выравнивания скоростей в камере смешения струйных аппаратов сопровождается изменением давления. Давление в цилиндрической камере смешения растет от p_2 на входе до p_3 на выходе из камеры смешения. Далее поток поступает в диффузор, где давление его растет от p_3 до p_c , а скорость падает от w_3 до w_c . При давлении p_c со скоростью w_c смешанный поток выходит из струйного аппарата.

Одним из основных показателей работы струйных аппаратов является коэффициент инжекции, т. е. отношение весового расхода инжектируемого потока к весовому расходу рабочего потока

$$u = \frac{G_n}{G_p} \quad (7-37)$$

На основе уравнения импульсов выводится следующее выражение для расчета коэффициента инжекции струйного компрессора [Л. 159]

$$u = \frac{K_1 a_{p*} \sqrt{1 - \Pi_{p2}^m} - K_3 a_{c*} \sqrt{1 - \Pi_{c2}^m}}{K_3 a_{c*} \sqrt{1 - \Pi_{c2}^m} - K_2 a_{n*} \sqrt{1 - \Pi_{n2}^m}} \quad (7-38)$$

где a_{p*}, a_{n*}, a_{c*} — критические скорости рабочего, инжектируемого, и сжатого потоков, $м/сек$;

$\Pi_{p2}, \Pi_{n2}, \Pi_{c2}$ — относительные давления рабочего, инжектируемого и сжатого потоков во входном сечении камеры смешения;

K_1 и K_2 — коэффициенты скорости рабочего и инжектируемого потоков;

K_3 — коэффициент, зависящий от распределения работы сжатия между камерой смешения и диффузором;

$m = \frac{k-1}{k}$, где k — показатель адиабаты.

Критические скорости определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} a_{p*} &= b \sqrt{p_p v_p}; \\ a_{n*} &= b \sqrt{p_n v_n}; \\ a_{c*} &= b \sqrt{p_c v_c}; \\ b &= \sqrt{2g \frac{k}{k+1}} \end{aligned} \right\} \quad (7-39)$$

g — ускорение свободно падающего тела, $9,81 м/сек^2$.

Ниже приведены значения $b = f(k)$:

k	1,13	1,3	1,4
b	3,22	3,33	3,38

p_p, p_n, p_c — давление рабочего, инжектируемого и сжатого потоков, $кг/м^2$;

v_p, v_n, v_c — удельный объем этих потоков, $м^3/кг$;

$$\Pi_{p2} = \frac{p_2}{p_p}; \quad \Pi_{n2} = \frac{p_2}{p_n}; \quad \Pi_{c2} = \frac{p_2}{p_c};$$

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= \varphi_1 \varphi_2 \varphi_3; \\ K_2 &= \varphi_2 \varphi_3 \varphi_4; \end{aligned} \right\} \quad (7-40)$$

где $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ — коэффициенты скорости рабочего сопла, цилиндрической камеры смешения, диффузора и входного участка камеры смешения.

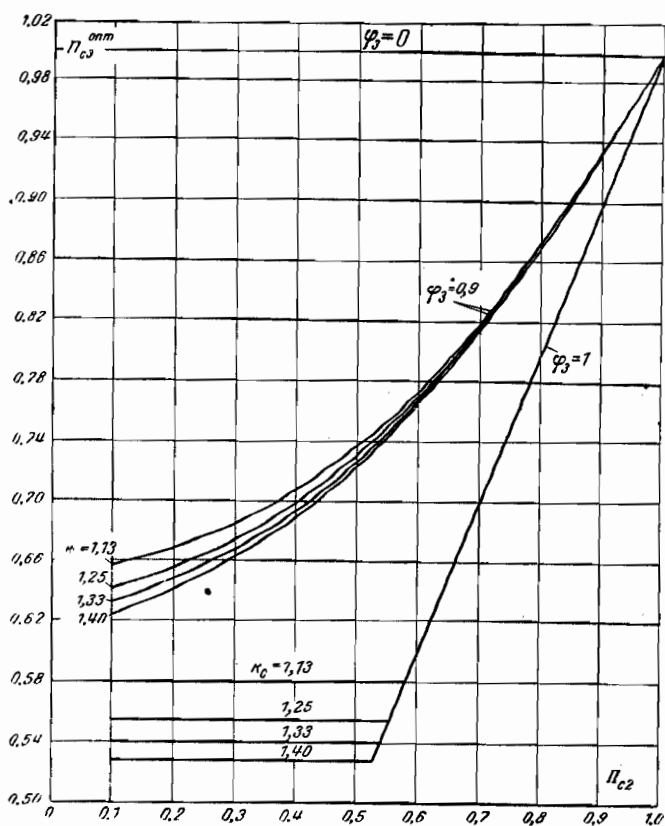


Рис. 7-26. Зависимость $(\Pi_{сз})_{опт} = f(\Pi_{с2})$.

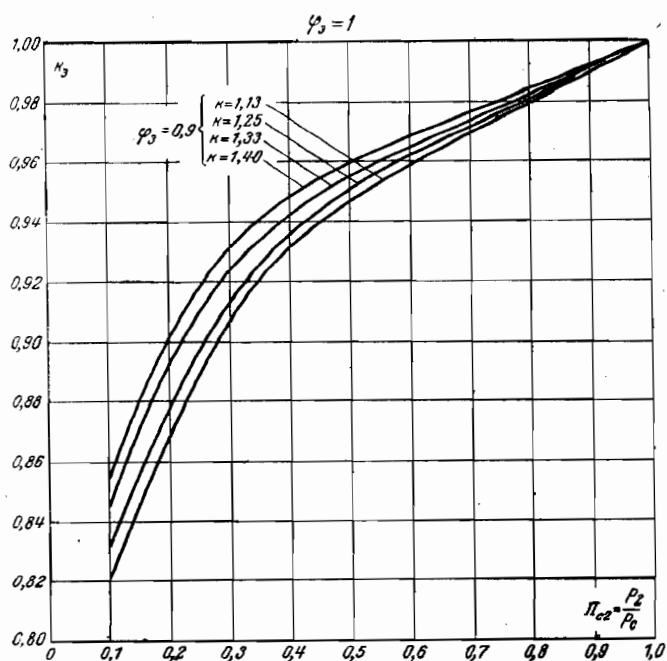


Рис. 7-27. Зависимость $(K_z)_{опт} = f(\Pi_{с2})$.

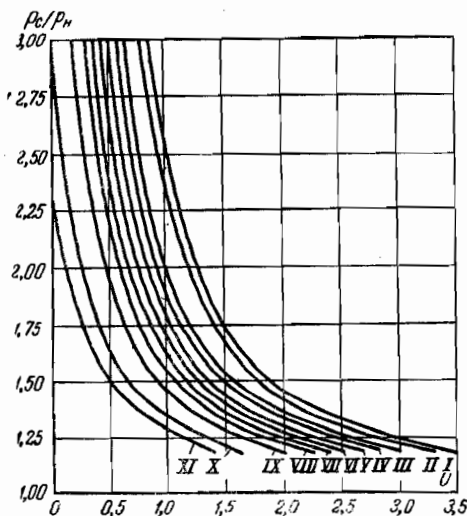


Рис. 7-28. Зависимость расчетного коэффициента инжекции струйного компрессора от степени сжатия для перегретого водяного пара, $k = 1,3$.

№ кривых	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI
p_p/p_n	75	50	25	20	15	12	10	8	6	4	3,2

При удовлетворительном качестве выполнения аппарата и правильной его сборке рекомендуется принимать следующие значения коэффициентов скорости:

$\varphi_1 = 0,95$; $\varphi_2 = 0,975$; $\varphi_3 = 0,9$; $\varphi_4 = 0,925$; соответственно $K_1 = 0,834$ и $K_2 = 0,812$.

Наивыгоднейшее распределение работы сжатия между камерой смешения и диффузором соответствует минимальному значению коэффициента K_3 , так как согласно уравнению (7-38) при заданных значениях p_p , p_n , p_c , p_2 коэффициент инжекции струйного аппарата растет при уменьшении K_3 .

На рис. 7-26 приведена зависимость $(\Pi_{сз})_{\text{опт}} = f(\varphi_3, \Pi_{с2})$, где $\Pi_{сз} = \frac{p_2}{p_c}$; p_2 — давление в конце камеры смешения.

На рис. 7-27 приведена зависимость $(K_3)_{\text{опт}} = f(\Pi_{с2})$.

Для определения коэффициента инжекции пароструйного компрессора по формуле (7-38) необходимо еще знать оптимальное давление p_2 в начале камеры смешения.

Под оптимальным давлением $(p_2)_{\text{опт}}$ в начале цилиндрической

камеры смешения понимается такое давление, при котором при заданных давлениях рабочего, инжектируемого и сжатого потоков p_p , p_n , p_c струйный аппарат развивает максимальный коэффициент инжекции или же при заданных давлениях p_p , p_n и коэффициенте инжекции u струйный аппарат создает максимальное давление сжатия p_c .

Оптимальное значение p_2 при расчете струйных компрессоров находится методом вариантов. Для этой цели задаются рядом значений $p_2 \leq p_n$, для каждого из них находят оптимальное значение K_3 , подставляют в уравнение (7-38) и определяют коэффициент инжекции u . Оптимальное значение p_2 соответствует максимальному значению u .

Необходимо отметить, что при применяемых формах проточной части струйных компрессоров $1 \geq \frac{p_2}{p_n} \geq \Pi_*$, где Π_* — критическое отношение давлений. Это объясняется тем, что скорость инжектируемого потока во входном сечении цилиндрической камеры смешения не может быть больше критической.

На рис. 7-28 приведена зависимость $u = f\left(\frac{p_p}{p_n}, \frac{p_c}{p_n}\right)$ для перегретого водяного пара, построенная по изложенной выше методике.

По найденным значениям p_2 (рис. 7-26) и u заданным параметрам и расходам рабочего, инжектируемого и сжатого пара определяются основные конструктивные размеры пароструйного компрессора.

На рис. 7-29 показана конструкция пароструйного компрессора. Компрессор состоит из следующих основных элементов: приемная камера 1, рабочее сопло 2, входной участок камеры смешения 3, цилиндрическая камера смешения 4, разгруженная коническая вставка диффузора 5, корпус диффузора 6.

Размеры характерных сечений пароструйного компрессора определяются по следующим формулам: критическое сечение рабочего сопла

$$f_{p*} = \frac{G_p}{c} \sqrt{\frac{v_p}{p_p}}, \text{ м}^2; \quad (7-41)$$

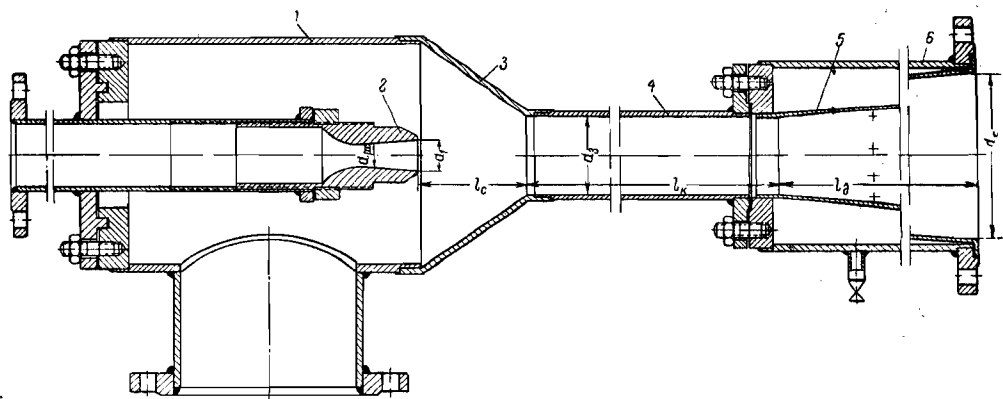


Рис. 7-29. Пароструйный компрессор конструкции ВТИ.

1 — цилиндрический корпус приемной камеры; 2 — рабочее сопло; 3 — конический переход от приемной камеры к камере смешения; 4 — корпус камеры смешения; 5 — разгрузившая коническая вставка диффузора; 6 — цилиндрический корпус диффузора.

отношение выходного сечения рабочего сопла к критическому сечению

$$\frac{f_1}{f_{p*}} = e \frac{1}{\left(\frac{p_n}{p_p}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_n}{p_p}\right)^{\frac{k-1}{k}}}}; \quad (7-42)$$

отношение сечения цилиндрической камеры смешения к критическому сечению сопла

$$\frac{f_2}{f_{p*}} = e(1 + u) \frac{a_{c*}}{a_{p*}} \frac{p_p}{p_c} \times \frac{1}{\left(\frac{p_s}{p_c}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_s}{p_c}\right)^{\frac{k-1}{k}}}}, \quad (7-43)$$

где G_p — расход рабочего потока кг/сек;

$$\left. \begin{aligned} c &= \sqrt{gk \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}; \\ e &= \sqrt{\frac{k-1}{2} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}. \end{aligned} \right\} \quad (7-44)$$

Ниже приведены значения $c, e = f(k)$:

k	1,13	1,3	1,4
c	1,99	2,09	2,14
e	0,151	0,226	0,258

Для того чтобы правильно выбрать положение рабочего сопла, необходимо подсчитать два размера свободной струи (рис. 7-30):

- длину свободной струи l_{c1} .
- диаметр свободной струи d_1 на расстоянии l_{c1} от входного сечения сопла.

Длина свободной струи l_{c1} определяется по следующим приближенным формулам:

при коэффициенте инжекции $u \leq 0,5$

$$l_{c1} = [\sqrt{0,083 + 0,76u} - 0,29] \frac{d_1}{2a}; \quad (7-45)$$

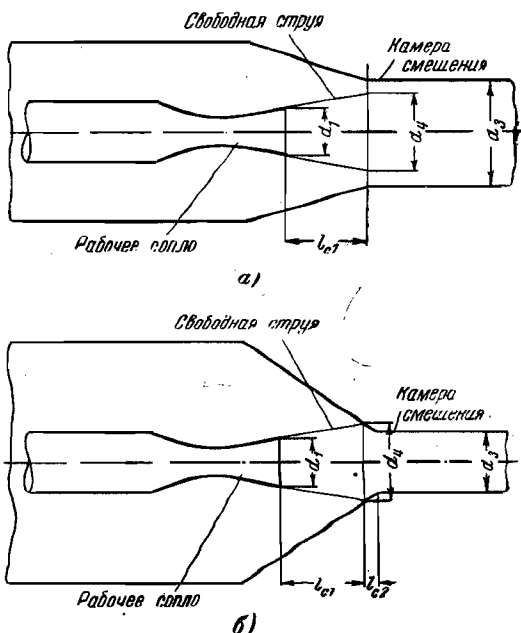
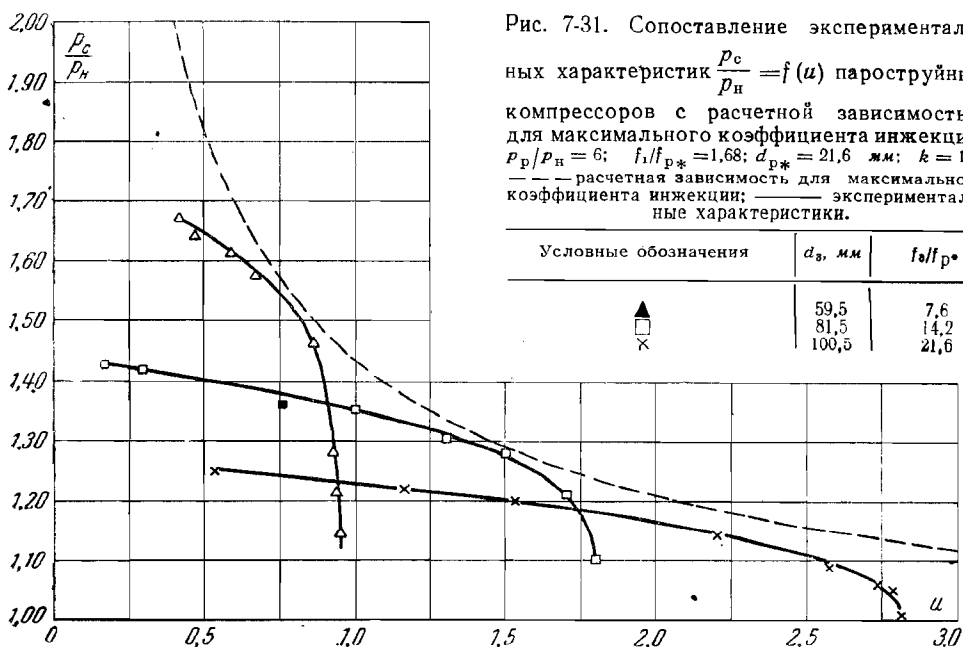


Рис. 7-30. К расчету расстояния сопла от камеры смешения.
а — $d_s > d_1$; б — $d_s < d_1$.

Рис. 7-31. Сопоставление эксперименталь-

ных характеристик $\frac{p_c}{p_n} = f(u)$ пароструйных компрессоров с расчетной зависимостью для максимального коэффициента инжекции. $p_p/p_n = 6$; $f_1/f_{p*} = 1,68$; $d_{p*} = 21,6$ мм; $k = 1,3$. — — — расчетная зависимость для максимального коэффициента инжекции; ————— экспериментальные характеристики.

Условные обозначения	d_3 , мм	f_1/f_{p*}
▲	59,5	7,6
□	81,5	14,2
×	100,5	21,6



при коэффициенте инжекции $u \geq 0,5$

$$l_{c1} = \frac{0,37 + u}{4,4a} d_1, \quad (7-46)$$

где d_1 — выходной диаметр рабочего сопла;

a — опытная константа, лежащая для упругих сред в пределах 0,07—0,09.

При малых коэффициентах инжекции ($u < 0,2$) рекомендуется принимать меньшее значение опытной константы, при больших коэффициентах инжекции — большее ее значение.

Диаметр свободной струи d_4 на расстоянии l_{c1} от выходного сечения сопла определяется по формулам:

при коэффициенте инжекции $u > 0,5$

$$d_4 = 1,55(1 + u) d_1; \quad (7-47)$$

при коэффициенте инжекции $u \leq 0,5$

$$d_4 = 3,4 d_1 \sqrt{0,083 + 0,76u}. \quad (7-48)$$

На основании опытных данных длина цилиндрической камеры смешения струйных компрессоров выбирается обычно в пределах 6—10 диаметров камеры смешения

$$l_n = (6 \div 10) d_s. \quad (7-49)$$

Длина диффузора определяется исходя из угла раствора 8—10° по формуле

$$l_d = (6 \div 7)(d_c - d_s), \quad (7-50)$$

где d_c — диаметр выходного сечения диффузора.

Выходное сечение диффузора определяется по формуле

$$f_c = \frac{G_p(1 + u)}{\gamma_c \omega_c}, \quad (7-51)$$

где γ_c кг/м³ и ω_c м/сек — удельный вес и скорость сжатого потока на выходе из диффузора.

При переменном режиме работа аппарата проходит в условиях, отличных от оптимальных, и поэтому зависимость $p_c/p_n = f(u)$ существенно отличается от зависимости, показанной на рис. 7-28.

Для иллюстрации на рис. 7-31 пунктиром показана расчетная зависимость $p_c/p_n = f(u)$ для перегретого водяного пара ($k = 1,3$) при $p_p/p_n = 6$, построенная по уравнению (7-38). Сплошными линиями нанесены экспериментальные характеристики $p_c/p_n = f(u)$ пароструйных компрессоров трех различных геометрических параметров

$$f_1/f_{p*} = 7,6; 14,2 \text{ и } 21,6.$$

При тех режимах, для которых геометрические размеры струйных компрессоров являются оптимальными, в аппаратах отсутствуют дополнительные потери и экспериментальные точки характеристики ложат-

ля близко к расчетной кривой, построенной по формуле (7-38).

Как видно из рис. 7-31, в области повышенных степеней сжатия p_c/p_n характеристика струйных компрессоров проходит ниже кривой максимальных коэффициентов инжекции; при снижении степени сжатия характеристика аппарата приближается к кривой максимальных коэффициентов инжекции; при дальнейшем снижении степени сжатия характеристика отклоняется вниз от кривой максимальных коэффициентов инжекции и затем переходит в вертикальную прямую.

На последнем участке струйный компрессор работает на предельном режиме; при этом режиме понижение степени сжатия не приводит к росту коэффициентов инжекции.

Возникновение предельного режима объясняется тем, что скорость движущегося потока в камере смещения достигает критической, вследствие чего дальнейшее увеличение расхода (коэффициента инжекции) делается невозможным.

Характеристика пароструйного компрессора зависит не от абсолютных геометрических размеров аппарата f_{p*} , f_1 , f_2 , а от отношений f_2/f_{p*} и f_1/f_{p*} . Отношения f_2/f_{p*} и f_1/f_{p*} являются геометрическими параметрами подобия пароструйных аппаратов. Аппараты, имеющие различные абсолютные размеры, но одинаковое отношение сечений, имеют одинаковые характеристики.

Основное значение для характеристики пароструйных компрессоров имеет отношение f_2/f_{p*} . Компрессоры с малым отношением f_2/f_{p*} являются высоконапорными аппаратами. Эти аппараты создают высокую степень сжатия, но не могут развивать больших коэффициентов инжекции. При увеличении f_2/f_{p*} снижается степень сжа-

тия, создаваемая аппаратом, но растет коэффициент инжекции.

При $u=u_{пр}$ компрессор данных размеров развивает максимальную для данных начальных параметров рабочего и инжектируемого пара производительность.

Характеристики пароструйных компрессоров могут быть построены не только на основе опытных данных, но и расчетным путем [Л. 159].

7-6. АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ УСТАНОВОК ТЭЦ

Автоматизация повышает надежность работы оборудования, улучшает систему центрального регулирования и упрощает эксплуатацию теплофикационных установок благодаря замене ручного регулирования автоматическим.

Поддерживая заданные параметры теплоносителя, автоматизация резко улучшает качество теплоснабжения, позволяя одновременно сократить численность обслуживающего персонала и получить существенную экономию топлива за счет устранения перегрева абонентов.

Конкретные схемы автоматизации зависят от задач, подлежащих решению.

Для автоматизации теплофикационных установок на ТЭЦ в большинстве случаев применяются

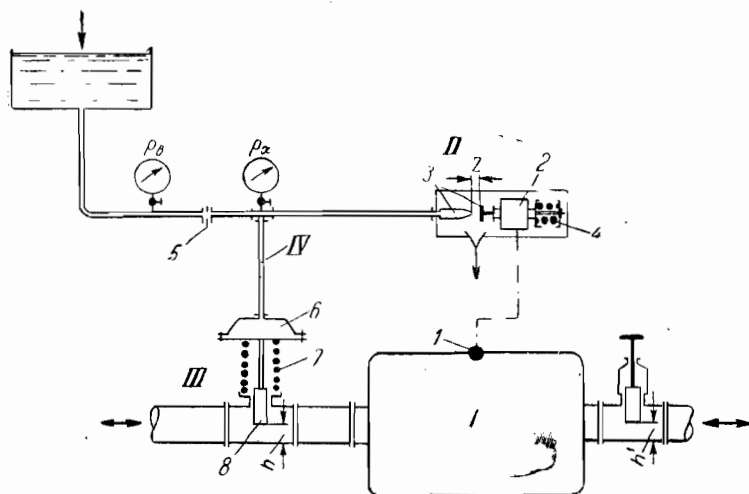


Рис. 7-32. Принципиальная схема регулятора непрямого действия с гидроприводом.

1 — регулируемый объект; II — реле; III — исполнительный орган; IV — исполнительная связь.
1 — точка измерения импульса; 2 — чувствительный элемент; 3 — управляющий элемент; 4 — регулирующий элемент; 5 — постоянная дроссель; 6 — сервомотор; 7 — контрпружина; 8 — регулирующий элемент.

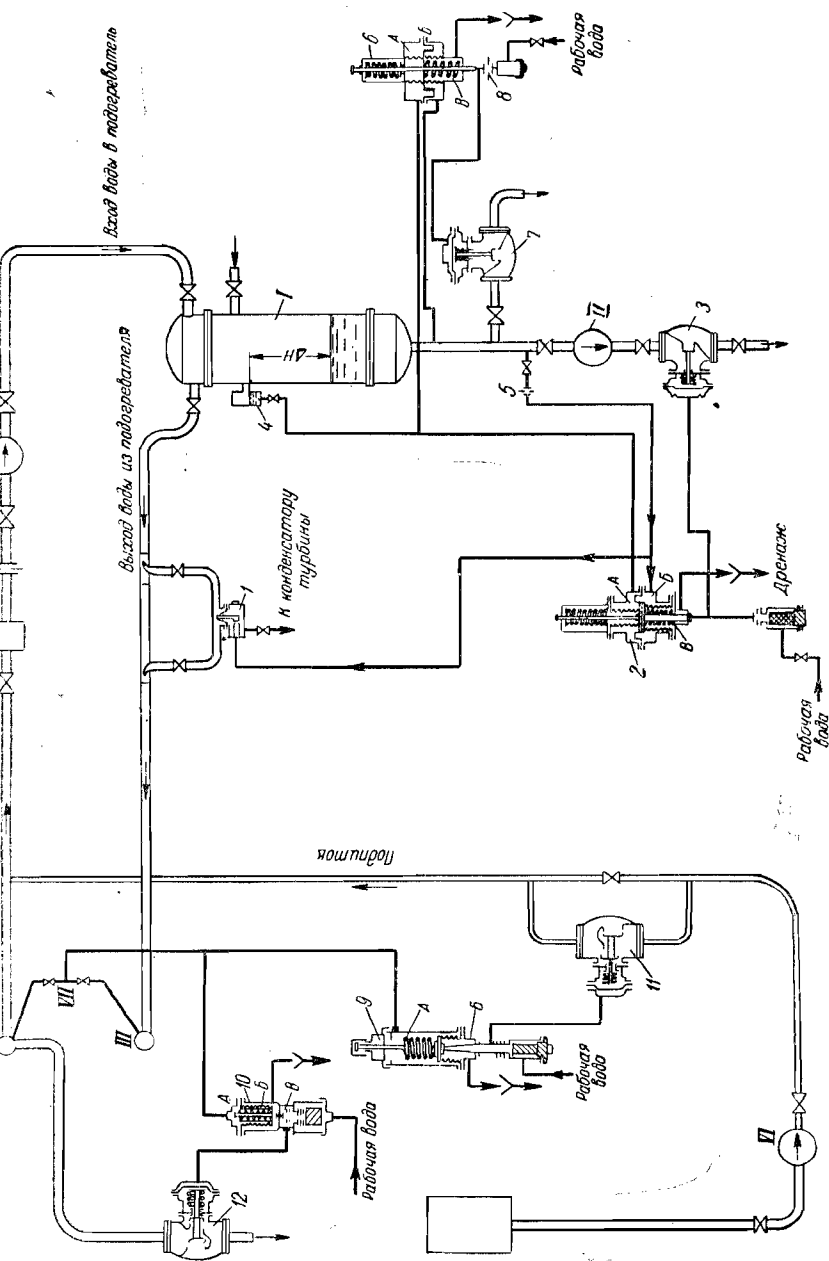


Рис. 7-33. Принципиальная схема автоматизации одноступенчатой поверхностной подогревательной установки ТЭЦ.

I — пароводяной поверхностный подогреватель; II — конденсатный насос; III — подающий коллектор теплосети; IV — обратный коллектор теплосети; V — сетевой насос; VI — переключатель между подающим и обратным коллекторами; VII — термореле; VIII — реле давления; IX — регулирующий клапан; X — уравнивающий бачок; XI — дроссельная вставка; XII — дифференциальное реле давления; XIII — регулирующий клапан; XIV — реле давления; XV — регулирующий клапан; XVI — регулирующий клапан.

авторегуляторы непрямого действия с гидروпроводом, работающие по следующей схеме (рис. 7-32). Импульс, полученный чувствительным элементом 2 реле II, вызывает перемещение клапана, меняющего открытие выходного отверстия сопла 3.

В сопло 3 через постоянный дроссель 5 поступает под давлением рабочая вода, которая по выходе из сопла сливается в дренаж.

При удалении клапана от выходного сечения сопла 3 увеличивается расход воды через сопло. Это приводит к увеличению перепада давлений в дросселе 5 и падению давления в трубах после дросселя, в том числе и в трубопроводе IV исполнительной связи, соединенной с сервомотором 6, регулирующего клапана III. Контрпружина 7 растягивается, регулирующий элемент 8 перемещается и увеличивает приток среды в регулируемый объект.

При приближении клапана к выходному сечению сопла 3 уменьшается расход рабочей воды через сопло, уменьшается падение давления в дросселе 5 и возрастает давление в трубопроводе IV, соединенном с сервомотором 6. Контрпружина 7 сжимается, регулирующий элемент 8 перемещается и уменьшает приток среды в регулируемый объект.

В качестве примера на рис. 7-33 приведена принципиальная схема автоматизации одноступенчатой поверхностной подогревательной установки на ТЭЦ [Л. 142].

Схема решает следующие задачи:

1. Поддержание заданной температуры воды на подающем коллекторе тепловой сети путем регулирования уровня конденсата в водоподогревателях¹.

2. Защита от заброса воды в паропровод в случае разрыва трубок подогревателя путем открытия дренажного клапана.

¹ Наряду с этим способом последнее время находит применение метод регулирования температуры воды при помощи перемычки путем перепуска части сетевой воды помимо подогревателя.

3. Поддержание заданного давления в нейтральной точке тепловой сети путем регулирования подпитки.

Поддержание заданной температуры подогрева воды в пароводяном подогревателе 1 осуществляется температурным регулятором уровня, состоящим из трех основных элементов: термореле 1, реле давления 2 и регулирующего клапана 3.

На рис. 7-34 показано термореле конструкции ОРГРЭС.

В гильзе 1 термореле вклепаны три пластинки 2 из биметалла сталь-инвар. К нижней пластинке прикреплен жесткий стальной рычаг 3, на конце которого укреплена полукруглая головка, упирающаяся в клапан 4. Плоская пружина 5 припаяна к одной стороны к клапану 4, а с другой к корпусу сопла 6, который соединен на резьбе с трубкой 7. Сопло расположено в корпусе 8, в нижней части которого имеется сливной штуцер 9. Снизу корпус закрыт доньшком 10.

При отклонении температуры воды в линии от заданной величины изменяется температура биметаллических пластинок 2, которые, изгибаясь, меняют величину зазора между соплом и клапаном 4. При понижении температуры воды в трубопроводе после подогревателя 1 рычаг 3 перемещает клапан 4 и тем сокращает поступление рабочей воды в систему регулирования через сопло 6 в камеру 8. При повышении температуры деформация биметаллических пластинок изменяется в другую сторону, в результате чего клапан 4 отходит от сопла и увеличивается расход рабочей воды через сопло 6 в камеру 8.

На практике применяются также dilatометрические термореле, основанные на принципе использования разности линейных расширений двух разнородных металлов. Такое термореле показано на рис. 7-35. Внутри латунной трубки 1 находится стержень из инвара 2. Инвар — это сплав из железа и никеля, имеющий очень низкий коэффициент линейного расширения, близкий к нулю.

Один конец стержня прикреплен к закрытому концу трубки, вставляемой в регулируемый объект, в данном случае в поток воды после подогревателя. Другой конец проходит через отверстие в корпусе 3 и воздействует на рычаг 4, находящийся одновременно под воздействием пружины 5. К концу рычага 4 прикреплен клапан 7, регули-

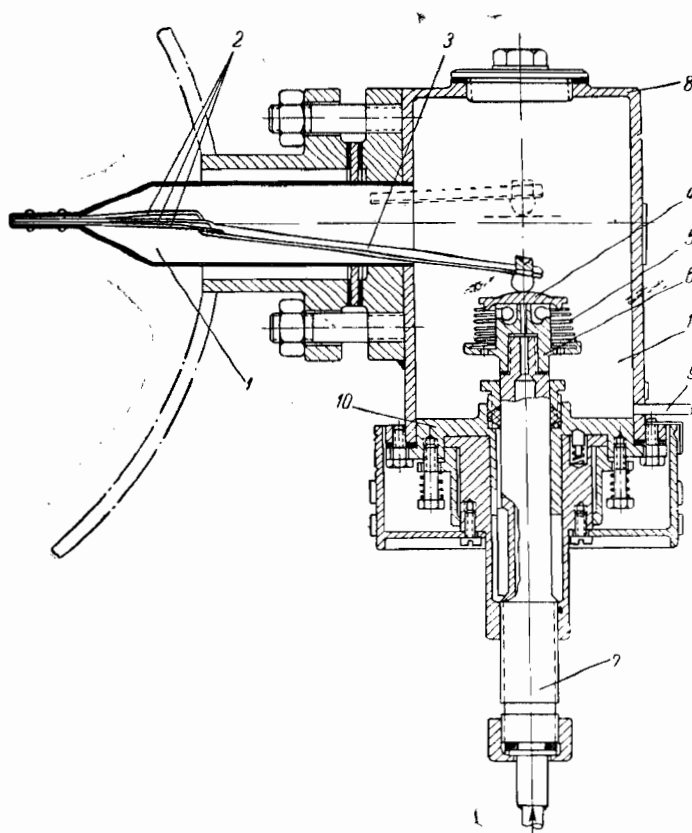


Рис. 7-34. Термореле конструкции ОРГРЭС.

рующий расход рабочей воды через сопло 6. Настройка термореле на заданную температуру производится по шкале 9 регулировочным винтом 8.

На рис. 7-36 показан регулирующий клапан типа РК-2. Эти клапаны выпускаются серийно диаметром от 80 до 300 мм.

Клапан двухседельчатый. Сервомотор клапана состоит из резино-

вой мембраны 1, зажатой между фланцами двух камер 2 и 3. Нижняя камера 3 крепится винтами к бугелю 4. В средней части бугеля 2 расположена втулка 5. На гайке этой втулки расположена нижняя опора регулировочной пружины 6. Верхний конец пружины через тарелку упирается в мембрану.

В положении равновесия усилие воды, действующее сверху вниз

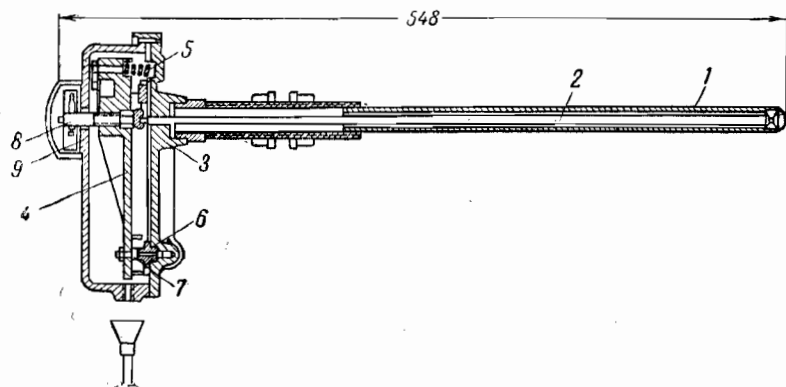


Рис. 7-35. Дилатометрическое термореле.

на мембрану 1, в верхней камере 2 уравнивается усилием пружины 6, воздействующим на мембрану снизу вверх.

При изменении давления воды в верхней камере меняется деформация мембраны, это вызывает перемещение штока 7, который меняет при этом степень открытия золотника клапана 8. При повышении давления в верхней камере 2 клапан прикрывается, при снижении давления открытие клапана увеличивается.

Температурный регулятор уровня работает следующим образом (рис. 7-33).

Конденсат из линии после подогревателя поступает через дроссель 5 в термореле 1, откуда через сливную линию отводится в сосуд, находящийся под пониженным давлением, обычно в конденсатор турбины. От величины расхода конденсата через дроссель 5 зависит давление, которое устанавливается в нижней импульсной камере Б регулятора давления 2.

При отклонении температуры воды после подогревателя 1 от заданной величины, например при повышении температуры воды, увеличивается расход воды через камеру термореле 1 и падает давление воды в нижней импульсной камере Б регулятора давления 2. Это приводит к прикрытию выходного отверстия сопла реле давлений 2 и уменьшению расхода рабочей воды через реле давлений 2. Уменьшение расхода рабочей воды через сопло реле 2 и связанное с этим снижение перепада давлений в дросселе этого реле вызывает повышение давления в мембранной камере регулирующего клапана 3 и прикрытие этого клапана. Благодаря прикрытию клапана 3 сокращается откачка конденсата насосом 11 из пароводяного подогревателя 1, повышается уровень конденсата в подогревателе, уменьшается активная поверхность теплообмена. В результате температура подогрева воды снижается и устанавливается близко к заданной величине.

Автомат аварийного слива (рис. 7-33), предназначенный для

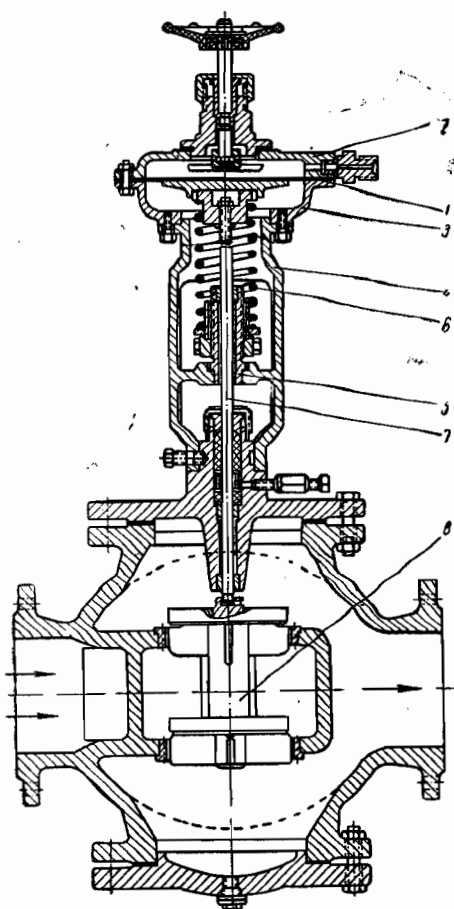


Рис. 7-36. Регулирующий клапан типа РК-2.

защиты от переполнения парового пространства подогревателя 1, в случае аварийного подъема уровня конденсата за пределы допустимой высоты, например в случае разрыва трубок подогревателя, состоит из двух основных элементов: дифференциального реле давлений 6 и регулирующего клапана 7.

В случае резкого подъема уровня конденсата в корпусе подогревателя 1 увеличивается давление в нижней импульсной камере Б реле давлений. Это увеличивает открытие сопла, отчего возрастает расход рабочей воды через сопло. При увеличении расхода рабочей воды через сопло возрастает перепад давлений в дросселе 8 и падает давление в камере над мембраной регулирующего клапана 7. Под действием контрпружины клапан 7 открывается и вода из межтрубного

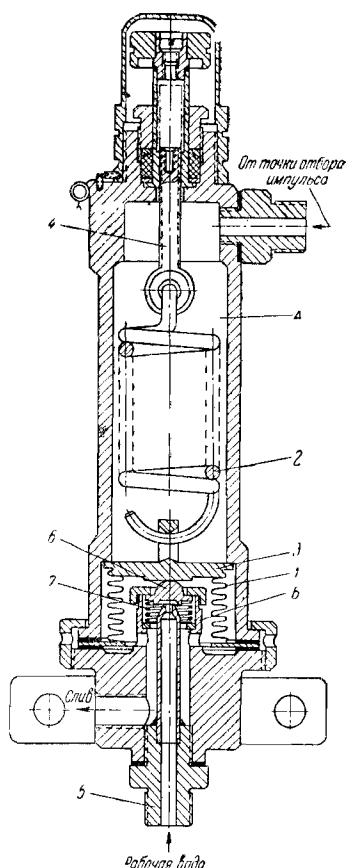


Рис. 7-37. Реле давлений типа РДПС конструкции ОРГРЭС.

пространства подогревателя 1 сливается в дренаж.

Поддержание заданного давления в нейтральной точке тепловой сети на перемычке между подающим III и обратным IV коллекторами сети на станции (рис. 7-33) осуществляется регулятором подпитки и дренажа, состоящим из четырех основных элементов: реле давлений 9 и 10 и двух регулирующих клапанов 11 и 12.

Реле 9 и клапан 11 управляют подпиткой воды в тепловую сеть. Реле 10 и клапан 12 управляют дренажем воды из сети. Открытие клапана 12 происходит в том случае, когда давление в нейтральной точке VII превысит допустимую величину.

На рис. 7-37 показан разрез реле давлений РДПС (ОРГРЭС). Реле давлений состоит из двух камер: верхней импульсной А и нижней

сливной Б, разделенных между собой сильфоном. В верхней импульсной камере расположена регулировочная пружина 2, которая нижним своим концом зацеплена за доннышко 3 сильфона 1, а верхним концом за регулировочный винт 4. В сливную камеру реле ввернуто сопло 5. Над соплом расположен клапан 6. Пружина 7 припаяна с одной стороны к клапану 6, а с другой — к соплу 5.

При изменении давления в верхней импульсной камере А, например при повышении давления, происходит растяжка пружины 2 и перемещение вниз доннышка 3 сильфона и клапана 6. Это приводит к сокращению расхода воды через сопло 5 в нижнюю сливную камеру Б. При понижении давления в верхней импульсной камере А ослабляется усилие, действующее сверху вниз на клапан 6; пружина 2 сокращается и увеличивается расход воды через сопло 5 в сливную камеру.

При отклонении давления в нейтральной точке VII от заданной величины (рис. 7-33), например при повышении давления, увеличивается давление в верхней импульсной камере А реле давления 9. Это приводит к уменьшению расхода рабочей воды через сопло этого реле.

Уменьшение расхода рабочей воды через сопло реле 9 и связанное с этим снижение перепада давлений в дросселе этого реле вызывает повышение давления в камере над мембраной регулирующего клапана 11 и прикрытие золотника этого клапана.

Благодаря прикрытию клапана 11 уменьшается подача подпиточного насоса VI в обратный коллектор тепловой сети, и давление в системе, в том числе и в нейтральной точке, устанавливается близко к заданной величине. Если клапан 11 полностью закроется, но давление в нейтральной точке будет возрастать, то вступит в работу дренажное устройство.

Реле давлений 10 дренажного устройства состоит из трех камер: импульсной А, сливной Б и исполнительной В. В нижней части реле

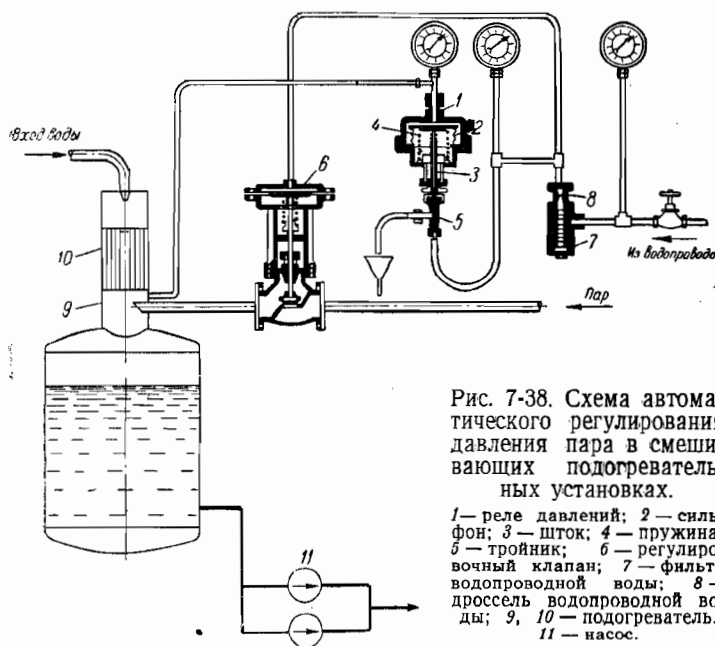


Рис. 7-38. Схема автоматического регулирования давления пара в смешивающих подогревателях установках.

1 — реле давлений; 2 — сильфон; 3 — шток; 4 — пружина; 5 — тройник; 6 — регулировочный клапан; 7 — фильтр водопроводной воды; 8 — дроссель водопроводной воды; 9, 10 — подогреватель. 11 — насос.

размещаются фильтр и дроссель. Импульсная камера *А* отделена от сливной камеры *Б* сильфоном. Днище сильфона упирается в клапан, который отделяет сливную камеру *Б* от исполнительной камеры *В*. Снизу клапан прижимается к седлу при помощи пружины.

В нормальных условиях клапан закрыт. Слив рабочей воды отсутствует, и давление в камере *В* равно давлению рабочей воды перед реле.

При резком повышении давления в нейтральной точке *VII* выше заданной величины начинается дренаж рабочей воды через реле 10.

Давление в исполнительной камере реле и в камере над мембраной регулирующего клапана 12 падает, регулирующий клапан 12 открывается и дренирует часть воды из тепловой сети. В результате давление в сети, в том числе в нейтральной точке, снижается и устанавливается в пределах заданных значений.

При автоматизации двухступенчатых поверхностных подогревательных установок регулирование работы первой ступени подогрева может осуществляться при помощи температурного регулятора уровня ТРУ или путем перепуска части се-

тевой воды помимо подогревателей, а регулирование работы второй (пиковой) ступени — при помощи температурного регулятора давления, поддерживающего требуемое давление греющего пара в подогревателе.

На рис. 7-38 приведена схема автоматического регулирования давления пара в смешивающих подогревательных и деаэрационных установках, разработанная инж. П. М. Брик (ОРГРЭС).

Автоматическое устройство состоит из двух основных аппаратов: реле давлений 1 и мембранного клапана 6. Реле давлений представляет собой сильфон 2, доньшко которого давит на вертикальный шток 3. Нижний конец штока регулирует проходное сечение для рабочей воды, поступающей через дроссель 8 в тройник 5 и сливающейся через тройник 5 в воронку. Паровое пространство подогревателя 9 соединено с реле давлений 1 при помощи импульсной трубки. Усилие от давления пара, передающееся снаружи на сильфон, уравнивается пружиной 4, установленной внутри сильфона.

При заданном давлении пара в подогревателе сильфон и пружина находятся в растянутом положе-

нии, нижний конец вертикального штока 3 приподнят, сечение для прохода рабочей воды достаточно, вода свободно сливается в воронку, и мембранный клапан 6 полностью открыт.

Если давление в подогревателе возрастает выше заданной величины, то увеличивается внешнее уси-

лие на сильфон. В результате сильфон сжимается, шток 3, присоединенный к доньшку сильфона, опускается и прикрывает отверстие для стока рабочей воды, давление рабочей воды возрастает, отчего увеличивается сила, действующая на мембрану клапана 6, и последний прикрывается.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

ОБОРУДОВАНИЕ АБОНЕНТСКИХ ВВОДОВ

8-1. ТИПЫ УСТАНОВОК

Основное назначение абонентских вводов заключается в подготовке теплоносителя для подачи его в абонентские системы и возврата использованного теплоносителя от абонентов на ТЭЦ.

Схема и оборудование абонентских вводов зависят от вида и параметров теплоносителя и назначения установки.

При паровом теплоносителе основное оборудование абонентских вводов состоит из паровых коллекторов, редукционных клапанов, теплообменников для использования пролетного пара и пара вторичного вскипания, конденсатосборных баков и насосных установок для откачки конденсата.

При водяном теплоносителе основное оборудование абонентских вводов состоит из водоструйных аппаратов (элеваторов) или насосов смешения, водоводяных теплообменников для горячего водоснабжения и аккумуляторов горячей воды.

Абонентские вводы оснащаются регуляторами для поддержания заданного расхода и параметров теплоносителя и приборами для учета тепла.

Абонентские вводы сооружаются как индивидуального типа — для каждого здания, так и групповые — для группы зданий.

Групповые вводы устраиваются обычно на крупных промышленных предприятиях. В последние годы групповые вводы все шире приме-

няются также в городах в районах нового строительства.

Групповые промышленные вводы являются центральными подстанциями для регулирования параметров теплоносителя (давления пара, температуры и расхода воды) и распределения его по отдельным цехам, а также для сбора и контроля конденсата, возвращаемого из отдельных цехов на ТЭЦ. Групповые городские вводы устраиваются обычно для зданий, расположенных в одном квартале. На таких вводах сосредоточивается оборудование для горячего водоснабжения — водоводяные подогреватели, аккумуляторы, циркуляционные насосы; а в отдельных случаях — также оборудование для регулирования температуры и расхода воды, подаваемой на отопление.

Устройство групповых вводов упрощает эксплуатацию инженерного оборудования абонентских установок и позволяет снизить количество обслуживающего персонала.

8-2. КОНДЕНСАТОСБОРНЫЕ УСТАНОВКИ

Абонентские установки для возврата конденсата состоят из конденсатоотводчиков, сборников конденсата и конденсатных насосов.

Для обеспечения долговечности стальных конденсатопроводов необходимо, чтобы содержание растворенного кислорода в перекачиваемом конденсате не превышало допустимой нормы (0,1 мг/л). Места-

ми аэрации конденсата обычно являются открытые конденсаторные сборники, в которые отводится конденсат из пароприемников, а также абонентская аппаратура и участки конденсатной сети, работающие под вакуумом. При содержании в конденсате растворенного кислорода выше допустимой нормы происходит коррозия конденсатопроводов, выводящая их из строя в короткий срок. Особенно активно происходит процесс коррозии при наличии в конденсате, кроме кислорода, еще и углекислоты.

Кроме разрушения трубопроводов, коррозия увеличивает их гидравлическое сопротивление вследствие роста шероховатости стенок и уменьшения поперечного сечения трубопроводов. Последнее обстоятельство особенно существенно при трубопроводах небольшого диаметра.

Объем продуктов коррозии в 3—4 раза больше объема исходного металла (стали), участвующего в процессе коррозии. Продукты коррозии, образующиеся на внутренней поверхности конденсатопроводов, смываются и уносятся движущимся конденсатом, что в результате приводит к серьезным затруднениям в эксплуатации котельного оборудования. В конденсатных системах наблюдаются как язвенная коррозия, так и равномерная коррозия. Особенно опасна язвенная коррозия вследствие образования сквозных свищей, выводящих трубопроводы из строя в относительно короткий промежуток времени. Интенсивность язвенной коррозии объясняется тем, что при этом виде коррозии имеет место локальное поглощение кислорода, растворенного в воде, на сравнительно ограниченной поверхности трубопровода.

Язвенная коррозия возникает в условиях «стояния», когда нет движения конденсата по трубопроводу. Для предупреждения язвенной коррозии следует применять непрерывную откачку конденсата по конденсатопроводу и избегать периодической откачки. Кислородная коррозия конденсатопроводов устра-

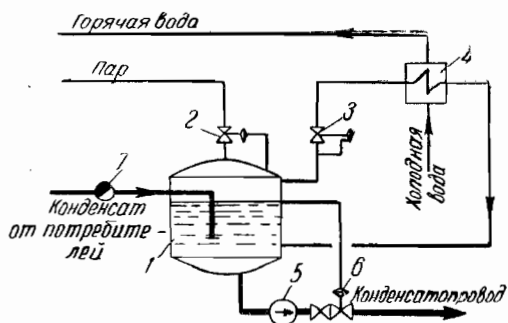


Рис. 8-1. Закрытая конденсаторная установка.

1 — закрытый конденсаторный сборник; 2 — регулятор давления «после себя»; 3 — регулятор давления «до себя»; 4 — пароводяной подогреватель; 5 — конденсатный насос; 6 — регулятор уровня; 7 — конденсатотводчик.

няется при применении закрытых конденсаторных установок, в которых конденсат находится под избыточным (выше атмосферного) давлением паровой подушки и не имеет контакта с атмосферным воздухом.

На рис. 8-1 показана закрытая конденсаторная установка. Конденсат из пароприемников подается в закрытый конденсаторный сборник 1, в котором постоянно поддерживается избыточное (выше атмосферного) давление паровой подушки при помощи регуляторов давления 2 и 3. При снижении давления в конденсаторном сборнике открывается регулятор давления «после себя» 2. В конденсаторный сборник поступает пар, и давление в нем восстанавливается. При повышении давления в конденсаторном сборнике выше заданной величины открывается регулятор давления «до себя» 3, пар из конденсаторного сборника отводится в пароводяной подогреватель 4.

В пароводяном подогревателе 4 пар конденсируется, отдавая тепло воде, направляемой после подогревателя в систему горячего водоснабжения. Конденсат из пароводяного подогревателя 4 отводится в конденсаторный сборник. Конденсат из конденсаторного сборника откачивается насосом 5 по конденсатопроводу на ТЭЦ. Подача конденсатного насоса регулируется регулятором уровня 6.

Для контроля качества конденсата на конденсатных подстанциях устанавливаются солемеры с кон-

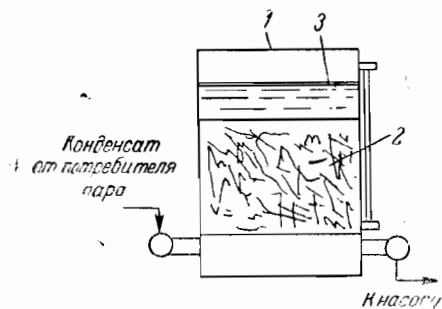


Рис. 8-2. Сталестружечный затвор к конденсатному баку.
1 — бак; 2 — стальные стружки; 3 — поплавок.

тактными устройствами, дающими импульс на отключение электродвигателей конденсатных насосов при превышении допустимой нормы загрязнения конденсата.

В том случае, когда на действующих промышленных предприятиях замена существующих открытых конденсатосборников на закрытые конденсатосборники вызывает затруднения, можно при помощи ряда несложных мероприятий ослабить аэрацию конденсата и при открытых конденсатосборниках. Конденсат обычно интенсивно поглощает кислород в местах свободного слива в открытые баки. Для ослабления аэрации поступающего конденсата следует вводить конденсат под уровень жидкости возможно ближе к месту забора его насосом. В тех случаях, когда конденсат поступает в открытые конденсатосборники, при температуре ниже 100°C целесообразно подводить его не в бак, а непосредственно к всасывающему патрубку конденсатного насоса. Конденсатосборник выполняет в этом случае только роль расширительного сосуда.

Весьма важное значение для долговечности открытых систем имеет температура возвращаемого конденсата. Ее целесообразно поддерживать на уровне $95\text{--}100^{\circ}\text{C}$. Чем выше температура конденсата, тем ниже содержание в нем растворенного кислорода.

Для защиты конденсата от аэрации с поверхности открытых конденсатных баков целесообразно

применение желестружечного затвора с поплавком [Л. 4]. На рис. 8-2 показано такое устройство.

В нижней части конденсатного бака 1 размещается затвор 2 из железных стружек таким образом, чтобы стружки постоянно находились под слоем воды. Над поверхностью конденсата размещается деревянный поплавок 3, резко сокращающий поверхность контакта с воздухом и тем затрудняющий диффузию кислорода из окружающего воздуха. Между поплавком и стенками бака должен быть обеспечен зазор для свободного перемещения поплавка при изменении уровня конденсата.

Если в приборах абонентской системы не осуществляется переохлаждение (ниже температуры насыщения) конденсата, то в конденсатосборнике происходит его самоиспарение, так как давление в конденсатосборнике всегда ниже, чем в приборах. Получающийся пар должен отводиться от конденсатосборников. Целесообразно использовать этот пар для нагревательных целей (подогрев воды и др.). Если пар, отводимый из конденсатосборника, не может быть использован из-за его низких параметров, то давление его можно повысить при помощи пароструйного компрессора. Такая схема показана на рис. 8-3. Пароструйный компрессор отсасывает пар из конденсатосборника, сжимает его от давления p_n до давления p_c и подает для использования в местную установку.

При одновременном возврате конденсата от нескольких абонентов

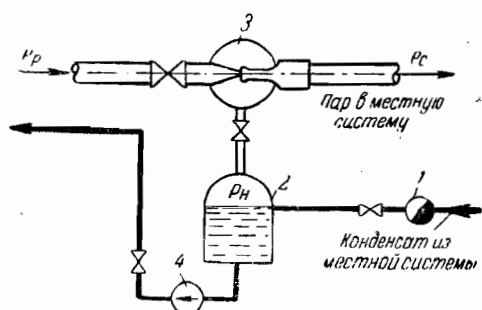


Рис. 8-3. Схема использования выпара при помощи струйного компрессора.
1 — конденсатоотводчик; 2 — конденсатный бак; 3 — струйный компрессор; 4 — насос.

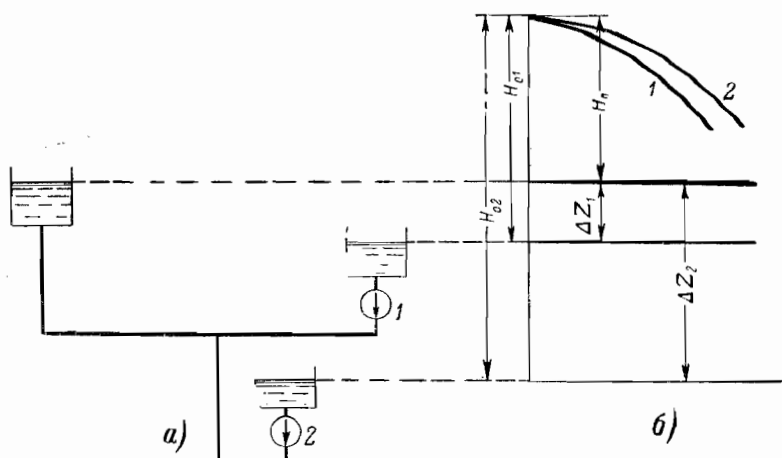


Рис. 8-4. Схема напорного конденсатопровода и характеристика конденсатных насосов.

а — схема конденсатопровода; *б* — характеристика насосов.

по общему конденсатопроводу необходимо подобрать и отрегулировать конденсатные насосы таким образом, чтобы они могли работать параллельно.

Основное условие параллельной работы конденсатных насосов — равенство их приведенных напоров

$$\begin{aligned} H_{\text{п}} &= H_0 + Z_{\text{а}} - Z_{\text{с}} = \\ &= H_0 - \Delta Z = \text{idem}, \end{aligned} \quad (8-1)$$

где $H_{\text{п}}$ — приведенный напор, *м*;

H_0 — напор конденсатного насоса

при нулевом расходе, *м*;

$Z_{\text{с}}$, $Z_{\text{а}}$ — геодезические отметки уровня конденсата в баках станции и абонента, *м*;

$\Delta Z = Z_{\text{с}} - Z_{\text{а}}$ — разность геодезических отметок уровней конденсата в баках станции и абонента, *м*.

Из уравнения (8-1) следует, что напор конденсатного насоса при нулевой подаче

$$H_0 = H_{\text{п}} + \Delta Z. \quad (8-2)$$

Приведенный напор конденсатных насосов должен быть больше потери напора в конденсатопроводе от наиболее удаленного абонента до центрального сборного бака при максимальной загрузке конденсатопровода.

На рис. 8-4, *а* показана схема напорного конденсатопровода, а на рис. 8-4, *б* — характеристики конденсатных насосов. Для того чтобы насосы 1 и 2 могли работать парал-

лельно, напоры их должны быть соответственно равны:

насоса 1 $H_{01} = H_{\text{п}} + \Delta Z_1$;

насоса 2 $H_{02} = H_{\text{п}} + \Delta Z_2$.

Для определения режима параллельной работы конденсатных насосов производится графическое сложение их характеристик и находится точка пересечения суммарной характеристики конденсатных насосов с характеристикой конденсатопровода.

При откачке насосами конденсата из баков между уровнем конденсата в баке и осью насоса должна быть разность высот, достаточная для предупреждения кавитации во всасывающей камере насоса. Давление воды во всасывающей камере насоса должно быть больше давления насыщения, соответствующего температуре воды, на некоторую величину, необходимую для предупреждения кавитации. Последняя величина зависит от температуры воды, конструкции насоса и числа его оборотов.

Необходимая разность высот между уровнем конденсата в баке и осью насоса определяется выражением

$$\Delta L \geq \frac{(p_{\text{н}} + \Delta p_{\text{т}} + \Delta p_{\text{н}} - p_{\text{с}})}{\gamma}, \text{ м}, \quad (8-3)$$

где $p_{\text{н}}$ — давление насыщения, соответствующее температуре перекачиваемого конденсата, кг/м^2 ;

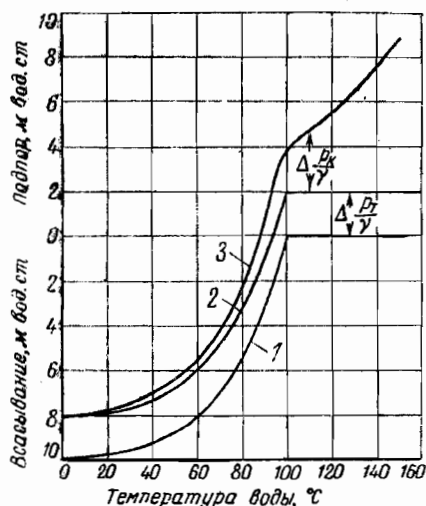


Рис. 8-5. Высота всасывания и подпора для центробежных насосов.

$$1 - \frac{\Delta p_T}{\gamma} = 0; \Delta t_K = 0; 2 - \frac{\Delta p_T}{\gamma} = 2 \text{ м};$$

$$\Delta t_K = 0; 3 - \frac{\Delta p_T}{\gamma} = 2 \text{ м}; \Delta t_K = 5^\circ \text{ град.}$$

Δp_T — падение давления во всасывающем трубопроводе из-за трения и местных сопротивлений и на создание скорости воды, кг/м^2 ;

Δp_K — запас давления для предупреждения кавитации, кг/м^2 ;

p_6 — давление над уровнем конденсата в конденсатном баке, кг/м^2 ;

γ — удельный вес конденсата, кг/м^3 .

Величина Δp_T зависит от диаметра трубопровода и расхода конденсата. Для повышения надежности работы целесообразно снижать потери давления во всасывающей линии путем выполнения ее из труб большого диаметра.

Величину Δp_K можно определить по запасу температуры Δt_K , прибавляя к температуре перекачиваемого конденсата некоторое число градусов [Л. 99]. При постоянном значении Δt_K величина Δp_K растет с повышением температуры перекачиваемого конденсата.

При закрытых конденсатосборниках с паровой подушкой, когда температура конденсата равна температуре насыщения пара в подуш-

ке, т. е. $p_6 = p_n$ выражение (8-3) приводится к виду

$$\Delta L \geq \frac{\Delta p_T + \Delta p_K}{\gamma} \quad (8-4)$$

На рис. 8-5 указана высота всасывания и подпора для центробежных насосов, вычисленная по формуле (8-3) при условии $\frac{\Delta p_T}{\gamma} = 2 \text{ м}$ и $\Delta t_K = 5^\circ \text{ С}$.

8-3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ РАСХОДОВ ВОДЫ ДЛЯ АБОНЕНТСКИХ ВВОДОВ

Основная задача расчета водяных абонентских вводов заключается в определении расчетного расхода сетевой воды на ввод, выборе смесительного устройства для отопительной системы, а при закрытой системе теплоснабжения также определении величины поверхности нагрева подогревателей горячего водоснабжения.

Рассмотрим здесь метод определения расчетного расхода воды на ввод. Остальные вопросы расчета абонентских вводов рассматриваются в последующих параграфах этой главы.

Будем в дальнейшем обозначать водяной эквивалент теплоносителя W . Численно во внесистемных единицах, основанных на калории, водяной эквивалент теплоносителя W равен расходу воды G . Размерность W $\text{ккал/ч} \cdot \text{град}$, а размерность G кг/ч ($W = G$).

При чисто отопительной нагрузке расчетный водяной эквивалент сетевой воды на абонентский ввод определяется по формуле

$$W'_0 = \frac{Q'_0}{\tau'_1 - \tau'_{02}}, \quad (8-5)$$

где Q'_0 — расчетный расход тепла на отопление, ккал/ч ;

τ'_1 , τ'_{02} — расчетная температура воды в подающей линии и температура воды в обратной линии после отопительной системы при расчетном расходе тепла на отопление, $^\circ \text{ С}$.

При наличии у абонентов, кроме отопительной нагрузки, также на-

грузки горячего водоснабжения расчетный водяной эквивалент сетевой воды на ввод определяется как сумма расчетных водяных эквивалентов (расходов воды) на отопление и на горячее водоснабжение

$$W_r^p = W_o + W_r^p, \quad (8-6)$$

где W_r^p — расчетный водяной эквивалент сетевой воды на горячее водоснабжение.

Расчетный водяной эквивалент сетевой воды на горячее водоснабжение зависит от системы теплоснабжения, метода центрального регулирования отпуска тепла и схемы абонентского ввода. Величина W_r^p определяется, как правило, при наиминимальной температуре воды в подающей линии тепловой сети (точка «излома» графика). При закрытой системе теплоснабжения и центральном качественном регулировании по отопительной нагрузке расчетный водяной эквивалент сетевой воды на горячее водоснабжение определяется по следующим формулам:

при параллельной схеме присоединения горячего водоснабжения (рис. 3-3,з)

$$W_r^p = \frac{Q_r^p}{\tau''_1 - \tau''_{r2}}; \quad (8-7)$$

при двухступенчатой последовательной (рис. 3-3,и) и смешанной (рис. 3-3,к) схемах присоединения горячего водоснабжения

$$W_r^p = \frac{Q_r^p}{\tau''_1 - \tau''_{o2}} \frac{t_1 - t''_n}{t_1 - t_2}; \quad (8-8)$$

при предвключенной схеме присоединения горячего водоснабжения и отопления (рис. 3-3,к)

$$W_r^p = \frac{Q_r^p}{\tau''_1 - \tau''_{o2}}, \quad (8-9)$$

Q_r^p — расчетная нагрузка горячего водоснабжения для определения расхода сетевой воды, ккал/ч.

При наличии у абонентов аккумуляторов, выравнивающих нагрузку горячего водоснабжения, величина

Q_r^p равна средней нагрузке горячего водоснабжения $Q_r^p = Q_r^{cp}$. (8-10)

При отсутствии аккумуляторов горячей воды у абонентов величина Q_r^p при параллельной и смешанной схемах равна максимальной нагрузке горячего водоснабжения, а при двухступенчатой последовательной и предвключенной схемах

$$Q_r^p = \kappa_6 Q_r^{cp}; \quad (8-11)$$

κ_6 — поправочный коэффициент для компенсации небаланса тепла на отопление, вызываемого неравномерностью суточного графика горячего водоснабжения. Величина κ_6 зависит от характера суточного графика горячего водоснабжения и схемы присоединения.

При наличии аккумуляторов горячей воды $\kappa_6 = 1$.

При отсутствии аккумуляторов горячей воды можно принимать:

а) при двухступенчатой последовательной схеме $\kappa_6 = 1,1 \div 1,2$;

б) при предвключенной схеме $\kappa_6 = 1,2 \div 1,3$.

τ'_1 — температура воды в подающей линии тепловой сети, в точке излома графика, °С;

τ''_{o2} — температура воды в обратной линии отопительной системы, в точке излома графика, °С;

τ''_{r2} — температура сетевой воды после подогревателя горячего водоснабжения при расчетной нагрузке горячего водоснабжения, в точке излома графика, °С.

Значение τ''_{r2} определяется на основе технико-экономического расчета. Предварительно можно принять $\tau''_{r2} = 25 \div 30^\circ \text{С}$.

t''_n — температура водопроводной воды после подогревателя нижней ступени, в точке излома температурного графика, при расчетной нагрузке горячего водоснабжения

$$t''_n = \tau''_{o2} - \Delta t''_n. \quad (8-12)$$

Величина $\Delta t''_n$ определяется технико-экономическим расчетом.

Предварительно можно принимать $\Delta t''_n = 5 - 10$ град. t_1 и t_2 — температура воды, поступающей в систему горячего водоснабжения и холодной водопроводной воды, °С.

Пример 8-1. Расчетный расход тепла на отопление $Q'_o = 1$ Гкал/ч. Средний расход тепла на горячее водоснабжение $Q_r^{cp} = 300\,000$ ккал/ч. Максимальный расход тепла на горячее водоснабжение $Q_r^M = 700\,000$ ккал/ч.

Параметры воды на абонентском вводе при характерных режимах: $\tau'_1 = 150^\circ\text{С}$; $\tau_{o2} = 70^\circ\text{С}$; $\tau''_1 = 70^\circ\text{С}$; $\tau''_{o2} = 42^\circ\text{С}$; $\tau''_{r2} = 30^\circ\text{С}$.

Центральное регулирование отпуска тепла — качественное по отопительной нагрузке.

Определить расчетный расход сетевой воды на ввод при параллельной, смешанной, предвключенной и двухступенчатой последовательной схемах присоединения горячего водоснабжения и отопления. Аккумуляторы горячей воды отсутствуют.

Решение. Расчетный водяной эквивалент сетевой воды на отопление по формуле (8-5)

$$W'_o = \frac{10^6}{150 - 70} = 12\,500 \text{ ккал/ч.град.}$$

Расчетный водяной эквивалент сетевой воды на горячее водоснабжение: при параллельной схеме по формуле (8-7)

$$W_r^p = \frac{700\,000}{70 - 30} = 17\,500 \text{ ккал/ч.град.}$$

при смешанной схеме по формуле (8-8)

$$W_r^p = \frac{700\,000}{70 - 42} \cdot \frac{60 - 36}{60 - 5} = 10\,900 \text{ ккал/ч.град.}$$

при предвключенной схеме по формулам (8-9) — (8-11)

$$W_r^p = 1,25 \cdot \frac{300\,000}{70 - 42} = 13\,400 \text{ ккал/ч.град.}$$

при двухступенчатой последовательной схеме по формулам (8-8) и (8-11)

$$W_r^p = 1,15 \cdot \frac{300\,000}{70 - 42} \cdot \frac{60 - 36}{60 - 5} = 5\,400 \text{ ккал/ч.град.}$$

Расчетный водяной эквивалент сетевой воды на ввод равен: при параллельной схеме

$$W_1^p = 12\,500 + 17\,500 = 30\,000 \text{ ккал/ч.град.}$$

при смешанной схеме

$$W_1^p = 12\,500 + 10\,900 = 23\,400 \text{ ккал/ч.град.}$$

при предвключенной схеме

$$W_1^p = 12\,500 + 13\,400 = 25\,900 \text{ ккал/ч.град.}$$

при двухступенчатой последовательной схеме

$$W_1^p = 12\,500 + 5\,400 = 17\,900 \text{ ккал/ч.град.}$$

При закрытой системе теплоснабжения и центральном качественном регулировании по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения типовой схемой абонентского ввода с двумя видами нагрузки — отоплением и горячим водоснабжением обычно является двухступенчатая последовательная схема (рис. 3-3,и).

Расчетный водяной эквивалент (расход воды) на отопление и горячее водоснабжение абонентского ввода определяется по формуле

$$W_1^p = W'_o + W_r^p = \frac{Q'_o + \alpha_0 Q_r^{cp} \frac{t_1 - t''_n}{t_1 - t_2}}{\tau''_1 - \tau''_{o2}} \geq W'_o. \quad (8-13)$$

Неравенство в правой части формулы (8-13) указывает, что у абонентов, у которых отношение расчетных нагрузок горячего водоснабжения и отопления равно или меньше типового отношения нагрузок, принятого для построения графика центрального регулирования, расчетный водяной эквивалент (расход сетевой воды) на ввод должен приниматься равным расчетному водяному эквиваленту (расходу воды) на отопление.

У абонентов, у которых отношение расчетных нагрузок горячего водоснабжения и отопления больше типового отношения нагрузок, принятого для построения графика центрального регулирования, расчетный водяной эквивалент (расход сетевой воды) на ввод больше расчетного расхода воды на отопление.

У абонентов, присоединенных по параллельной, смешанной и предвключенной схемам, расчетный расход воды на горячее водоснабжение определяется соответственно по формулам (8-7), (8-8) и (8-9).

При открытой системе теплоснабжения добавочный расход сете-

вой воды на горячее водоснабжение должен учитываться только для подающей линии тепловой сети. Расчетным расходом сетевой воды в обратной линии сети является расчетный расход воды на отопление. Нагрузка горячего водоснабжения не увеличивает этот расчетный расход.

При открытой системе теплоснабжения и центральном качественном регулировании по отопительной нагрузке абонентские вводы у потребителей, имеющих два вида нагрузки — отопление и горячее водоснабжение, выполняются по схеме несвязанного регулирования (рис. 3-6,з).

Расчетный водяной эквивалент (расчетный расход) сетевой воды на горячее водоснабжение определяется по формуле

$$W_r^p = \beta \frac{Q_r^p}{t_1 - t_2}, \quad (8-14)$$

где β — доля водоразбора из подающей линии сети, определяется по формуле

$$\beta = \frac{t_1 - \tau''_{o2}}{\tau''_{o1} - \tau''_{o2}}. \quad (8-15)$$

При наличии аккумуляторов горячей воды у абонентов Q_r^p равно средней нагрузке горячего водоснабжения. При отсутствии аккумуляторов горячей воды Q_r^p равно максимальной нагрузке горячего водоснабжения.

При открытой системе теплоснабжения и центральном качественном регулировании по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения абонентские вводы с двумя видами тепловой нагрузки — отопление и горячее водоснабжение выполняются по схеме связанного регулирования (рис. 3-6,и).

При открытой системе теплоснабжения и центральном качественно-количественном регулировании по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения абонентские вводы с двумя видами тепловой нагрузки выполняются без регуляторов расхода по схеме (рис. 4-23), а начальная их регулировка осуществляется в соответствии с пьезометрическим графиком (рис. 4-24).

Расчетный водяной эквивалент (расход) сетевой воды на горячее водоснабжение как при центральном качественном, так и центральном качественно-количественном регулировании по суммарной нагрузке определяется по формуле

$$W_1^p = W'_o + W_r^p = \frac{Q''_o}{\tau''_{o1} - \tau''_{o2}} + \frac{\kappa_6 Q_r^p \beta}{t_1 - t_2} \geq W'_o \dots \quad (8-16)$$

Как при схеме связанного регулирования, так и при выполнении абонентских вводов без регуляторов расхода величина $Q_r^p = \kappa_6 Q_r^{cp}$, где Q_r^{cp} — средняя нагрузка горячего водоснабжения.

Поправочный коэффициент κ_6 для компенсации неравномерного точного графика можно принимать:

при связанном регулировании из абонентском вводе, а также при отсутствии регуляторов расхода на абонентских вводах и центральном качественно-количественном регулировании путем изменения расхода воды на ТЭЦ $\kappa_6 = 1,1$;

при отсутствии регуляторов расхода на абонентских вводах и центральном качественно-количественном регулировании при свободном напоре на ТЭЦ $\kappa_6 = 1,0$;

при наличии аккумуляторов горячей воды независимо от схемы абонентского ввода и метода центрального регулирования отпуска тепла $\kappa_6 = 1,0$.

Неравенство в правой части формулы (8-16) указывает, что расчетный расход сетевой воды на абонентский ввод не может быть меньше расчетного расхода воды на отопление.

β — доля водоразбора из подающей линии сети в точке излома графика при средней нагрузке горячего водоснабжения определяется по формуле (8-15).

У абонентов, у которых отношение средней нагрузки горячего водоснабжения к расчетной отопительной нагрузке равно или меньше типового отношения нагрузок, принятого для построения графика

центрального регулирования, расчетный расход воды на вводе должен приниматься равным расчетному расходу воды на отопление.

У абонентов, у которых отношение средней нагрузки горячего водоснабжения к расчетной отопительной нагрузке больше типового отношения нагрузок, расчетный расход воды на ввод больше расчетного расхода воды на отопление.

Пример 8-2. Определить расчетный расход сетевой воды при расчетных нагрузках отопления и горячего водоснабжения, приведенных в примере 8-1. Центральное регулирование отпуска тепла — качественное по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения из условия $(Q_{\Gamma}^{cp}/Q'_{\Gamma o})_{\Gamma} = 0,15$. Расчетный расход тепла на отопление в точке излома графика $Q''_o = 250\,000$ ккал/ч. Температуры воды в тепловой сети в точке излома графика $\tau''_1 = 62^{\circ}\text{C}$; $\tau''_{o2} = 35^{\circ}\text{C}$.

Решение. Определяем расчетный водяной эквивалент сетевой воды в подающей линии по формулам (8-15) и (8-16):

$$\beta = \frac{60 - 35}{62 - 35} = 0,93.$$

Расчетный водяной эквивалент сетевой воды по подающей линии

$$W_{\Gamma}^p = \frac{250\,000}{62 - 35} + \frac{1,1 \cdot 300\,000 \cdot 0,93}{60 - 5} = 14\,900 \text{ ккал/ч} \cdot \text{град}.$$

Расчетный водяной эквивалент сетевой воды по обратной линии

$$W_{\Gamma}^o = 12\,500 \text{ ккал/ч} \cdot \text{град}.$$

8-4. АБОНЕНТСКИЕ ВОДОВОДЯНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

На индивидуальных и групповых (квартальных) абонентских вводах, присоединенных к водяным тепловым сетям, часто устанавливаются водоводяные подогревательные установки.

В закрытых системах теплоснабжения водоводяные подогреватели используются для подогрева водопроводной воды, поступающей в установки горячего водоснабжения. В качестве греющей среды используется сетевая вода.

Водоводяные подогревательные установки применяются также при присоединении отопительных систем к тепловой сети по независи-

мой схеме, когда по условиям рельефа местности или режима работы тепловой сети нельзя передать статическое давление присоединенных зданий на внешнюю тепловую сеть или же когда давление в обратной линии внешней тепловой сети превышает допустимое давление для присоединяемых местных отопительных системах. Как правило, отопительные системы верхних зон высотных зданий присоединяются к тепловым сетям по независимой схеме через водоводяные подогреватели.

При развитии однотрубных систем теплоснабжения водоводяные подогреватели могут быть также использованы для присоединения отопительных установок к водяным тепловым сетям [Л. 125]. Это позволит изолировать гидравлический режим местных отопительных систем от переменного гидравлического режима внешней тепловой сети, в которой в условиях однотрубной системы расходы воды могут изменяться в весьма широких пределах. Кроме того, при этом повысится качество горячего водоснабжения, поскольку вода, поступающая в водоразбор, предварительно не проходит через многочисленные отопительные приборы, являющиеся отстойниками взвешенных твердых примесей и шлама.

Абонентские водоводяные подогревательные установки выполняются обычно из секционных подогревателей, соединенных последовательно по первичному и вторичному теплоносителям. Общий вид подогревательной установки показан на рис. 8-6. В таких установках легко организовать течение первичного и вторичного теплоносителей по схеме противотока и получить достаточно высокие и сравнительно близкие скорости воды в трубках и межтрубном пространстве.

Широкое применение на практике находят секционные подогреватели конструкции Теплосети Мосэнерго. Основные размеры этих подогревателей приведены в приложении 18. Поверхность нагрева этих подогревателей выполняется

из латунных трубок Л-68 диаметром 14/16 или 14,5/16 мм. Корпуса стальные из труб. Трубные решетки приварены к корпусу подогревателя. Для компенсации температурных деформаций на корпусе установлен линзовый компенсатор.

Исследования ВТИ показывают, что при использовании секционных подогревателей для горячего водоснабжения, когда нагреваемая вода проходит внутри латунных трубок, а греющая в межтрубном пространстве и температура греющей воды не превышает 150°C , нет необходимости в установке на корпусе подогревателя линзовых компенсаторов, так как при отсутствии компенсаторов напряжения в стенках трубок и корпуса не выходят за допустимые пределы. В последнее время секционные подогреватели для горячего водоснабжения изготавливаются без линзовых компенсаторов.

Так как подогревательные установки работают на абонентских вводах в течение многих лет без разборки, то в целях удешевления и облегчения подогревателей и упрощения монтажа целесообразно отказаться от фланцевых соединений на патрубках межтрубного пространства между секциями, заменив их сварными.

При скорости воды в подогревателе порядка $0,5\text{--}1\text{ м/сек}$ получаются коэффициенты теплопередачи $800\text{--}1\,200\text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}$. Интенсивность теплопередачи зависит также от качества изготовления трубного пучка. Необходимо, чтобы вода в межтрубном пространстве равномерно омывала все трубки подогревателя, для чего должны быть выдержаны зазоры между трубками по всей длине секции.

Обычно секции подогревателя изготавливаются длиной 4 м. Для сохранения зазоров между трубками необходимо в середине секций устанавливать под трубками опорные перегородки. Без опорных перегородок трубки прогибаются и зазоры между ними теряются что приводит к заметному снижению тепловой производительности подогревателей.

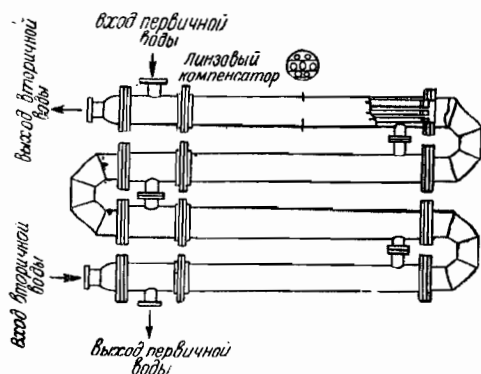


Рис. 8-6. Секционный водоводяной подогреватель Теплосети Мосэнерго.

Проведенные исследования показывают, что все типоразмеры секционных водоводяных подогревателей (приложение 18) имеют практически одинаковые значения параметра Φ [формула (4-16)]. Это свидетельствует о том, что для получения требуемой расчетной тепловой нагрузки при заданных расходах греющей и нагреваемой среды требуется практически одна и та же длина секций подогревателя независимо от их номера (диаметра).

При переходе от меньшего типоразмера подогревателя к большему типоразмеру увеличивается в определенном соотношении поверхность нагрева, но одновременно снижается примерно в том же отношении коэффициент k теплопередачи. Величина произведения kF остается при этом практически неизменной для всех типоразмеров данной серии подогревателей.

Поверхность нагрева водоводяных подогревательных установок определяется по формуле (7-1).

Метод расчета зависит от назначения, схемы включения и условий работы установки. При расчете водоводяных подогревателей для независимого присоединения отопительных установок к водяной тепловой сети (схема 2 рис. 3-3, 3-6) в качестве расчетной тепловой нагрузки принимается расчетный расход тепла на отопление. Расчетные температуры нагреваемой (местной) воды на входе и выходе из теплообменника принимаются в соответствии с расчетным графиком температур для местной отопитель-

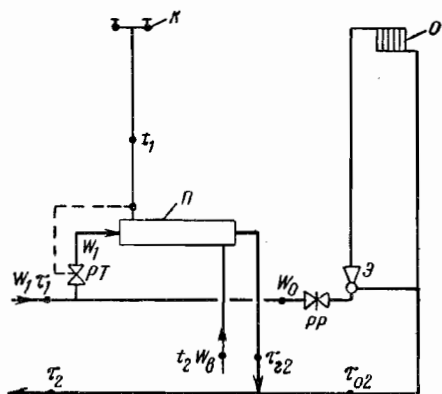


Рис. 8-7. Схема абонентского ввода с параллельным присоединением отопительной установки и установки горячего водоснабжения.

О — отопительный прибор; К — водоразборный кран; Э — элеватор; П — подогреватель горячего водоснабжения; РР — регулятор расхода; РТ — регулятор температуры.

ной системы. Расчетная температура греющей воды на входе в аппарат принимается по температурному графику внешней тепловой сети t'_1 . Температура греющей воды на выходе из аппарата определяется по формуле

$$t'_2 = t'_{02} + \Delta t_k. \quad (8-17)$$

Разность температур Δt_k принимается 5—10 град.

Рассмотрим метод расчета водоводяных подогревателей при нескольких характерных схемах присоединения установок горячего водоснабжения. На рис. 8-7 показана схема абонентского ввода с параллельным присоединением отопительной установки и установки горячего водоснабжения.

Поверхность нагрева подогревателя рассчитывается по наиболее неблагоприятному режиму при минимальной температуре воды в подающей линии тепловой сети t''_1 (точка излома температурного графика).

Расчетная производительность подогревателя горячего водоснабжения $Q_{гв}^p$ выбирается: при отсутствии аккумуляторов горячей воды — равной максимальной нагрузке горячего водоснабжения; при наличии аккумуляторов — равной сред-

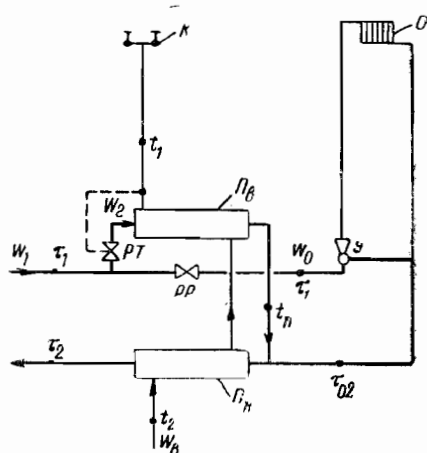


Рис. 8-8. Схема абонентского ввода со смешанным присоединением отопительной установки и установки горячего водоснабжения.

О — отопительный прибор; Пн — подогреватель нижней ступени; Пг — подогреватель верхней ступени; К — водоразборный кран; Э — элеватор; РР — регулятор расхода; РТ — регулятор температуры.

ней нагрузке горячего водоснабжения.

Расчетный водяной эквивалент (расход) сетевой (греющей) воды через подогреватель определяется по формуле (8-7).

Расчетный водяной эквивалент (расход) нагреваемой воды через подогреватель определяется по формуле

$$W_{гв}^p = \frac{Q_{гв}^p}{t_1 - t_2}, \quad (8-18)$$

где t_2 и t_1 — температуры водопроводной воды на входе и выходе из подогревателя, °С.

На рис. 8-8 показана схема абонентского ввода со смешанным присоединением отопительной установки и установки горячего водоснабжения.

Расчетная производительность подогревательной установки горячего водоснабжения и расчетная температура воды в подающей линии тепловой сети выбирается из тех же условий, что и при параллельной схеме. Расчетный водяной эквивалент (расход) сетевой воды через подогреватель верхней ступени определяется по формуле (8-8). Расчетный водяной эквивалент (расход) сетевой воды через подо-

греватель нижней ступени определяется по формулам (8-6) и (8-8). Расчетный водяной эквивалент (расход) нагреваемой воды определяется по формуле (8-18).

Расчетная производительность нижней ступени подогревателя определяется по формуле

$$Q_r^n = Q_r^p \frac{t''_n - t_2}{t_1 - t_2}, \text{ ккал/ч.} \quad (8-19a)$$

Температура t''_n определяется по формуле (8-12).

Расчетная производительность подогревателя верхней ступени определяется по формуле

$$Q_r^B = Q_r^p \frac{t_1 - t''_n}{t_1 - t_2}, \text{ ккал/ч.} \quad (8-19b)$$

На рис. 8-9 приведена схема абонентского ввода с предвключенным присоединением установки горячего водоснабжения и отопительной установки.

Расчетный водяной эквивалент (расход) сетевой (греющей) воды определяется по формулам (8-6) и (8-10). Расчетный водяной эквивалент (расход) нагреваемой воды через подогреватель определяется по формуле (8-18).

При отсутствии аккумуляторов горячей воды подогреватель рассчитывается на максимальную нагрузку горячего водоснабжения.

Температура сетевой воды после подогревателя горячего водоснабжения определяется по формуле

$$\tau_{o1} = \tau_1 - \frac{Q_r}{W_1}. \quad (8-20)$$

На рис. 8-10 приведена схема абонентского ввода с двухступенчатым последовательным присоединением установки горячего водоснабжения и отопительной установки.

Поверхность нагрева подогревательной установки рассчитывается при режиме минимальной температуры τ''_1 в подающей линии тепловой сети.

В качестве расчетной нагрузки для подогревателя нижней ступени принимают нагрузку, покрываемую этим подогревателем при балансовой нагрузке горячего водоснабжения

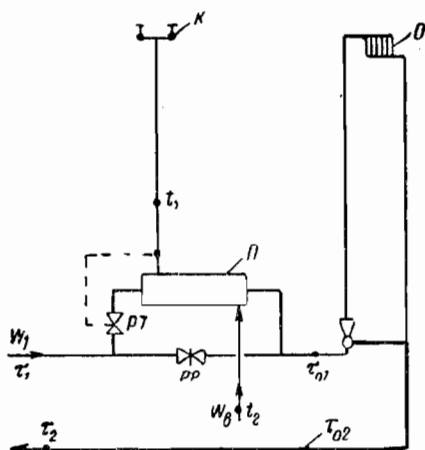


Рис. 8-9. Схема абонентского ввода с предвключенным присоединением установки горячего водоснабжения и отопления.

О — отопительный прибор; П — подогреватель горячего водоснабжения; К — водоразборный кран; Э — элеватор; РР — регулятор расхода; РТ — регулятор температуры.

$Q_r^1 = \kappa_6 Q_r^p$. Эта расчетная нагрузка подогревателя нижней ступени определяется по формуле

$$Q_r^n = \kappa_6 Q_r^p \frac{t''_n - t_2}{t_1 - t_2}, \text{ ккал/ч.} \quad (8-21)$$

Температура t''_n определяется по формуле (8-12). Определяется температура сетевой воды на выходе из подогревателя нижней ступе-

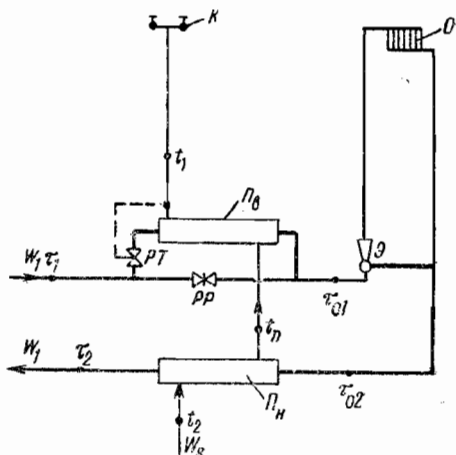


Рис. 8-10. Схема абонентского ввода с двухступенчатым последовательным присоединением установки горячего водоснабжения и отопительной установки.

Пн — подогреватель нижней ступени; Пв — подогреватель верхней ступени; Э — элеватор; О — отопительный прибор; К — водоразборный кран; РР — регулятор расхода; РТ — регулятор температуры.

чи при «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения в точке срезки графика по формуле

$$\tau''_2 = \tau''_{02} - \frac{Q_r^H}{W_1^p}. \quad (8-22)$$

Расчетный водяной эквивалент (расход) сетевой воды на ввод W_1^p определяется по формулам (8-6) и (8-9) или (8-13). Расчетный водяной эквивалент (расход) нагреваемой (водопроводной) воды при «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения определяется по формуле

$$W_B^o = \frac{\alpha_0 Q_r^{cp}}{t_1 - t_2}. \quad (8-23)$$

Определяется среднелогарифмическая разность температур в подогревателе нижней ступени Δt_n при рассматриваемом режиме по формуле (7-2).

Определяется произведение коэффициента теплопередачи подогревателя нижней ступени при рассматриваемом режиме на его поверхность нагрева по формуле

$$(kF)_B = \frac{Q_r^H}{\Delta t_n}. \quad (8-24)$$

Выбирается типоразмер подогревателя, определяется коэффициент теплопередачи при расчетном режиме, находится поверхность нагрева и количество секций подогревателя.

Поверхность нагрева подогревателя верхней ступени рассчитывается следующим образом.

Определяется расчетная тепловая производительность подогревателя верхней ступени при максимальной нагрузке горячего водоснабжения Q_r^M в точке срезки температурного графика по формуле

$$Q_r^3 = Q_r^M - Q_r^H, \text{ ккал/ч.} \quad (8-25)$$

Правомерность такого метода определения расчетной тепловой нагрузки подогревателей верхней ступени объясняется тем, что при минимальной температуре воды в подающей линии тепловой сети τ''_1 увеличение нагрузки горячего водоснабжения выше $\chi^o Q_r^{cp}$ практически на очень широком диапазоне изменения

коэффициента неравномерности горячего водоснабжения $1,2 \leq \chi \leq 2$ не приводит к изменению тепловой нагрузки подогревателя нижней ступени, так как при увеличении расхода воды через подогреватель нижней ступени происходит одновременно снижение температуры греющей воды τ_{02} , поступающей в этот подогреватель после системы отопления.

Определяется температура сетевой воды на выходе из подогревателя верхней ступени при максимальной нагрузке горячего водоснабжения по формуле

$$\tau''_{01} = \tau_1 - \frac{Q_r^B}{W_1^p}. \quad (8-26)$$

Определяется водяной эквивалент (расход) нагреваемой (водопроводной) воды при максимальной нагрузке горячего водоснабжения по формуле

$$W_B^M = \frac{Q_r^M}{t_1 - t_2}. \quad (8-27)$$

Определяется температура водопроводной воды при входе в подогреватель верхней ступени по формуле

$$t''_n = t_1 - \frac{Q_r^B}{W_B^M}. \quad (8-28)$$

Определяется среднелогарифмическая разность температур в подогревателе верхней ступени Δt_B при максимальной нагрузке горячего водоснабжения по формуле (7-2).

Определяется произведение коэффициента теплопередачи подогревателя верхней ступени при рассматриваемом режиме на его поверхность нагрева по формуле

$$(kF)_B = \frac{Q_r^B}{\Delta t_B}. \quad (8-29)$$

Выбирается типоразмер подогревателя. Определяется коэффициент теплопередачи при рассматриваемом режиме, находится поверхность нагрева и количество секций подогревателя верхней ступени.

Следует иметь в виду, что расчетный коэффициент теплопередачи подогревателя верхней ступени больше расчетного коэффициента теплопередачи подогревателя нижней ступени в связи с тем, что $W_b^m > W_b^b$; кроме того, выше и средние температуры теплоносителей.

Пример 8-4. Расчетный расход тепла на отопление здания $Q_o = 500\,000$ ккал/ч. Средняя нагрузка горячего водоснабжения $Q_r^{cp} = 220\,000$ ккал/ч. Максимальная нагрузка горячего водоснабжения $Q_r^m = 480\,000$ ккал/ч. Центральное регулирование ведется по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения. Абонентский ввод выполнен по последовательной двухступенчатой схеме. Расчетный водяной эквивалент сетевой воды $W_r^p = 7\,000$ ккал/ч·град.

температуры сетевой воды в точке срезки температурного графика $\tau''_1 = 83,4^\circ\text{C}$; $\tau''_2 = 41,7^\circ\text{C}$. Температуры водопроводной воды: $t_1 = 60^\circ\text{C}$; $t_2 = 5^\circ\text{C}$.

Определить поверхность нагрева подогревательной установки горячего водоснабжения.

Решение. Определяем расчетную нагрузку подогревателя нижней ступени по формуле (8-21). Температуру t''_n определяем по формуле (8-12). Задаемся величиной недогрева $\Delta t''_n = 6$ град. $t''_n = 41,7 - 6 = 35,7^\circ\text{C}$.

$$Q_r^b = 1,2 \cdot 220\,000 \frac{35,7 - 5}{60 - 5} = 148\,000 \text{ ккал/ч.}$$

Температура сетевой воды на выходе из подогревателя нижней ступени по формуле (8-22)

$$\tau''_2 = 41,7 - \frac{148\,000}{7\,000} = 20,6^\circ\text{C}.$$

Определяем произведение $(kf)_n$ по формуле (8-24):

$$\Delta t_n = \frac{15,6}{2,3 \lg \frac{15,6}{6}} = 9,5 \text{ град.}$$

$$(kf)_n = \frac{148\,000}{9,5} = 15\,600 \text{ ккал/ч·град.}$$

Расчетная производительность подогревателя верхней ступени по формуле (8-25)

$$Q_r^a = 480\,000 - 148\,000 = 332\,000 \text{ ккал/ч.}$$

Находим температуру сетевой воды на выходе из подогревателя верхней ступени при максимальной нагрузке горячего водоснабжения по формуле (8-26)

$$\tau''_0 = 83,4 - \frac{332\,000}{7\,000} = 35,8^\circ\text{C}.$$

Водяной эквивалент нагреваемой воды при Q_r^a по формуле (8-27)

$$W_b^m = \frac{480 \cdot 600}{60 - 5} = 8\,750 \text{ ккал/ч·град.}$$

Температура водопроводной воды на входе в подогреватель верхней ступени по формуле (8-28)

$$t''_n = 60 - \frac{332\,000}{8\,750} = 22^\circ\text{C}.$$

Средняя разность температур в подогревателе верхней ступени

$$\Delta t_b = \frac{23,4 - 13,8}{2,3 \lg \frac{23,4}{13,8}} = 18,3 \text{ град.}$$

Произведение kF подогревателя верхней ступени по формуле (8-29)

$$(kf)_b = \frac{332\,000}{18,3} = 18\,200 \text{ ккал/ч·град.}$$

8-5. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА ОТОПИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Часто отопительные установки работают в нерасчетных условиях. Это имеет место при отклонении параметров теплоносителя в тепловой сети от расчетных параметров, а также при применении центрального регулирования по суммарной тепловой нагрузке — отопления и горячего водоснабжения. В последнем случае переменный суточный график горячего водоснабжения влияет на подачу тепла на отопление.

Суточная неравномерность подачи тепла на отопление жилых и общественных зданий обычно выравнивается за счет аккумулирующей способности их строительных конструкций. Для обеспечения нормального температурного режима в отапливаемых зданиях необходимо соблюдение суточного теплового баланса между подачей тепла на отопление и тепловыми потерями здания.

Количество тепла, подведенное на отопление здания за сутки, можно определить по формуле (4-83). Метод определения количества тепла, поданного на отопление за единицу времени, зависит от схемы абонентского ввода и режима цен-

трального регулирования отпуска тепла.

В том случае, когда известны температура сетевой воды перед смесительным узлом отопительной системы и расход воды из тепловой сети на отопление, расход тепла на отопление здания определяется по уравнениям (4-28) и (4-29). Такие условия имеют место в закрытой системе теплоснабжения при параллельной и смешанной схемах абонентских вводов (рис. 8-7 и 8-8).

В открытой системе теплоснабжения такие условия имеют место при несвязанном регулировании на вводе (рис. 3-6,з).

В том случае, когда работа отопительной установки и установки горячего водоснабжения взаимосвязаны, расход тепла на отопление здания определяется следующим образом.

При закрытой системе теплоснабжения.

При предвключенной схеме (рис. 8-9). Определяется температура сетевой воды перед отопительной системой по формуле (8-20), а затем находится расход тепла на отопление по формулам (4-28) и (4-29).

При двухступенчатой последовательной схеме (рис. 8-10) — расход тепла на отопление определяется по формуле (4-84).

При открытой системе теплоснабжения.

При связанном регулировании на вводе (рис. 3-6,и и 4-20) расход тепла на отопление определяется по формулам (4-95) ÷ (4-100).

При схемах абонентских вводов без регуляторов расхода (рис. 3-6,к и рис. 4-23) определяется расход сетевой воды на отопление по формуле (4-124), а затем находят по формулам (4-28) и (4-29) расход тепла на отопление.

8-6. СМЕСИТЕЛЬНЫЕ УЗЛЫ

Одна из особенностей гидравлического режима большинства отопительных систем жилых и общественных зданий, присоединяемых

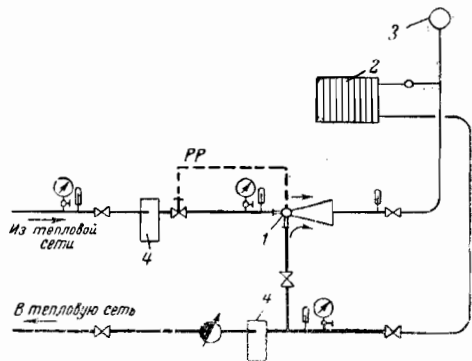


Рис. 8-11. Присоединение отопительной установки по зависимой схеме со струйным смешением.

1 — элеватор; 2 — радиатор; 3 — воздушосборник; 4 — грязевик.

к водяным тепловым сетям, заключается в работе со смешением воды на вводе вследствие ограничения по санитарным соображениям максимальной температуры воды, подаваемой в приборы отопления.

Для этой цели применяются различные смесительные устройства.

Путем подмешивания воды из обратной линии местной системы к воде, поступающей из тепловой сети, получают смесь, подаваемую в отопительные приборы. Схема отопительного абонентского ввода со смешением приведена на рис. 8-11.

В качестве смесительных устройств обычно применяются водоструйные насосы (элеваторы) и центробежные насосы.

Выбор типа смесительного устройства зависит главным образом от расчетной потери давления в отопительной системе. При расчетной потере давления до 1500 кг/м^2 обычно применяются элеваторы. При большей потере давления — центробежные насосы.

Водоструйный элеватор конструкции ВТИ — Теплосеть Мосэнерго показан на рис. 3-4.

Исходные выражения для расчета водоструйных насосов (элеваторов) выводятся из уравнения импульсов.

Если в уравнении (7-38) для расчета максимального коэффициента инжекции газоструйного компрессора принять показатель

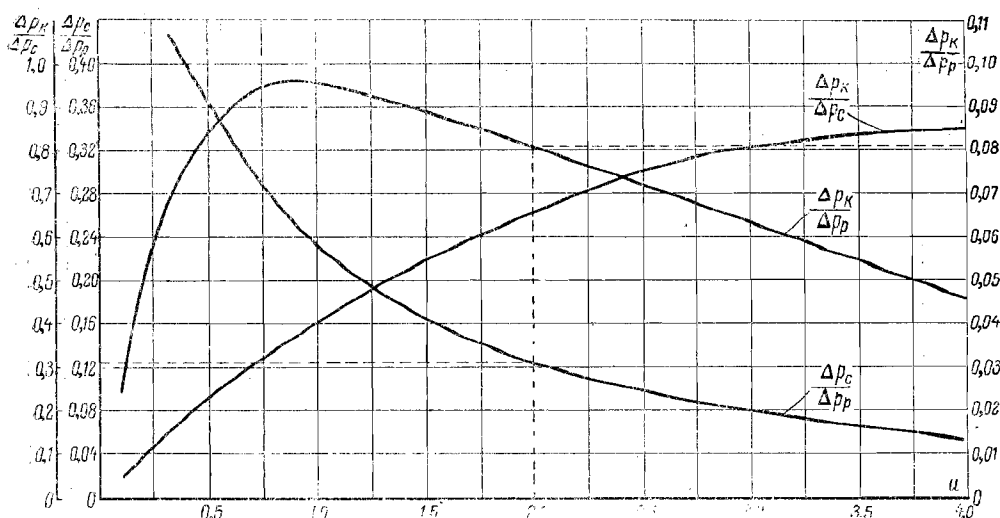


Рис. 8-12. Значения $\Delta p_K/\Delta p_p$; $\Delta p_c/\Delta p_p$; $\Delta p_K/\Delta p_c$ в зависимости от коэффициента инжекции

адиабаты $k=\infty$, что соответствует условию несжимаемости рабочей и инжектируемой среды, то получится следующее выражение для расчета максимального коэффициента смещения (инжекции) элеватора:

$$\mu = \frac{K_1 \sqrt{\Delta p_p + \Delta p_K} - K_3 \sqrt{\Delta p_c + \Delta p_K}}{K_3 \sqrt{\Delta p_c + \Delta p_K} - K_2 \sqrt{\Delta p_K}}, \quad (8-30)$$

где Δp_p — располагаемый перепад давлений рабочего потока перед элеватором;

Δp_c — перепад давлений, создаваемый элеватором,

$$\Delta p_p = p_p - p_n; \quad \Delta p_c = p_c - p_n;$$

$$\Delta p_K = p_n - p_2;$$

p_p , p_n , p_c — давления: рабочей воды перед соплом, инжектируемой воды в приемной камере, смешанной воды на выходе из диффузора;

p_2 — давление во входном сечении цилиндрической камеры смешения;

K_1 , K_2 — коэффициенты скорости рабочего и инжектируемого потоков,

$$K_1 = \varphi_1 \varphi_2 \varphi_3; \quad K_2 = \varphi_2 \varphi_3 \varphi_4;$$

φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 — коэффициенты скорости сопла, цилиндрической камеры смешения, диффузора, входного участка камеры смешения.

При удовлетворительном изготовлении деталей и правильной их сборке можно принимать:

$\varphi_1=0,95$; $\varphi_2=0,975$; $\varphi_3=0,9$; $\varphi_4=0,925$, чему соответствует $K_1=0,834$ и $K_2=0,812$.

K_3 — коэффициент, зависящий от характера распределения, восстанавливаемого перепада давлений между камерой смешения и диффузором, определяемого отношением

$$\mu = \frac{p_c - p_3}{p_c - p_2}, \quad (8-31)$$

где p_3 — давление в конце камеры смешения.

Наивыгоднейшее распределение перепада давлений между диффузором и камерой смешения соответствует минимальному значению коэффициента K_3 , так как согласно уравнению (8-30) коэффициент инжекции растет при уменьшении K_3 .

При рекомендуемом для расчета значении коэффициента скорости диффузора $\varphi_3=0,9$ оптимальное значение $\mu=0,67$ и соответственно $K_3=0,98$.

На рис. 8-12 приведены оптимальные значения $\Delta p_K/\Delta p_p$ при указанных выше значениях коэффициентов скорости, а также соответствующие им значения $\Delta p_K/\Delta p_c$ и $\Delta p_c/\Delta p_p$ при оптимальных геометрических размерах струйного напоя.

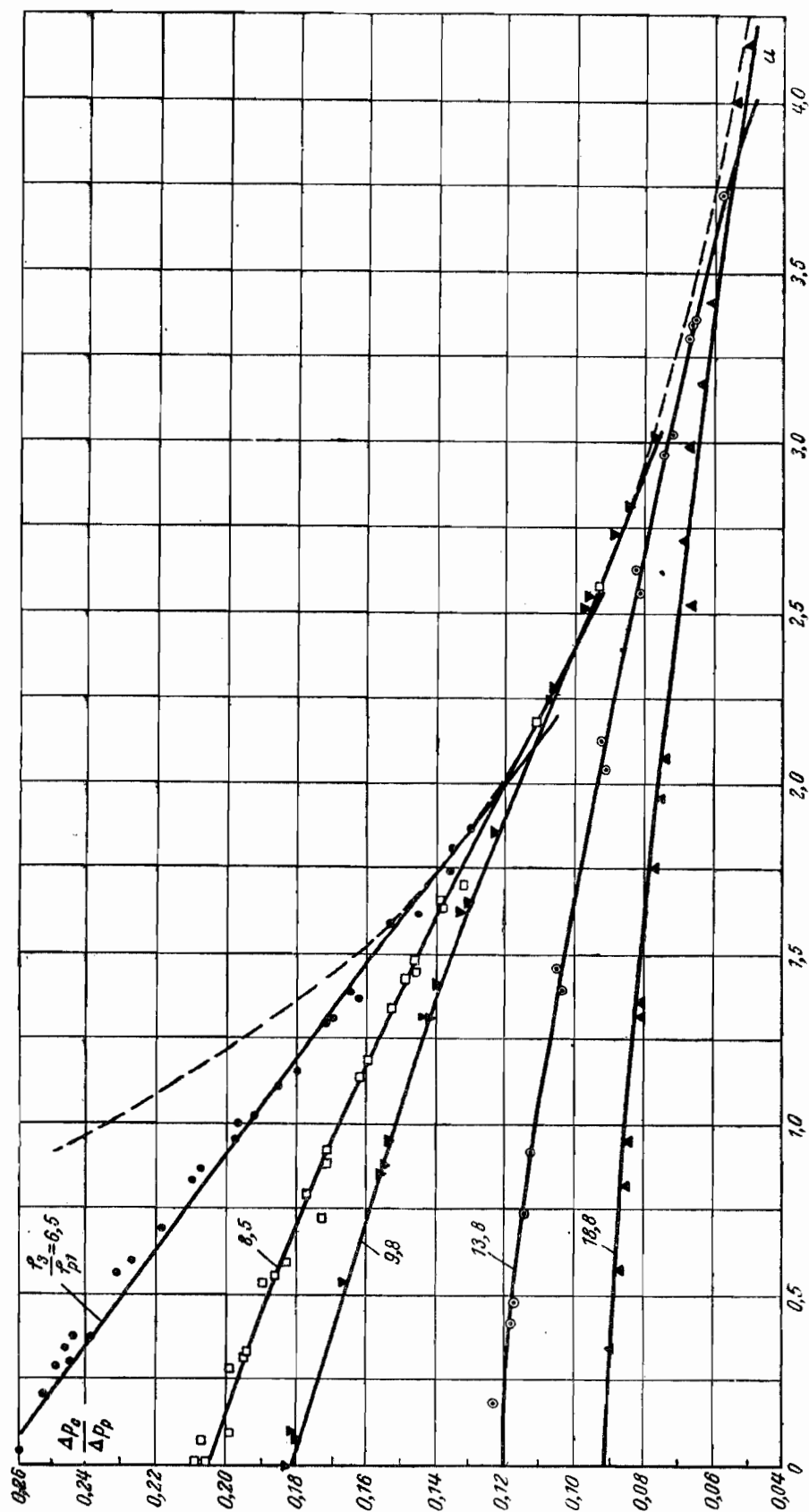


Рис. 8-13. Экспериментальные характеристики $\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = f(f_2/f_1)$ водоструйных насосов при различных значениях f_2/f_1 ; — — — расчетная зависимость для максимального коэффициента инжекции по уравнению (8-30); — — — экспериментальные характеристики.

При работе в нерасчетных условиях в струйном аппарате возникают дополнительные потери, из-за которых действительная зависимость $u = f\left(\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}\right)$ существенно отличается от расчетной зависимости для оптимальных условий, описываемой уравнением (8-30).

Для иллюстрации на рис. 8-13 пунктиром показана расчетная зависимость $u = f(\Delta p_c/\Delta p_p)$ для водоструйного насоса, построенная по уравнению (8-30), а сплошными линиями и экспериментальными точками — действительные характеристики водоструйных насосов, имеющих различные отношения сечений камеры смешения и сопла f_3/f_1 , в диапазоне 6,5—18,8.

Характеристика водоструйных элеваторов с цилиндрической камерой смешения описывается уравнением [Л. 159]

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = 2 \frac{\varphi_1}{\varphi_3} \frac{f_1}{f_3} \left[K_1 + \left(K_2 - 0,5 \frac{\varphi_3}{\varphi_1} \right) \frac{f_1}{f_{н2}} u^2 - \left(1 - 0,5 \frac{\varphi_3}{\varphi_1} \right) \frac{f_1}{f_3} (1 + u)^2 \right], \quad (8-32)$$

где f_1, f_3 — выходное сечение сопла и сечение цилиндрической камеры смешения;

$f_{н2}$ — сечение инжектируемого потока во входном сечении цилиндрической камеры смешения,

$$f_{н2} = f_3 - f_1.$$

При $u = 0$

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = 2 \frac{\varphi_1}{\varphi_3} \frac{f_1}{f_3} \left[K_1 - \left(1 - 0,5 \frac{\varphi_3}{\varphi_1} \right) \frac{f_1}{f_3} \right]. \quad (8-33)$$

$$d_1 = \frac{d_3}{(1+u) \sqrt{80\,000 S d_3^4 + 0,63 - 0,4n \left(\frac{u}{1+u} \right)^2}}, \quad (8-35)$$

По формуле (8-33) определяется максимальный перепад давлений, который может создать струйный насос заданных размеров.

Так же как и у струйных компрессоров, характеристика струйных насосов зависит от отношения основных сечений проточной части аппарата, а не от абсолютных размеров этих сечений.

Определяющим геометрическим параметром для струйных насосов

является f_3/f_1 — отношение площади сечения камеры смешения насоса к выходному сечению сопла.

При малом значении f_3/f_1 струйные насосы являются высоконапорными. Они создают большой относительный перепад давлений $\Delta p_c/\Delta p_p$, но не могут развивать больших коэффициентов инжекции.

При увеличении отношения f_3/f_1 снижается относительный перепад давлений $\Delta p_c/\Delta p_p$, развиваемый насосом, но растет коэффициент инжекции.

На абонентских вводах элеваторы работают на замкнутую отопительную систему. Из совместного решения уравнений характеристик элеватора и отопительной системы выводятся формулы для расчета основных размеров элеватора [Л. 159]. При вышеуказанных значениях коэффициентов скорости

проточной части элеватора формулы имеют следующий вид:

диаметр камеры смешения

$$d_3 = \frac{0,049}{\sqrt{S}}, \quad \text{м}, \quad (8-34)$$

где S — сопротивление отопительной системы, $\kappa\Gamma \cdot \text{ч}^2/\text{м}^2 \cdot \text{м}^6$;

диаметр выходного сечения сопла определяется по формуле (8-35),

$$\text{где} \quad n = \frac{f_3}{f_{н2}} = \frac{d_3^2}{d_3^2 - d_1^2}.$$

На рис. 8-14 приведена номограмма для выбора серийного элеватора конструкции ВТИ — Теплосеть Мосэнерго, построенная по формулам (8-34) и (8-35).

Перепад давлений в рабочем сопле элеватора

$$\Delta p_p = \frac{v_p}{2g\varphi_1^2} \frac{G_p^2}{f_1^2}, \quad \kappa\Gamma/\text{м}^2, \quad (8-36)$$

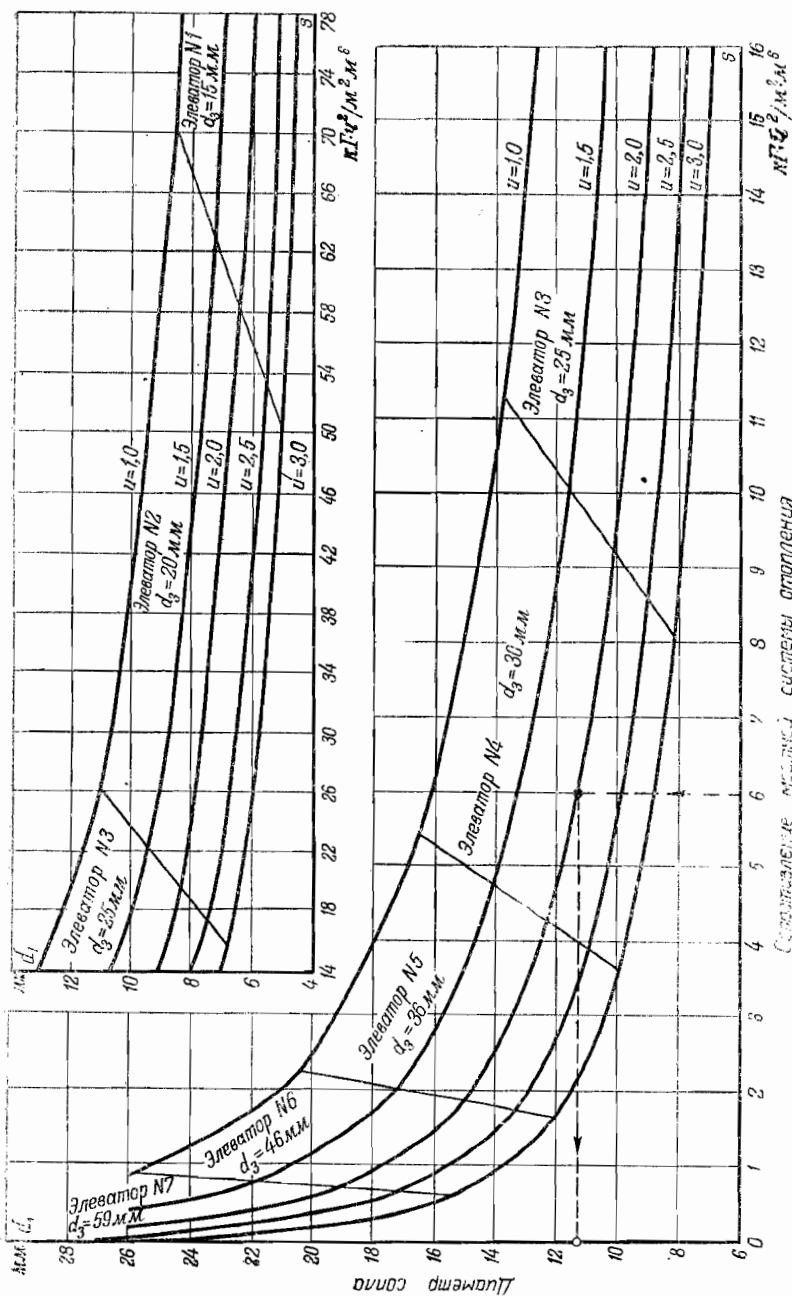


Рис. 8-14. Номограмма для выбора серийного водоструйного элеватора конструкции ВТИ — Теплосеть Мосэнерго. u — коэффициент смещения; d_1 — диаметр сопла, мм; d_3 — диаметр камеры смещения, мм; S — сопротивление местной системы отопления, $\text{кг} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^5$. Пример расчета. Дано $S = 6 \text{ кг} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^5$, $n = 2$. Находим $d_0 = 30$ мм (элеватор № 4); $d_1 = 11,3$ мм.

где v_p — удельный объем воды, $\text{м}^3/\text{кг}$;

g — ускорение свободно падающего тела, $9,81 \text{ м/сек}^2$;

G_p — расход рабочей воды через сопло, кг/сек .

При конструировании элеваторов осевые размеры аппаратов определяют по следующим данным.

Длина цилиндрической камеры смещения, по опытам ВТИ,

$$l_k = (4 \div 8) d_s. \quad (8-37)$$

Нижний предел относится к малым коэффициентам инжекции ($u \leq 1$), верхний к большим ($u \geq 3$).

Расчетную длину свободной струи l_{c1} и диаметр ее d_4 на расстоянии l_{c1} от выходного сечения сопла определяют по формулам (7-46) и (7-47). На основе экспериментальных данных ВТИ рекомендуется принимать $a = 0,15 \div 0,18$. Длина диффузора l_d определяется по формуле (7-50).

При большом расчетном перепаде давлений в местной системе или при малом располагаемом перепаде давлений Δp_p на абонентском вводе, когда элеватор не может обеспечить необходимого коэффициента смешения, приходится устанавливать смешительные насосы.

Схема присоединения отопительного ввода при насосном смешении представлена на рис. 8-15.

Пример 8-5. Выбрать размеры водоструйного элеватора для присоединения

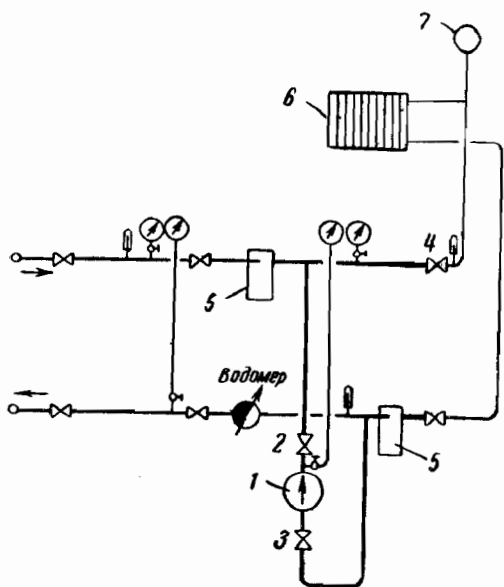


Рис. 8-15. Присоединение отопительной установки по зависимой схеме с насосным смешением.

1 — насос; 2, 3, 4 — запорные клапаны; 5 — грязе-; 6 — радиатор; 7 — воздушосборник.

Определяем по формуле (8-34) диаметр камеры смещения:

$$d_s = \frac{0,049}{\sqrt{0,625}} = 0,055 \text{ м} = 55 \text{ мм}.$$

Выбираем ближайший диаметр по сортменту элеваторов:

$$d'_s = 59 \text{ мм} = 0,059 \text{ м}.$$

Определяем по формуле (8-35) диаметр сопла:

$$d_1 = \frac{0,059}{3,2 \sqrt{80\,000 \cdot 0,625 \cdot 0,059^4 + 0,63 - 0,4 \cdot 1,1 \left(\frac{2,2}{3,2} \right)^2}} = 0,0183 \text{ м} = 18,3 \text{ мм}.$$

отопительной системы к тепловой сети и определить перепад давлений в сопле элеватора.

Расчетный расход воды в отопительной системе $G_c = 40 \text{ т/ч} = 11,2 \text{ кг/сек}$. Перепад давлений в отопительной системе при расчетном расходе $\Delta p_c = 1\,000 \text{ кг/м}^2$. Расчетный расход воды из тепловой сети $G_p = 12,5 \text{ т/ч} = 3,5 \text{ кг/сек}$.

Решение. Коэффициент смешения элеватора

$$u = \frac{G_n}{G_p} = \frac{40 - 12,5}{12,5} = 2,2.$$

Определяем сопротивление отопительной системы:

$$S = \frac{\Delta p_c}{V_c^2} = \frac{1\,000}{40^2} = 0,625 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 / \text{м}^2 \cdot \text{м}^6.$$

Предварительно задаемся значением $n = 1,1$.

Действительное значение

$$n = \frac{0,059^2}{0,059^2 - 0,0183^2} = 1,08.$$

Так как действительное значение n близко к предварительно принятой величине, то диаметр сопла d_1 не пересчитываем.

8-7. АККУМУЛЯТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

Переменная тепловая нагрузка абонентских установок усложняет эксплуатацию теплофикационной

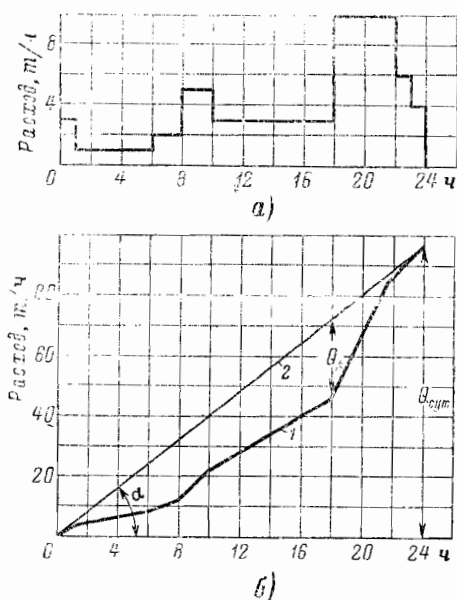


Рис. 8-16. Графический расчет емкости аккумулятора.

а—суточный график; б—интегральный график.
1—интегральная кривая расхода; 2—интегральная кривая подачи.

системы и вызывает удорожание стационарного оборудования и тепловых сетей, которые должны быть рассчитаны на покрытие максимальной тепловой нагрузки.

Для снижения начальных затрат на сооружение системы теплоснабжения и упрощения эксплуатации применяют различные методы выравнивания резко переменной тепловой нагрузки абонентов путем аккумулирования тепла. При этом используется как естественная аккумулирующая способность отдельных элементов системы теплоснабжения (строительные конструкции отопляемых зданий, трубопроводы тепловых сетей), так и специальные аккумуляторы тепла, устанавливаемые у абонентов или в отдельных узлах системы теплоснабжения.

Требуемую емкость аккумуляторов для выравнивания заданного графика тепловой нагрузки удобно определять графическим методом, предложенным доц. А. В. Хлудовым [Л. 182].

Сущность метода заключается в следующем. На основании суточного графика расхода теплоносителя (рис. 8-16,а) строится интеграль-

ный график расхода 1 (рис. 8-16,б). Каждая ордината интегрального графика расхода равна суммарному расходу теплоносителя от начала суток до момента, соответствующего указанной ординате. Интегральным графиком подачи при суточном выравнивании расхода теплоносителя является прямая 2, соединяющая начало координат с конечной ординатой суточного интегрального графика расхода. Угловым коэффициентом интегрального графика подачи равен среднечасовой подаче теплоносителя

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{Q_{\text{сут}}}{24},$$

где $Q_{\text{сут}}$ — суточный расход теплоносителя.

Емкость аккумулятора Q_A , требующаяся для указанного выравнивания нагрузки, равна максимальной разности ординат интегральных графиков подачи и расхода.

На абонентских вводах коммунальных предприятий (бани, прачечные), а также очень крупных жилых зданий устанавливаются аккумуляторы горячей воды для выравнивания суточного графика горячего водоснабжения.

Аккумулирующая способность аккумуляторов горячей воды определяется по формуле

$$Q_A = Gc(t_1 - t_2), \text{ ккал}, \quad (8-38)$$

где G — массовая емкость аккумулятора, кг;

c — теплоемкость воды, $c \approx 1 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$;

t_1, t_2 — температуры горячей воды, поступающей из аккумулятора в систему горячего водоснабжения и холодной водопроводной воды.

На рис. 8-17 показана предложенная А. В. Хлудовым принципиальная схема присоединения к тепловой сети установки горячего водоснабжения с аккумулятором при закрытой системе теплоснабжения [Л. 182]. Схема требует минимального количества авторегуляторов. На установке имеется только

два регулятора: регулятор давления «после себя» — РДПС, поддерживающий постоянное давление водопроводной воды; регулятор температуры РТ, поддерживающий постоянную температуру воды после подогревателя горячего водоснабжения. Циркуляционный насос *Н* работает непрерывно.

При отсутствии водоразбора, когда все краны *К* закрыты, холодная водопроводная вода в систему не поступает. Насос *Н* создает циркуляцию воды в системе. Вода проходит через водоводяной подогреватель *П* и затем разветвляется на два потока. Один поток поступает сверху в аккумулятор *А* и вытесняет из нижней части аккумулятора холодную воду, которая поступает во всасывающий патрубок насоса *Н*. При этом происходит зарядка аккумулятора горячей воды. Разность напоров на входе и выходе из аккумулятора (располагаемый напор в аккумуляторе) имеет при этом режиме максимальное значение.

Другой поток воды поступает через линии горячего водоснабжения в полотенцесушители (обогревательные приборы, установленные в ваннх комнатах) и вытесняет из них охлажденную воду, которая по циркуляционной линии системы горячего водоснабжения и открытый обратный клапан *ОК* поступает во всасывающий патрубок циркуляционного насоса.

При частичном включении водоразбора, когда открывается некоторое количество водоразборных кранов *К*, в систему поступает холодная вода из водопровода, компенсирующая водоразбор. Эта вода смешивается с холодной водой, поступающей из аккумулятора и из циркуляционной системы горячего водоснабжения, проходит через насос *Н* и подогреватель *П* и подается в систему горячего водоснабжения.

С увеличением водоразбора снижается располагаемый напор в аккумуляторе и циркуляционной системе горячего водоснабжения, вследствие чего снижается подача горячей воды на зарядку аккумуля-

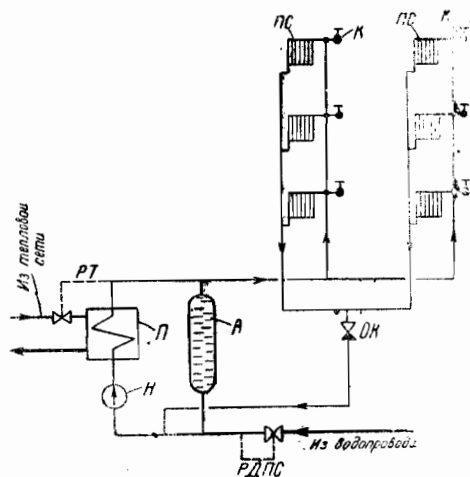


Рис. 8-17. Схема абонентского ввода горячего водоснабжения с аккумулятором.

РДПС — регулятор давления «после себя»; РТ — регулятор температуры; А — аккумулятор; П — водоводяной подогреватель; Н — насос; К — водоразборный кран; ПС — полотенцесушитель; ОК — обратный клапан.

тора и падает расход воды через полотенцесушители и циркуляционную линию. При некоторой величине водоразбора располагаемый напор в аккумуляторе делается равным нулю и зарядка аккумулятора прекращается. Одновременно или несколько раньше прекращается циркуляция воды через полотенцесушители, так как располагаемая разность напоров в циркуляционной линии делается равной нулю. Обратный клапан *ОК* закрывается.

При дальнейшем увеличении водоразбора располагаемый напор в аккумуляторе меняет свой знак и аккумулятор начинает разряжаться. При этом режиме холодная водопроводная вода, поступающая в систему, разветвляется после регулятора РДПС на два потока. Один поток воды проходит через насос *Н* и подогреватель *П*. Другой поток поступает снизу в аккумулятор *А* и вытесняет из него горячую воду. Горячая вода из подогревателя и аккумулятора смешивается и поступает в систему горячего водоснабжения. В полотенцесушители горячая вода при этом режиме не поступает, так как располагаемый напор в циркуляционной линии изменил свой знак и обратный клапан *ОК* закрыт.

Для выравнивания паровой нагрузки станции или потребителей применяются специальные пароводяные аккумуляторы различных систем.

Пароводяные аккумуляторы представляют собой цилиндрические сосуды, нижняя часть которых заполнена водой, а верхняя — паром.

В период зарядки избыточный пар подается через специальные сопла в водяное пространство аккумуляторов и конденсируется в них.

За счет теплоты конденсации происходит повышение температуры и давления пароводяной смеси в аккумуляторе.

В период пиков тепловой нагрузки пар из аккумуляторов поступает в сеть, и давление в аккумуляторе падает. Падение давления в аккумуляторе сопровождается дополнительным парообразованием.

Обозначим вес воды в пароводяном аккумуляторе до зарядки через G_1 кг, после зарядки — через G_2 кг. Очевидно, вес аккумулярованного пара равен:

$$G_{\text{п}} = G_2 - G_1, \text{ кг},$$

или

$$G_1 = G_2 - G_{\text{п}}. \quad (8-39)$$

С другой стороны, из баланса тепла следует, что

$$Q_2 = Q_{\text{п}} + Q_1, \quad (8-40)$$

где $Q_{\text{п}}$ — тепло, внесенное паром, ккал;

Q_1 — количество тепла, содержащегося в аккумуляторе до зарядки, ккал;

Q_2 — количество тепла в аккумуляторе после зарядки, ккал.

Если обозначить через

i — энтальпию аккумуляторного пара, ккал/кг;

$\bar{i}_1$ — энтальпию воды в аккумуляторе до зарядки, ккал/кг;

$\bar{i}_2$ — энтальпию воды в аккумуляторе после зарядки, ккал/кг,

то уравнение (8-40) может быть представлено так:

$$G_2 \bar{i}_2 = G_{\text{п}} i + (G_2 - G_{\text{п}}) \bar{i}_1,$$

откуда

$$G_2 = G_{\text{п}} \frac{i - \bar{i}_1}{\bar{i}_2 - \bar{i}_1}. \quad (8-41)$$

По формуле (8-41) определяется массовая емкость пароводяного аккумулятора.

8-8. ЗАЩИТА ОТ КОРРОЗИИ, ШЛАМА И НАКИПИ МЕСТНЫХ СИСТЕМ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

При открытых системах теплоснабжения местные установки горячего водоснабжения, как правило, не нуждаются в защите от коррозии, шлама и накипи, так как они питаются умягченной деаэрированной водой.

При закрытых системах теплоснабжения в местные системы горячего водоснабжения поступает вода из водопровода, содержащая агрессивные газы, главным образом O_2 , CO_2 и соли временной жесткости.

Поэтому при определенных условиях возникает опасность коррозии и зашламления местных систем горячего водоснабжения и абонентских подогревательных установок.

Поскольку температура воды, используемой для горячего водоснабжения, невысока (около $60^\circ C$), то для очень широкого диапазона естественных качеств природных вод защита систем горячего водоснабжения от коррозии и зашламления может проводиться сравнительно простыми средствами без сооружения сложных и дорогостоящих установок для умягчения и деаэрации воды, которые необходимы при высоких температурах подогрева воды. Опасность коррозии или зашламления зависит в первую очередь от карбонатной (временной) жесткости воды. При мягких водах $J_{\text{к}} \leq 2$ мг-экв/л накипь и шлам в системе горячего водоснабжения, как правило, не выпадают. Поэтому при этих водах нет необходимости в защите местных систем горячего водоснабжения от накипи и зашламления. Однако такие воды

наиболее опасны в отношении коррозии. Интенсивность коррозии увеличивается при низком значении показателя концентрации водородных ионов $pH \leq 7,2$, что характерно для мягких вод с высоким содержанием растворенных агрессивных газов.

При водах средней жесткости — $2 \text{ мг-экв/л} < J_K \leq 4 \text{ мг-экв/л}$ в подогревателе и на внутренней поверхности трубопроводов образуется в процессе эксплуатации тонкая пленка накипи, вызывающая незначительное увеличение термического сопротивления подогревательной установки и гидравлического сопротивления трубопроводов горячего водоснабжения. Как показывает опыт, такая пленка вполне удовлетворительно защищает от коррозии трубопроводы горячего водоснабжения.

При водах повышенной жесткости — $4 \text{ мг-экв/л} < J_K \leq 6 \text{ мг-экв/л}$ опасность коррозии трубопроводов горячего водоснабжения обычно отпадает, но возникает опасность зашламления системы. Поэтому необходимо предусматривать установку на абонентских вводах защитных устройств против зашламления и накипеобразования.

При водах высокой жесткости $J_K > 6 \text{ мг-экв/л}$ по условиям качества горячего водоснабжения закрытые системы теплоснабжения применять не следует, так как такие воды из-за слабого «омыления» неудобны для бытового использования, а децентрализованные установки для умягчения воды у абонентов дороги и сложны в эксплуатации.

Таким образом, при закрытой системе теплоснабжения установки горячего водоснабжения нуждаются в следующих видах защиты: при мягких водах — от коррозии; при жестких водах — от зашламления и накипеобразования.

Защита от коррозии местных систем горячего водоснабжения может решаться двумя принципиально различными путями:

а) повышением антикоррозионной стойкости системы горячего водоснабжения, т. е. выполнением ее

из элементов, устойчивых против коррозии;

б) созданием на абонентских вводах специальных установок для снижения коррозионной активности воды.

Первый путь должен рассматриваться как основной метод повышения долговечности установок горячего водоснабжения. Он наиболее прост и наиболее экономичен по начальным затратам и эксплуатационным расходам.

Второй путь, заключающийся в децентрализованной обработке воды на абонентских вводах, требует повышенных начальных затрат и усложняет эксплуатацию.

К сооружению на абонентских вводах установок для снижения коррозионной активности воды прибегают только в том случае, когда установки горячего водоснабжения сооружены без учета требований к их антикоррозионной стойкости.

Повышение антикоррозионной стойкости систем горячего водоснабжения

Опыт эксплуатации систем горячего водоснабжения показывает, что основным, наиболее уязвимым для коррозии элементом являются отопительные приборы ванных комнат — полотенцесушители, присоединенные к трубопроводам горячего водоснабжения. На полотенцесушители приходится около 80% всех коррозионных поражений систем горячего водоснабжения.

Горячая циркуляционная вода движется через полотенцесушители с малой скоростью. Возникают застойные зоны, в которых выпадают загрязнения и продукты коррозии, что создает особенно благоприятные условия для развития интенсивной локальной коррозии в полотенцесушителях, выполненных из черных стальных труб.

Не лучше обстоит дело при изготовлении полотенцесушителей из хромированных латунных труб со стальными заглушками, как это было сделано в ряде высотных зданий в Москве.

В месте контакта двух различных по электрохимическим свой-

ствам металлов (латунь и сталь) возникает мощная гальваническая пара, приводящая к быстрой коррозии заглушек на полотенцесушителях.

Коррозия наиболее уязвимого элемента системы горячего водоснабжения — полотенцесушителей может быть полностью ликвидирована при изготовлении их из коррозионно устойчивого материала, имеющего электрохимические свойства, близкие к свойствам материала трубопроводов горячего водоснабжения, т. е. стали. Таким материалом является чугун. Одним из возможных решений является изготовление полотенцесушителей из секций отопительных чугунных радиаторов.

Второе мероприятие, повышающее антикоррозионную стойкость установок горячего водоснабжения, заключается в выполнении коммуникаций из труб, имеющих поверхностную антикоррозионную защиту.

Опыт и лабораторные исследования показывают, что оцинкованные стальные трубы имеют повышенную антикоррозионную стойкость по сравнению с черными стальными трубами.

Уязвимым местом для коррозии трубопроводов, выполненных из оцинкованных стальных труб, являются их соединения, так как в процессе нарезки резьбы на трубопроводе или при производстве сварки нарушается прочность оцинкованного покрытия и внутренняя поверхность трубы под резьбой или вблизи сварки делается уязвимой для коррозии.

Долговечность трубопроводов из оцинкованных стальных труб может быть повышена при нарезке резьбы на них с нескольких проходов таким образом, чтобы при этом не нарушалась цельность оцинкованного покрытия, а также при сварке оцинкованных труб в атмосфере углекислоты или склейке.

Дальнейшее совершенствование установок горячего водоснабжения должно идти по пути применения трубопроводов из полимерных материалов.

Долговечность местных систем горячего водоснабжения в большой степени зависит также от схемы установки и условий эксплуатации, т. е. от теплового и гидравлического режима. Поскольку весовая растворимость газов в воде падает с повышением температуры (приложение 17), то значительное количество растворенных в воде кислорода и углекислоты может быть удалено естественным путем из воды, прошедшей подогреватель, при установке в верхних точках разводящих стояков вантузов или расширительных, имеющих сообщение с атмосферой.

Одновременно при этом происходит распад бикарбонатов кальция и магния [формула (7-22)]. Из образующегося карбоната кальция (CaCO_3) на поверхности трубы создается естественная защитная пленка от коррозии.

Коррозионная активность растворенных газов возрастает с температурой. Особенно она усиливается при температуре выше $60-65^\circ\text{C}$. Поэтому целесообразно все установки горячего водоснабжения оснащать регуляторами температуры, настроенными по минимальному пределу $50-55^\circ\text{C}$.

Большое значение имеет также правильный гидравлический режим системы горячего водоснабжения. Основное требование заключается в том, чтобы при всех режимах, в том числе и в часы максимального водоразбора, местная система горячего водоснабжения была полностью заполнена водой, чем предупреждается подсос воздуха в систему.

Местные установки для снижения коррозионной активности воды

В том случае, когда местные установки горячего водоснабжения сооружаются без учета требований антикоррозионной стойкости, а водопроводная вода имеет высокую коррозионную активность, приходится сооружать на абонентских вводах специальные установки для снижения коррозионной активности воды. Основные типы установок, применяемые для этой цели:

а) фильтры, в которых кислород или углекислота, растворенные в воде, связываются с каким-либо абсорбентом. В большинстве случаев устанавливаются стале-

стружечные или электрохимические фильтры, в которых кислород связывается с железом, или магномассовые фильтры, в которых углекислота связывается окисью магния;

б) дозаторы, с помощью которых в воду вводится реагент, связывающий кислород.

В большинстве случаев в качестве реагента используется сульфит натрия Na_2SO_3 ;

в) деаэраторы в большинстве случаев вакуумного типа, по схеме Копьева — Хлыбова (рис. 7-19);

г) электродная защита, сущность которой заключается в наложении на защищаемый металл электрического тока, подавляющего токи коррозионных микропар, возникающих в металле.

Из всех методов местной обработки воды для снижения ее коррозионной активности наиболее широкое применение находят фильтры.

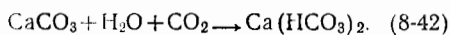
Основное преимущество фильтров по сравнению с другими методами обработки заключается в следующем: простота устройства и эксплуатации; не требуется постоянного расхода реагентов; в фильтре не происходит разрыва струи, поэтому вода после фильтра поступает в систему горячего водоснабжения под давлением водопровода.

На рис. 8-18 показана принципиальная схема сталестружечной фильтровальной установки. Установка состоит из двух последовательно включенных фильтров — сталестружечного и мраморного или кварцевого.

Горячая вода после подогревателя горячего водоснабжения поступает в сталестружечный фильтр и проходит через него снизу вверх. Кислород, растворенный в воде, поглощается стальной стружкой. Реакция происходит по формулам (7-25) — (7-27).

Затем вода проходит сверху вниз через мраморный или кварцевый фильтр, в котором задерживаются хлопья ржавчины $\text{Fe}(\text{OH})_3$. Если второй фильтр заполнен мраморной крошкой (CaCO_3), то последняя поглощает из воды растворенную углекислоту, переходя в растворимый бикарбонат кальция.

Реакция происходит по формуле



Промывка фильтров производится водопроводной водой при обратном направлении движения воды.

Работа сталестружечных фильтров считается удовлетворительной, если содержание растворенного кислорода в воде после фильтра на 1,5—3 мг/л меньше предельной растворимости кислорода в воде при данной температуре воды и атмосферном давлении.

Основными показателями для расчета сталестружечного фильтра являются скорость фильтрации воды ω м/ч и расчетное время контакта z ч.

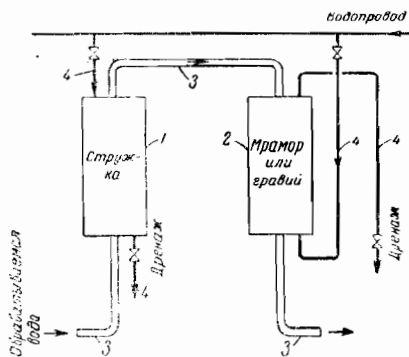


Рис. 8-18. Принципиальная схема установки сталестружечного фильтра.

1 — сталестружечный фильтр; 2 — мраморный или кварцевый фильтр; 3 — обрабатываемая вода; 4 — промывка.

Минимальный объем сталестружечной насадки фильтра

$$U_* = zV, \text{ м}^3, \quad (8-43)$$

где V — среднечасовой объемный расход воды через фильтр, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Высота сталестружечной насадки фильтра

$$L = z\omega, \text{ м}. \quad (8-44)$$

Минимальная площадь насадки фильтра

$$F_* = \frac{V}{\omega}, \text{ м}^2. \quad (8-45)$$

Минимальная длительность рабочей кампании насадка фильтра

$$n_* = \frac{z\varphi\gamma_c}{k_{\text{O}_2}\delta\text{O}_2} \cdot 10^3, \text{ ч}. \quad (8-46)$$

где φ — степень износа стружки в конце рабочей кампании, обычно принимается $\varphi = 0,5—0,6$;

γ_c — насыпной удельный вес стружки, $\text{кг}/\text{м}^3$;

δO_2 — расчетный перепад концентрации кислорода в воде, достигаемый в фильтре, $\text{мг}/\text{л}$;

k_{O_2} — коррозионный коэффициент кислорода, $k_{\text{O}_2} = 2,34$.

Расчетное время контакта зависит от насыпного удельного веса стружки, температуры воды и ее солевого состава. Расчетное время контакта снижается с увеличением удельного веса стружки, повышением температуры воды и снижением ее карбонатной жесткости.

При $\gamma_c = 900—1000 \text{ кг}/\text{м}^3$, температуре воды 60° и средней карбонатной жесткости воды $J_{\text{K}} = 3—4 \text{ мг-экв}/\text{л}$ время контакта $z = 0,12—0,15 \text{ ч}$. Скорость фильтрации можно принимать $\omega = 10—12 \text{ м}/\text{ч}$.

Действительный объем фильтра U должен быть равен или больше U_* : $U \geq U_*$.

Если $U > U_*$, то пропорционально увеличивается площадь фильтра и длительность рабочей кампании

$$\frac{U}{U_*} = \frac{F}{F_*} = \frac{n}{n_*} \quad (8-47)$$

Площадь сечения насадки мраморного фильтра определяется по формуле

$$F_m = V_m / w_m, \text{ м}^2, \quad (8-48)$$

где V_m — максимальный объемный расход воды через фильтр, $\text{м}^3/\text{ч}$;

w_m — максимальная скорость фильтрации, $\text{м}/\text{ч}$.

Обычно принимают $w_m = 12 \div 15 \text{ м}/\text{ч}$. Высота насадки фильтра выбирается обычно 1—1,5 м.

Для обескислороживания водопроводной воды на промышленных абонентских вводах в последнее время начали применять электрохимические фильтры ВТИ.

Принцип работы электрохимических фильтров заключается в фильтровании воды через разветвленный катод из зерен графита или антрацита, находящихся в контакте со стальным анодом из листовой стали и стальной стружки. При контакте железа и графита, находящихся в электролите (воде), возникают микроэлементы, усиливающие эффект коррозии стали, т. е. процесс связывания кислорода. Вода проходит через фильтр сверху вниз. В процессе фильтрования кислород, растворенный в воде, связывается с железом. Получающиеся при этом хлопья ржавчины $\text{Fe}(\text{OH})_3$ задерживаются насадкой из графита или антрацита, расположенной в нижней части фильтра. Промывка фильтра производится в два этапа — сначала паром, а затем водопроводной водой.

В электрохимических фильтрах достигается более глубокое обескислороживание воды, чем в сталестружечных фильтрах. Кроме того, при электрохимическом способе в одном фильтре решаются одновременно две задачи: обескислороживание воды и фильтрация от хлопьев ржавчины, в то время как в сталестружечной установке для этой цели устанавливается два отдельных фильтра. В результате установка электрохимического фильтра более компактна.

Еще одним преимуществом электрохимических фильтров является возможность использования в качестве анода листового железа вместо стальной стружки, децентрализованная заготовка и обработка которой обычно связаны с большой затратой времени.

Поскольку электрохимические фильтры имеют высокую активность поглощения кислорода даже при невысокой температуре воды, то целесообразно при воде средней карбонатной жесткости $2 \text{ мг-экв}/\text{л} < J_{\text{к}} \leq 4 \text{ мг-экв}/\text{л}$ включать фильтры при двухступенчатых подогревательных установках между первой и второй ступенью подогрева. Этим предупреждается пассивация насадка фильтра из-за загрязнения поверхности зерен насадкой пленкой накипи или шлама. При воде малой жесткости $J_{\text{к}} < 2 \text{ мг-экв}/\text{л}$ фильтр следует включать на горячей воде.

Обработка воды для предупреждения накипобразования и выпадения шлама в системах горячего водоснабжения

Для защиты от накипобразования и зашламливания подогревателей и местных систем горячего водоснабжения следует при водах повышенной временной жесткости $J_{\text{к}} > 4 \text{ мг-экв}/\text{л}$ предусматривать обработку воды на абонентских вводах.

Наиболее целесообразно применять для этой цели безреагентные методы обработки, не требующие больших начальных затрат на сооружение и простые в эксплуатации.

Одним из таких методов является магнитная обработка воды [Л. 89].

Аппараты для магнитной обработки воды изготавливаются как с постоянными магнитами, так и с электромагнитами.

На рис. 8-19 показана конструкция магнитного аппарата производительною $14 \text{ м}^3/\text{ч}$, разработанная Алма-Атинским заводом тяжелого машиностроения на основе электромагнитов.

Магнитные аппараты включаются в вертикальном положении на холодной воде перед подогревателями горячего водоснабжения. Вода проходит через аппарат снизу вверх и равномерно заполняет все проходное сечение аппарата. Скорость воды принимают около $1 \text{ м}/\text{сек}$. Напряжение магнитного поля около 1000 эрстед.

В результате воздействия магнитного силового поля на воду снижается способность воды выделять накипь. После магнитной обработки вода не меняет своего цвета и не дает осадка.

Пример 8-6. Определить основные размеры фильтров сталестружечной установки.

Среднечасовой расход воды $V_{\text{ср}} = 10 \text{ м}^3/\text{ч}$. Максимальный расход воды $V_m = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$. Вода нагревается в подогревателе до 60°C . Среднее содержание кислорода в сырой воде $\text{O}_2^{\text{с}} = 10 \text{ мг}/\text{л}$. Предельное содержание кислорода в воде при температуре 60°C равно $4,5 \text{ мг}/\text{л}$. Принимаем конечное содержание кислорода в воде после фильтра $\text{O}_2^{\text{к}} = 3 \text{ мг}/\text{л}$. Перепад концентраций кислорода в фильтре $\delta \text{O}_2 = 10 - 3 = 7 \text{ мг}/\text{л}$.

Минимальный объем сталестружечной насадки фильтра по формуле (8-43)

$$U = 0,12 \cdot 10 = 1,2 \text{ м}^3.$$

Высота сталестружечной насадки по формуле (8-44)

$$L = 0,12 \cdot 10 = 1,2 \text{ м}.$$

Минимальная площадь насадки фильтра по формуле (8-45)

$$F_* = \frac{12}{12} = 1 \text{ м}^2.$$

Минимальная длительность рабочей кампании фильтра по формуле (8-46)

$$n_* = \frac{0,12 \cdot 0,6 \cdot 10^3 \cdot 10^3}{2,34 \cdot 7} = 4 \ 400 \text{ ч}.$$

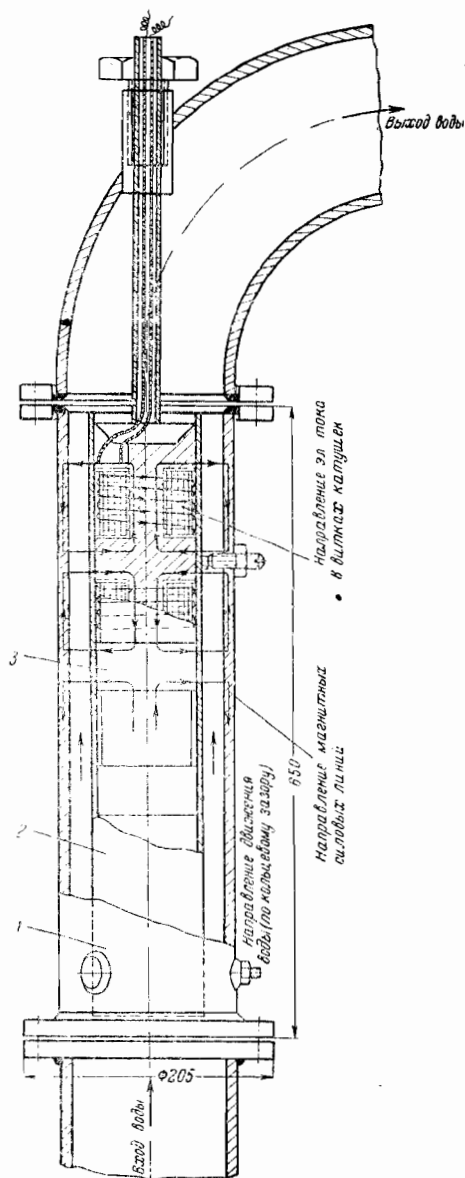


Рис. 8-19. Электромагнитный аппарат для обработки воды.

1 — корпус; 2 — катушка; 3 — электромагнит.

Площадь сечения насадки мраморного фильтра по формуле (8-48)

$$F_m = \frac{20}{15} = 1,35 \text{ м}^2.$$

8-9. АВТОМАТИЗАЦИЯ АБОНЕНТСКИХ ВВОДОВ

На абонентских вводах промышленных предприятий, а также жилых и общественных зданий устанавливаются в большинстве случаев регуляторы прямого действия.

Это объясняется тем, что регуляторы прямого действия дешевы и надежны в работе, хотя они и недостаточно точно поддерживают заданную величину регулируемого параметра.

Конкретные схемы автоматизации абонентских вводов зависят от характера установки.

В качестве примера на рис. 8-20 приведена принципиальная схема автоматизации отопительного ввода.

Схема решает следующие задачи:

а) поддержание постоянного расхода воды в системе абонента;

б) защита отапливаемого здания от повышения внутренней температуры выше заданной величины.

Для выполнения этой задачи применены следующие приборы:

а) регулятор расхода РР конструкции ОРГРЭС (инж. П. М. Брик), установленный на подающей линии абонентского ввода, 1;

б) термореле Т конструкции Теплосети Мосэнерго 2, установленные в одном или нескольких контрольных помещениях отапливаемого здания, которые при помощи промежуточного электрогидравлического реле ЭГР 3 воздействуют на регулятор РР, работающий в этом случае как запорный клапан «открыть — закрыть».

В нормальных условиях, когда температура воды, поступающей в местную систему, соответствует теплотермическим потерям здания, в помещении устанавливается расчетная внутренняя температура, клапан 3 закрыт и регулятор РР выполняет функцию только регулятора расхода. Если же по каким-либо причинам температура воздуха в здании повышается, то термореле замыкает электрическую цепь промежуточного реле, клапан 3 открывается и регулятор РР полностью прекращает подачу воды в местную систему.

Регулятор РР состоит из следующих основных элементов: клапана (золотника) со штоком, сильфона, пружины с натяжным приспособлением, корпуса.

Сильфонная камера регулятора при помощи соединительного трубопровода сообщается с обратной

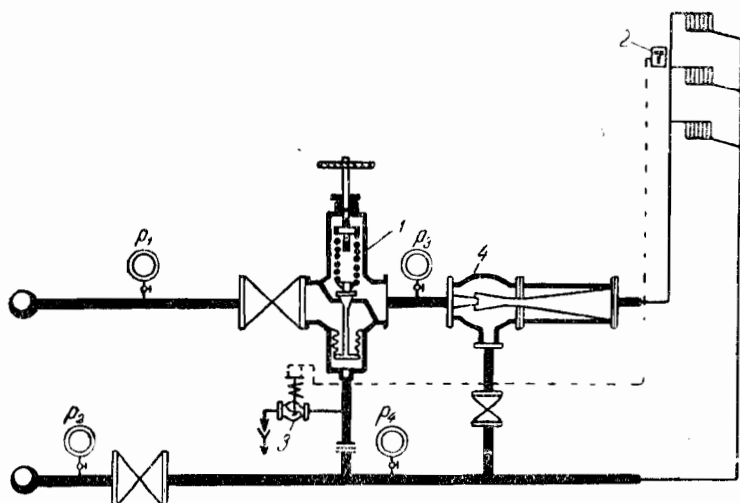


Рис. 8-20. Схема автоматизации абонентского отопительного ввода.

1 — (PP) регулятор расхода; 2 — (T) термореле; 3 — (ЭР) электрогидравлическое реле; 4 — элеватор.

линией регулируемой системы. В регуляторе действуют следующие усилия:

а) создаваемое давлением воды в верхней части корпуса, равным давлению p_3 в подающей линии перед элеватором. Это усилие воздействует на верхнюю полость клапана сверху вниз;

б) создаваемое давлением воды в нижней части сильфонной камеры, равным давлению p_4 в обратной линии регулируемой местной системы. Это усилие воздействует на внешнюю поверхность сильфона и через него на клапан снизу вверх.

Разность этих усилий пропорциональна величине регулируемого параметра (перепада давлений). При установке регулятора разность усилий, действующих на шток при заданном расходе воды, уравновешивается силой натяжения пружины.

При изменении разности давлений в тепловой сети на вводе ($p_1—p_2$), например при увеличении разности давлений, происходит рост расхода воды в местной системе, что вызывает увеличение перепада ($p_3—p_4$), приводящее к перестановке штока. В результате перестановки штока зазор между клапаном и седлом уменьшается, вследствие чего возрастает гидравлическое со-

противление абонентского ввода и расход воды устанавливается на заданном уровне.

Автоматизация отопительных абонентских вводов дает значительную экономию тепла вследствие ликвидации перегревов отапливаемых помещений в осенний и весенний периоды. Опыт показывает, что при автоматизации длительность отключений (пропусков) отопительных установок от тепловой сети значительно больше, а длительность ежедневной работы отопительных установок — меньше, чем это следует из балансового теплового расчета [Л. 146].

Для иллюстрации на рис. 8-21 показаны расчетная и фактическая длительность отключений (пропусков) отопительной установки одного учреждения от тепловой сети при наружных температурах $0 \div +12^\circ \text{C}$, при постоянной температуре воды в подающей линии тепловой сети $t_1 = 65^\circ \text{C}$. Фактическая длительность отключений, осуществляемых авторегулятором на абонентском вводе, превышала расчетную длительность отключений на 6 ч в сутки.

Такое положение объясняется тем, что при расчете не учитывается то обстоятельство, что отдача тепла помещению отопительными приборами здания в период отключения

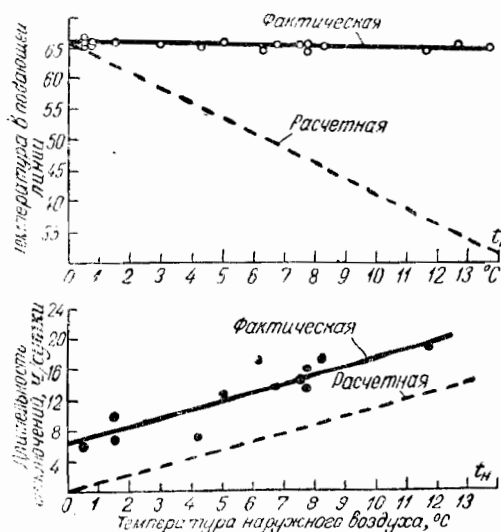


Рис. 8-21. Длительность автоматических отключений системы отопления при различных температурах наружного воздуха.

отопительной установки от тепловой сети происходит до тех пор, пока температура приборов не сравняется с температурой помещений. Это вызывает повышенный отпуск тепла помещению в первый период после включения в работу отопительной установки вследствие снижения температуры воды в системе за период отключения.

Благодаря автоматизации годовой расход тепла на отопление снижается на 5—10%. В результате экономии тепла начальные затраты на автоматизацию отопительных вводов окупаются за 2—4 года.

Поддержание постоянной температуры воды, поступающей в местную систему горячего водоснабжения, осуществляется при помощи

регуляторов температуры воды. В качестве импульса обычно используется температура воды, поступающей в местную систему горячего водоснабжения.

В закрытых системах теплоснабжения поддержание постоянной температуры воды осуществляется изменением расхода сетевой воды через подогреватель. В открытых системах поддержание постоянной температуры воды осуществляется изменением расхода воды, поступающей из подающей линии сети в смеситель.

На рис. 8-22 показана принципиальная схема автоматического регулирования температуры воды в местных водоводяных подогревателях горячего водоснабжения.

Схема включает следующие основные элементы: термореле 1, устанавливаемое на трубопроводе местной воды после подогревателя 5; регулятор РР 2, установленный на подающей линии перед водоводяным подогревателем 5; импульсную трубку 3 с дросселем 4, соединяющую надсифонную камеру регулятора РР с обратным трубопроводом.

На рис. 8-23 показано биметаллическое термореле конструкции Теплосети Мосэнерго.

В случае повышения температуры местной воды против заданной повышается температура биметаллических пластин термореле 1, вызывая прогиб их, благодаря которому клапан 4 отходит от сопла 5 и приоткрывает выходное отверстие сопла. Увеличивается слив воды через сопло, что вызывает падение давле-

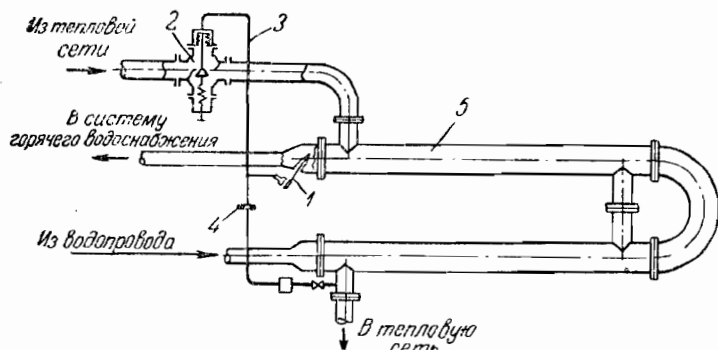


Рис. 8-22. Схема автоматического регулирования температуры воды, подаваемой из горячего водоснабжения.

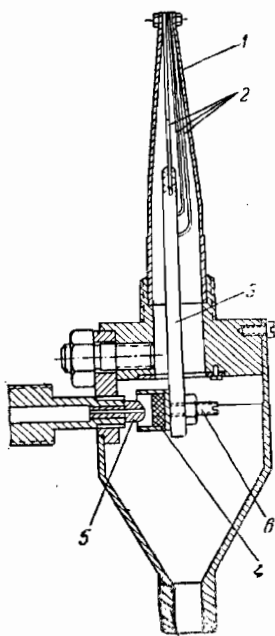


Рис. 8-23. Биметаллическое термореле регулятора температуры воды.

1 — медная гильза; 2 — биметаллические пластины; 3 — рычаг; 4 — клапан; 5 — сопло; 6 — регулировочный винт.

ния в импульсной трубке 3 после дросселя 4 и в надсильфонной камере регулятора РР 2 (рис. 8-22). Клапан регулятора 2 прикрывает и сокращает расход сетевой воды через подогреватель. В результате температура местной воды после подогревателя устанавливается близкой к заданной.

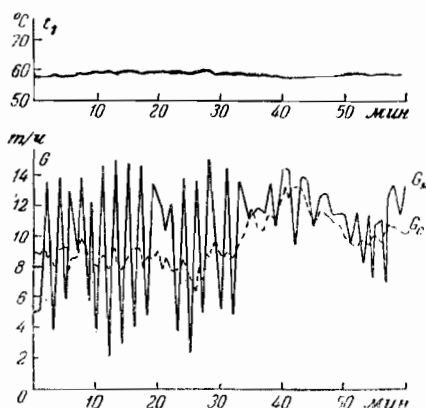


Рис. 8-24. График работы поверхностной подогревательной установки горячего водоснабжения на абонентском вводе при автоматическом регулировании.

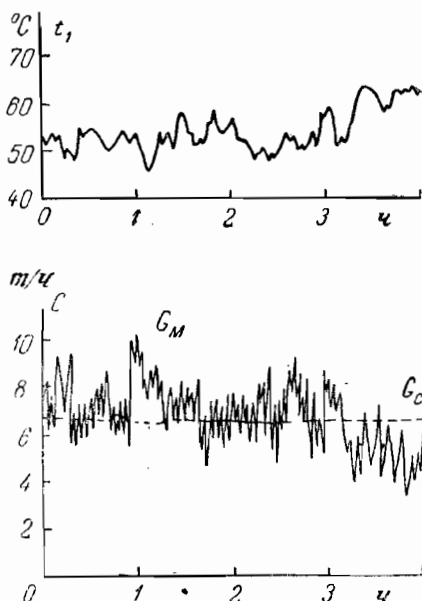


Рис. 8-25. График работы поверхностной подогревательной установки горячего водоснабжения на абонентском вводе при ручном регулировании.

При снижении температуры местной воды по сравнению с заданной происходит перестановка клапана регулятора РР в обратном направлении.

На рис. 8-24 и 8-25 показаны графики работы водоводяной подогревательной установки горячего водоснабжения жилого дома при автоматическом и ручном регулировании, снятые с натуры на действующей установке.

При ручном регулировании (рис. 8-25) изменение расхода местной (вторичной) воды G_m через подогреватель не меняет расхода греющей (сетевой) воды G_c . Это вызывает сильное колебание температуры местной воды, поступающей в установку горячего водоснабжения. При малых расходах местной воды температура подогрева возрастает; при больших — падает. Неравномерность подогрева достигает 20°C (с 45 до 65°C).

При автоматическом регулировании (рис. 8-24) изменение расхода местной воды вызывает синхронное изменение расхода греющей воды через водоводяной подогрева-

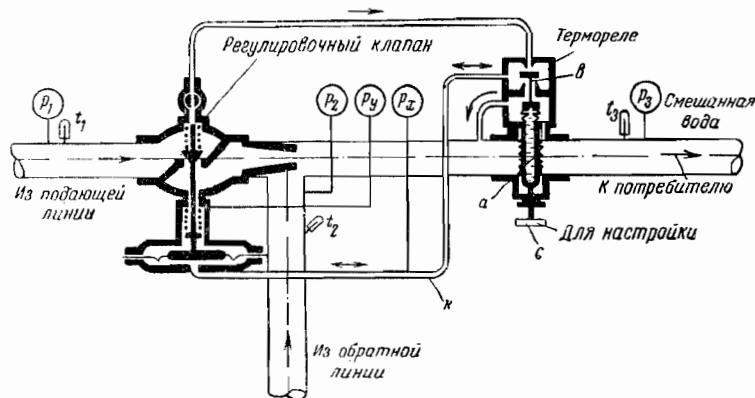


Рис. 8-26. Схема регулятора температуры воды ТРЖ—ОРГРЭС для установки непосредственного водоразбора.

тель. Благодаря этому температура местной воды после подогревателя остается практически постоянной. При изменении расхода местной воды через подогреватель примерно в 5 раз (с 3 до 15 т/ч) неравномерность подогрева не превышала 3°С.

Кроме регуляторов температуры воды с биметаллическим термореле и регулирующим клапаном с сильфонным сервомотором, применяются также жидкостные термореле и регулирующий клапан с мембранным сервомотором, работающие за счет использования перепада давлений в регулирующем органе.

В качестве примера на рис. 8-26 приведена схема регулятора температуры ТРЖ—ОРГРЭС для установки непосредственного водоразбора, состоящая из жидкостного термореле и регулирующего клапана с мембранным сервомотором. Сильфон термореле *a* заполнен жидкостью с большим коэффициентом температурного расширения (масло, спирт и др.).

При повышении температуры смешанной воды жидкость в сильфоне расширяется, вызывая перемещение дна сильфона и связанного с ним клапана *b*.

Последний находится между двух сопел. Через верхнее сопло в корпус термореле поступает сетевая вода из подающей линии тепловой сети до регулирующего клапана. Через нижнее сопло сетевая вода отводится из корпуса термо-

реле в линию смешанной воды после регулирующего клапана.

Регулировка положения клапана *b* термореле по отношению к соплам, что необходимо для установки термореле на заданную температуру, производится маховичком *c*.

Камера термореле соединена с мембранной камерой регулирующего органа трубкой *k*. Резиновая мембрана регулирующего органа соединена со штоком регулирующего клапана.

Сверху на клапан действует пружина, стремящаяся закрыть клапан. Открытие клапана происходит за счет усилия, развиваемого мембраной под действием разности давлений в камере термореле и после регулирующего клапана.

Когда температура смешанной воды превышает заданную, под действием температурного расширения жидкости в сильфоне клапан *b* перемещается вверх и прикрывает выходное сечение верхнего сопла в камере термореле. Снижается давление в камере термореле, а вместе с ним и усилие, воздействующее снизу вверх на резиновую мембрану регулирующего клапана.

Под действием пружины регулирующий клапан прикрывается и уменьшается поступление воды из подающей линии тепловой сети. Когда температура смешанной воды снижается ниже заданного уровня, происходит процесс регулирования в обратном направлении.

ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

9-1. ТРАССА И ПРОФИЛЬ ТЕПЛОПРОВОДОВ

Направление теплопроводов (трасса) выбирается по тепловой карте района с учетом материалов геодезической съемки, плана существующих и намечаемых надземных и подземных сооружений, данных о характеристике грунтов и высоте стояния грунтовых вод. Следует стремиться к прокладке магистральной трассы по району наиболее плотной тепловой нагрузки, к наименьшей длине теплопровода и минимальному объему работ по сооружению сети.

Теплопроводы, как правило, должны прокладываться на городских проездах и площадях прямолинейно, параллельно оси проезда или линии застройки. Магистральные теплопроводы должны, как правило, прокладываться по одной стороне проезда. Весьма нежелательно перебрасывать трассу магистрального теплопровода с одной стороны проезда на другую.

При проектировании подземных теплопроводов следует выбирать минимальное количество камер. Камеры должны сооружаться только в пунктах, требующих надзора и обслуживания (места расположения сальниковых компенсаторов, задвижек, дренажей и т. п.). Для сокращения количества камер рекомендуется применять естественную компенсацию, осевые скользящие компенсаторы с большим ходом или сдвоенные компенсаторы.

При выборе типа теплопровода следует руководствоваться в первую очередь стремлением к бесперебойному теплоснабжению, легкому обслуживанию и быстрой ликвидации аварий. Вопрос о выборе типа теплопровода (надземный или подземный) решается по местным условиям с учетом технико-экономических соображений.

В большинстве случаев надземным теплопроводам отдается предпочтение при высоком уровне грунтовых и внешних вод, большой густо-

те существующих подземных сооружений на трассе проектируемого теплопровода, сильно пересеченной оврагами местности и пересечении многоколейных железнодорожных путей. В остальных случаях теплопроводы сооружаются подземного типа.

Глубина заложения теплопровода от перекрытия до поверхности земли обычно принимается 0,5—1,0 м. Пересечение теплопровода с другими подземными сооружениями должно, как правило, проходить на разных уровнях. Сближение с другими подземными сооружениями в местах пересечения должно быть таким, чтобы была исключена возможность вредного действия одной прокладки на другую в отношении температурного режима или повреждений при производстве работ и авариях.

При пересечении проездов или железнодорожных путей надземными теплопроводами надо оставлять достаточное расстояние от уровня земли до теплопровода по высоте:

для автотранспорта . . 3,5 м;

для трамвая 4,5 м;

для локомотива . . . 5,55 и 6,4 м

(первая цифра — расстояние от несгораемого строения до головки рельсов, вторая — расстояние от деревянного строения до головки рельсов).

При пересечении надземными теплопроводами железнодорожных путей расстояние от крайней грани мачт до оси железнодорожной колеи выбирают не менее 2,45 м.

Прокладки теплопроводов по наружным стенам жилых и промышленных зданий следует избегать, так как это портит архитектуру зданий и ухудшает освещенность их.

Для облегчения опорожнения и дренажа теплопроводы прокладывают с уклоном к горизонту. Минимальная величина уклона водяных сетей принимается равной 0,002. Направление уклона безразлично. В паровых сетях минимальный

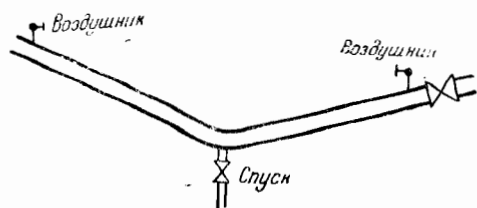


Рис. 9-1. Схема расположения дренажных и воздушных кранов.

уклон принимается равным 0,002 при направлении уклона по ходу пара и 0,01 при направлении уклона против хода пара.

Дренаж воды из водяных сетей осуществляется через дренажные задвижки, устанавливаемые в нижних точках участков теплопровода. Для предупреждения затопления подземного теплопровода дренируемая вода должна отводиться из камеры теплопровода в водосток, канализацию и другие места сброса. При отсутствии в камерах стационарных откачивающих устройств необходимо иметь передвижной насосный агрегат.

На каждом участке теплопровода между секционирующими задвижками в наиболее высоких точках с обеих сторон спускника устанавливаются воздушные краны. Назначение воздушного крана состоит во впуске воздуха в трубопровод при опорожнении его и выпуске воздуха из трубопровода при заполнении водой. Схема расположения дренажных спусков и воздушных кранов показана на рис. 9-1. Пусковой дренаж паропровода имеет назначением спуск и отвод конденсата и воздуха в периоды разогрева. При транспорте влажного пара, кроме пускового, требуется постоянно действующий дренаж. Пусковой дренаж паропроводов осуществляется через патрубки, приваренные к низу паропровода через 200—400 м по длине. При подземных прокладках дренажи устанавливаются, как правило, во всех камерах.

Дренаж линий влажного пара осуществляется в процессе нормальной эксплуатации в попутный конденсатопровод через конденсатоотводчики — подпорные шайбы или конденсационные горшки.

Для защиты паропровода от попадания конденсата из конденсатопровода в период останова паропровода или падения давления пара, после конденсатоотводчиков должны устанавливаться обратные клапаны.

9-2. СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛОПРОВОДОВ И ТИПЫ ПРОКЛАДОК

Современные теплопроводы должны удовлетворять следующим основным требованиям:

1. Высокое и устойчивое в эксплуатационных условиях тепло- и влагосопротивление теплоизоляционной конструкции.

2. Индустриальность и сборность. Возможность изготовления на заводах и стройдворах всех основных деталей, укрупненных до пределов, определяемых типом и мощностью подъемно-транспортных средств. Сборка теплопроводов на трассе из готовых элементов.

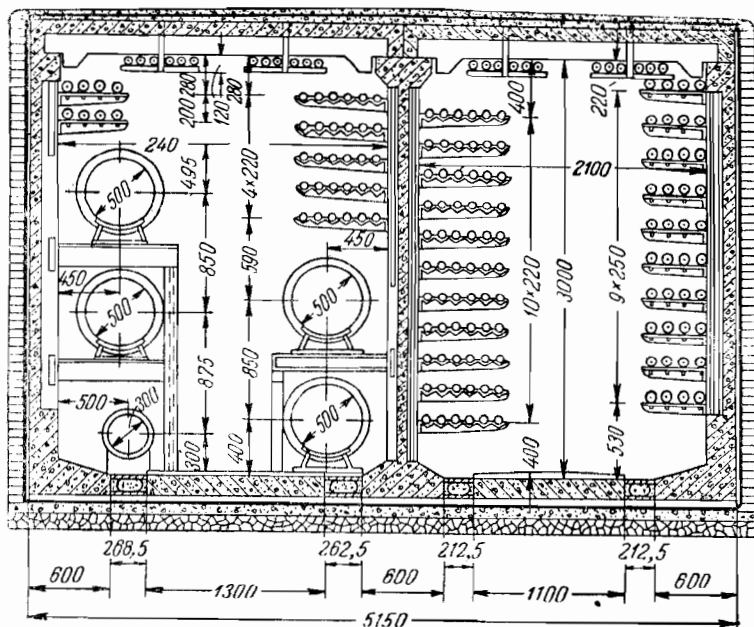
3. Возможность механизации всех трудоемких процессов строительства и монтажа.

Выполнение этих требований необходимо для снижения начальных затрат на сооружение теплопроводов, ускорения их строительства, повышения долговечности тепловых сетей, снижения тепловых потерь и улучшения качества теплоснабжения.

Наиболее распространенным типом прокладки теплопроводов является подземная прокладка.

Область применения надземных прокладок ограничивается обычно участками сложных пересечений со строительными сооружениями или естественными препятствиями (реки, железные дороги) и территориями промышленных площадок, где архитектурные, эстетические и планировочные требования к надземным сооружениям не являются столь сложными, как на улицах городов.

Все конструкции подземных теплопроводов можно разделить на две группы: канальные и бесканальные.



- | | |
|-------------------------|-----------------------------|
| ○ Кабели силовые | ○ Кабели связи |
| — Металлические анкеры | ⊗ Трубы теплосети |
| ⊗ Водопроводная труба | ▨ Железобетон м-170 |
| ▨ Бетон | ▨ Кирпичная защитная стенка |
| ▨ Щебеночная подготовка | — Гидроизоляция |

Рис. 9-2. Двухсекционный коллектор для городских подземных прокладок.

В канальных конструкциях тепловая изоляция разгружена от внешних нагрузок грунта стенками канала. В бесканальных прокладках тепловая изоляция испытывает нагрузку грунта.

Каналы сооружаются проходными, полупроходными и непроходными.

В настоящее время большинство каналов для тепловых сетей сооружается из сборных железобетонных элементов, заранее изготовленных на заводах или специальных полигонах.

Сборка этих элементов на трассе производится при помощи транспортно-подъемных механизмов. Выемка траншей для сооружения подземных тепловых сетей, как правило, производится экскаваторами. Все это позволяет значительно ускорить строительство тепловых сетей и снизить их стоимость.

Основным преимуществом проходных каналов является постоян-

ный доступ к трубопроводам. Проходные каналы позволяют заменять и добавлять трубопроводы, производить ревизию, ремонт и ликвидацию аварий на трубопроводах без разрушения дорожных покрытий и разрытия мостовых. При большом числе труб большого диаметра проходные каналы экономически выгоднее непроходных и требуют меньшей площади в плане для прокладки.

Проходные каналы применяются обычно на выводах от теплоэлектроцентралей и на основных магистралях промплощадок крупных предприятий. В последнем случае в общем проходном канале прокладываются все трубопроводы производственного назначения (паропроводы, водоводы, трубопроводы сжатого воздуха).

В крупных городах целесообразно сооружать проходные каналы (коллекторы) под основными проездами до устройства на этих про-

ездах усовершенствованных дорожных одежд.

В таких коллекторах прокладывается большинство подземных городских коммуникаций: теплопроводы, водопроводы, силовые и осветительные кабели, кабели связи и др. (рис. 9-2).

Габариты проходных каналов выбирают из условия обеспечения достаточного прохода для обслуживающего персонала и свободного доступа ко всем элементам оборудования, требующим постоянного обслуживания (задвижки, сальниковые компенсаторы, дренажные устройства и т. п.). В местах расположения большого количества арматуры могут устраиваться специальные уширения — камеры. Ширина прохода в канале выбирается не менее 900 мм, высота — не менее 2,0 м. Расстояние от стен до поверхности изоляции принимается обычно не менее 150—200 мм для удобства изолировки и обслуживания фланцевых соединений. Через каждые 200—250 м по длине должны быть предусмотрены люки, оборудованные лестницами или скобами для попадания в канал. При сооружении проходных каналов вблизи производственных корпусов предусматривается удобное их соединение с подвалами зданий.

Проходные каналы должны быть оборудованы естественной вентиляцией для поддержания температуры воздуха не выше 30°С, электрическим освещением низкого напряжения (до 36 в), устройством для быстрого отвода воды из канала.

На участках, насыщенных большим количеством трубопроводов с высокой температурой теплоносителя, должна дополнительно сооружаться искусственная вентиляция для снижения температуры воздуха в канале в периоды длительного пребывания людей в нем на время ремонтных работ.

Для отвода воды из канала при опорожнении трубопроводов проходные каналы сооружаются с продольным уклоном не менее 0,002. В пониженных точках устраиваются приемки для воды, сообщающиеся с водостоками или оборудо-

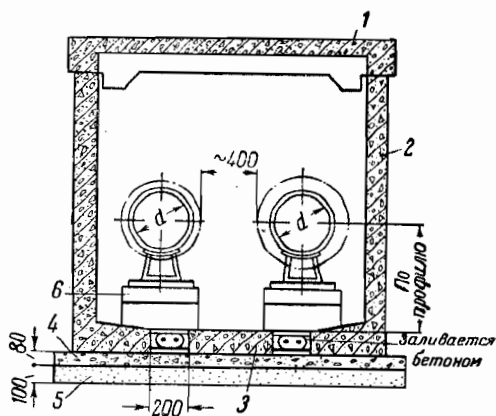


Рис. 9-3. Сборный полупроходной канал из железобетонных блоков.

1 — ребристый блок перекрытия; 2 — стеновой блок; 3 — блок дна; 4 — бетонная подготовка; 5 — щебеночная подготовка; 6 — опорная плита.

ванные насосами для откачки. Пусковые устройства насосов должны быть оборудованы автоматическим или дистанционным управлением. Стены и перекрытия проходных каналов собираются из фасонных железобетонных блоков.

Днище выполняется из железобетонных плит, по длинной стороне которых выпущена стальная арматура в виде петель для стыкования с нижней частью стеновых блоков. После стыкования арматура заполняется цементным раствором. Опорные конструкции для трубопроводов выполняются в виде металлических полок со стойками, изготовленными из балок или швеллеров. Концы стоек жестко защемляются в полу и перекрытии канала. Иногда опорные конструкции выполняются в виде кронштейнов, одним концом заделанных в стену, а другим — связанных со стойками.

В тех случаях, когда сооружение проходных каналов экономически не оправдывается, но должен быть обеспечен постоянный доступ к трубопроводам, целесообразно прокладывать теплопроводы в полупроходных каналах (рис. 9-3).

Габариты полупроходных каналов выбирают из условий прохода по ним человека в полусогнутом состоянии. Высота в свету полупро-

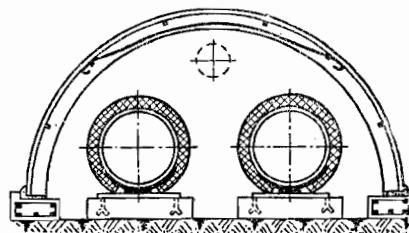


Рис. 9-4. Теплопровод в железобетонном односкорлупном непроходном канале.

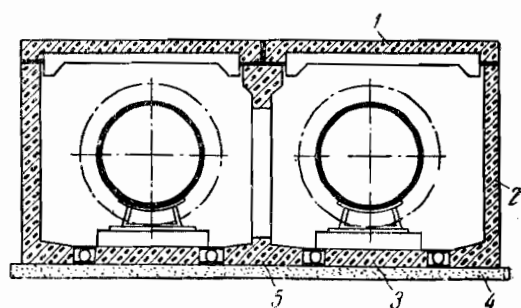


Рис. 9-5. Теплопровод в сборном железобетонном непроходном канале.

1 — блок перекрытия; 2 — стеновой блок; 3 — блок днища; 4 — бетонная подготовка; 5 — средний стеновой блок.

водных каналов выбирается не менее 1400 мм.

По удобству обслуживания полупроходные каналы значительно уступают проходным. В полупроходных каналах можно проводить осмотр трубопроводов и мелкий ремонт тепловой изоляции. Серьезный ремонт, связанный со слесарными и сварочными работами, практически невозможно проводить в полупроходных каналах.

Полупроходные каналы сооружаются обычно только на коротких участках, например при пересечении теплопроводами проездов с усовершенствованными покрытиями.

Большинство теплопроводов прокладывается в непроходных каналах или бесканально.

Все конструкции теплопроводов в непроходных каналах можно разбить на две группы: с воздушным зазором между поверхностью изоляции и стенками канала (рис. 9-4 и 9-5) и без воздушного зазора (рис. 9-6 и 9-8).

Габариты непроходных каналов определяются в основном расстоянием между осями прокладываемых трубопроводов и зазорами между поверхностью тепловой изоляции трубопроводов и строительной конструкцией каналов. Расстояние между осями трубопроводов выбирается из условия обеспечения удобного доступа к сальниковым компенсаторам, фланцевым соединениям и арматуре.

Для сближения осей трубопроводов практикуется установка компенсаторов, арматуры и фланцевых соединений смежных трубопроводов вразбежку. Для уменьшения объ-

ема земляных работ желательно прокладывать каналы возможно ближе к поверхности земли.

Однако в городских условиях из-за пересечений с другими подземными сооружениями расстояние от перекрытия канала до поверхности земли редко удается выдерживать меньше 0,8—1 м.

Перекрытие камер заглубляется на меньшую величину. Широкое применение на практике находят односкорлупные железобетонные каналы, состоящие практически из одного элемента — скорлупы эллиптической или цилиндрической формы (рис. 9-4), а также сборные железобетонные каналы прямоугольной формы (рис. 9-5). Каналы с кирпичными стенками применяются сравнительно редко из-за многодельности и необходимости производства большого объема работ непосредственно на трассе.

Перекрытия каналов выполняются обычно из сборных железобетонных блоков или плит.

В каналах с воздушным зазором тепловая изоляция теплопроводов выполняется обычно подвесной конструкции. Теплоизоляционный слой в виде твердых блоков или мягких матов укладывается на наружную поверхность стальных трубопроводов, предварительно покрытую защитным антикоррозионным слоем. Снаружи изоляционный слой закрепляется металлической сеткой, являющейся несущей конструкцией изоляции. Долговечность тепловой изоляции зависит в основном от состояния несущей конструкции.

Для увеличения долговечности теплопровода несущая конструкция подвесной изоляции (вязальная проволока или металлическая сетка) покрывается сверху оболочкой из некорродирующих материалов или асбоцементной штукатуркой.

В США широко применяются цельноформованные изоляционные изделия в виде полуцилиндрических скорлуп, выполненные из стеклянного волокна (рис. 9-11). Благодаря малому удельному весу и низкому коэффициенту теплопроводности изоляционные оболочки из стеклянного волокна изготавливаются с малой толщиной стенки. Обладая достаточной механической прочностью, они не нуждаются в дополнительной несущей конструкции [Л. 60].

Для того чтобы сделать невозможным сваливание тепловой изоляции с трубопровода, в некоторых конструкциях теплопроводов ликвидирован воздушный зазор между поверхностью тепловой изоляции и стенками канала. В этих конструкциях стенки канала выполняют одновременно роль несущей оболочки для тепловой изоляции.

Применение теплопроводов без воздушного зазора между тепловой изоляцией и стенками канала, равно как и бесканальных прокладок, возможно в условиях, когда тепловая деформация трубопровода происходит только в осевом направлении. На участках, где имеет место боковое перемещение трубопровода при тепловой деформации, должны применяться прокладки в каналах с воздушным зазором.

На рис. 9-6 показана цилиндрическая асбоцементная оболочка конструкции ВТИ — «Красный строитель», а на рис. 9-7 — смонтированный участок теплопровода в этих оболочках [Л. 35]. Асбоцементная оболочка ВТИ — «Красный строитель» состоит из двух концентрических асбоцементных труб.

Наружная труба рассчитана на внешнюю нагрузку грунта и поэтому выполняется с большей толщиной стенки. Внутренняя труба имеет меньшую толщину. Пространство между концентрическими асбоце-

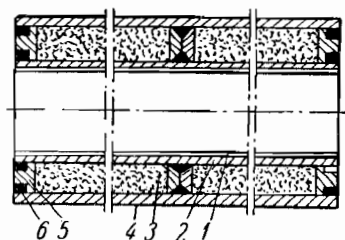


Рис. 9-6. Теплопровод конструкции ВТИ — «Красный строитель» в асбоцементной цилиндрической оболочке.

1 — стальной трубопровод; 2 — внутренняя асбоцементная труба; 3 — минеральная вата; 4 — наружная асбоцементная труба; 5 — торцовое асбоцементное кольцо; 6 — заделка из асбеста и расширяющегося цемента.

ментными трубами заполнено минеральной ватой. С торцов пространство между концентрическими трубами закрыто плоскими кольцевыми дисками. Зазор между плоскими кольцевыми дисками и асбоцементными трубами заделан на растворе из асбеста и расширяющегося цемента. Длина асбоцементных оболочек обычно равна 4 м. Внутренний диаметр оболочки на 10—15 мм больше наружного диаметра стальной трубы. При монтаже теплопровода оболочки, заранее изготовленные на заводе, надеваются на стальную трубу.

Оболочки соединяются при помощи асбоцементных муфт, устанавливаемых на растворе из расширяющегося цемента. Зазор между стальной трубой и асбоцементной оболочкой заделывается со стороны камер асбестовым шнуром для за-

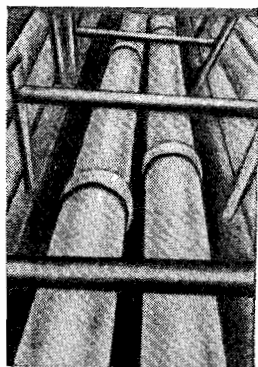


Рис. 9-7. Теплопровод в асбоцементной оболочке в период монтажа.

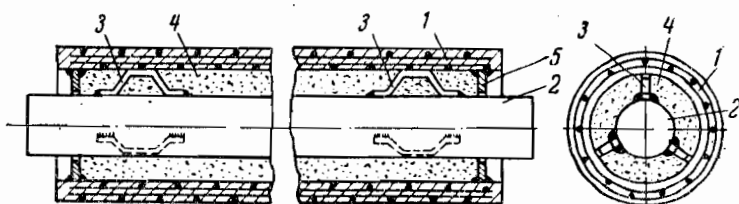


Рис. 9-8. Теплопровод конструкции ВТИ — Мосэнерго в железобетонных центрифугированных трубах.

1 — железобетонная труба; 2 — стальной трубопровод; 3 — опоры теплопровода; 4 — минеральная вата; 5 — торцевые заглушки.

щиты от поступления в этот зазор влажного воздуха из камер.

Преимуществами теплопровода конструкции ВТИ — «Красный строитель» являются: малая тепло- и влагонепроводность, промышленность, сборность, малый вес обло- чки.

Достаточно близка к сборной асбоцементной конструкции разрабо- танная ВТИ и Мосэнерго кон- струкция теплопровода в железобе- тонных центрифугированных трубах (рис. 9-8).

В железобетонную трубу 1 дли- ной 5—6 м, изготовленную заранее на заводе, вставляется стальная труба 2. К стальной трубе приваре- ны опоры 3, центрирующие ее вну- три железобетонной трубы. Зазор между железобетонной и стальной трубами заполняется минеральной ватой. При монтаже теплопровода на трассе железобетонные трубы со вставленными в них отдельными трубами опускаются в канал. Дли- на стальной трубы примерно на 0,5 м больше длины железобетон- ной трубы, поэтому с торцов желе- зобетонной трубы выступают концы стальной трубы длиной порядка 0,25 м. Концы стальных труб сва- риваются, после чего они покрыва- ются тепловой изоляцией из мине- раловатных матов.

Стыковое соединение оболочек выполняется с помощью жесткой железобетонной муфты, которая на-

девается на концы железобетонных труб. Стыковые зазоры между муф- той и наружной поверхностью труб зачеканиваются цементным раство- ром (рис. 9-9).

При прокладке в водонасыщен- ных грунтах применяются железо- бетонные трубы с уступами на кон- цах из металлических цилиндров. Стыковка оболочек производится с помощью стальных муфт или по- лумуфт, привариваемых к уступам (рис. 9-10).

Преимуществами этой конструк- ции являются: промышленность, возможность использования для сооружения теплопроводов железо- бетонных труб серийного заводско- го изготовления.

Недостатками конструкции яв- ляются: большое количество пото- лочной стыковой сварки звеньев труб на трассе, большой вес монти- руемых звеньев теплопровода.

В свое время на практике при- менялись также прокладки тепло- проводов с засыпной изоляцией из минеральной ваты без воздушного зазора, в сборных железобетонных каналах из полуцилиндрических скорлуп.

Из-за большой шовности эти теплопроводы оказались весьма

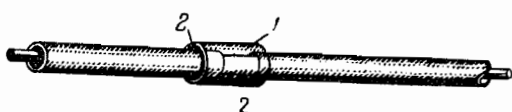


Рис. 9-9. Стык оболочек при помощи же- лезобетонных соединительных муфт.

1 — железобетонная муфта; 2 — зачеканка цемент- ным раствором.

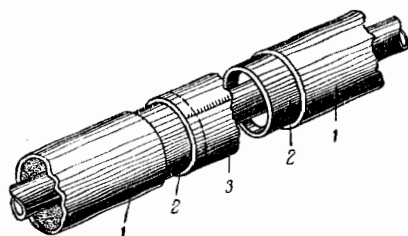


Рис. 9-10. Стыковка оболочек стальными полумуфтами на сварке.

1 — железобетонная оболочка; 2 — стальной уступ; 3 — полумуфта.

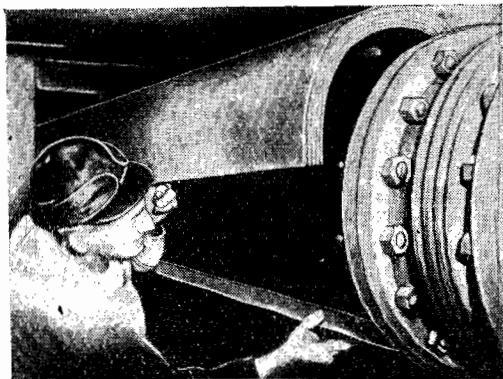


Рис. 9-11. Изоляция трубы скорлупами из стекловолокна.

уязвимыми для поступления влаги из грунта в канал и увлажнения тепловой изоляции. В результате резко интенсифицировалась наружная коррозия стальных трубопроводов.

Для увеличения долговечности теплопроводов и повышения качества теплоизоляционного слоя необходимо перейти от использования минеральной ваты в насыпном виде к применению изделий из минеральной ваты, выполненных в виде матов, обработанных соответствующим образом с целью снижения паро- и влагонепроводности.

Кроме прокладок в каналах, широкое применение на практике находят также бесканальные прокладки.

Все конструкции бесканальных теплопроводов можно разделить на две группы: разгруженные (рис. 9-12 и 9-13) и неразгруженные (например, засыпные).

В разгруженных бесканальных теплопроводах теплоизоляционная конструкция, обладая достаточной механической прочностью, разгружает трубопровод от нагрузки грунта.

В неразгруженных бесканальных прокладках нагрузка грунта передается через тепловою изоляцию на трубопровод.

Теплоизоляционная конструкция бесканальных теплопроводов должна выполняться из материалов, обладающих достаточной механической прочностью и одновременно низкой влагонепроводностью. К сожа-

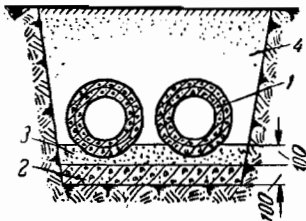


Рис. 9-12. Бесканальный теплопровод в армопенобетонной оболочке конструкции Ленэнерго.

1 — армопенобетонная оболочка; 2 — бетонная подготовка; 3 — песчаная подсыпка; 4 — грунт.

лению, теплоизоляционные конструкции современных бесканальных теплопроводов не полностью удовлетворяют этим требованиям.

Одним из современных разгруженных бесканальных теплопроводов, получившим широкое применение при сооружении тепловых сетей в Ленинграде, является теп-

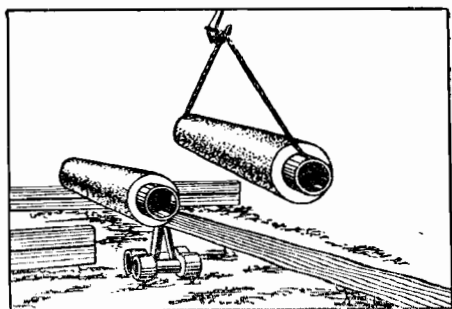


Рис. 9-13. Общий вид трубопровода в армопенобетонной оболочке в заводских условиях.

лопровод конструкции Ленэнерго с оболочкой из армированного автоклавного пенобетона (рис. 9-12, 9-13 и 9-14).

Пенобетон готовится путем смешения цементного раствора с эмульсией из пенообразующих

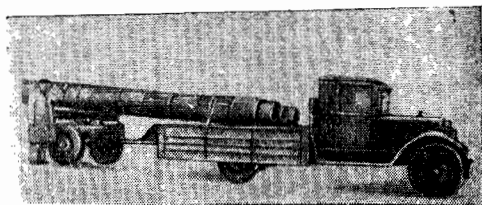


Рис. 9-14. Перевозка трубопроводов, изолированных автоклавным пенобетоном, на трассу.

веществ (столярного клея, канифоли, едкого натра). После схватывания пенобетон образует достаточно прочную ячеистую массу.

Слой пенобетона накладывается на трубы литым способом в заводских условиях. После схватывания пенобетона и пропарки в автоклавах внешнюю поверхность его очищают и оклеивают гидроизоляцией для защиты от поступления в него влаги из грунта. Гидроизоляционный слой выполняется из борулина — рулонного гидроизоляционного материала, изготовляемого из битума и асбеста с добавкой трепела.

Для изготовления пенобетонных оболочек требуется наличие специальной заводской установки. С завода выпускаются трубы, покрытые теплоизоляционной оболочкой и сверху гидроизоляционным слоем. Преимуществом конструкции Ленэнерго является ее индустриальность. Непосредственно на трассе осуществляются только укладка в траншею готовых изолированных звеньев труб, сварка и изоляция стыков.

Недостатком бесканального теплопровода из автоклавного армопенобетона конструкции Ленэнерго является сцепление стальной трубы и теплоизоляционной оболочки, вследствие чего отсутствует независимое перемещение трубы внутри теплоизоляционной оболочки. При изменении температуры теплоносителя происходит перемещение трубы вместе с пенобетонной оболочкой. При этом в трубопроводе развивается осевая сила, равная силе трения на поверхности соприкосновения изоляционной оболочки и грунта, и возникают дополнительные осевые напряжения в стенке.

Недостатком пенобетона как теплоизоляционного материала является повышенная влагопроводность, а при увлажнении коэффициент теплопроводности пенобетона возрастает.

При изготовлении пенобетонных оболочек на заводе необходимо обеспечить надежную сушку их от влаги до покрытия поверхности их гидроизоляцией. При наличии гид-

роизоляции сушка оболочек во время работы теплопровода практически невозможна.

Слабым местом являются стыки оболочек со «скорлупами» из пенобетона, укладываемыми непосредственно на гравии после сварки трубопроводов. Через эти стыки влага из грунта проходит в теплоизоляционный слой.

Неразгруженные бесканальные теплопроводы должны быть, по идее, наиболее простыми и дешевыми конструкциями. Однако до настоящего времени не создано достаточно надежных конструкций неразгруженных бесканальных прокладок.

Одной из перспективных конструкций такого типа является прокладка в засыпных самоспекающихся асфальтиках.

Лабораторными исследованиями, проведенными во Всесоюзном теплотехническом институте в последние годы, установлена возможность практического использования при сооружении подземных теплопроводов новой самоспекающейся теплоизоляции, изготовленной из отечественных материалов, по типу изоляции, известной под названием «Гильсулэйт», нашедшей применение за рубежом. Эта изоляция имеет ряд преимуществ по сравнению с применяющимися в настоящее время, в том числе и с изоляцией из армопенобетона.

Основные преимущества этой изоляции:

а) гидрофобность теплоизоляционного материала как в спекшемся пористом, так и в порошкообразном состоянии;

б) водонепроницаемость и неувлажняемость материала, находящегося после расплавления в вязком состоянии в слое на наружной поверхности трубопровода;

в) сравнительно низкая теплопроводность $\lambda = 0,08 \div 0,1$ ккал/м·ч·град;

г) высокое омическое сопротивление, благодаря чему стальные трубы электрически изолируются от окружающего грунта;

д) невысокая стоимость исходного сырья;

е) простота рабочих операций по изготовлению изоляционной конструкции.

Изготовление самоспекающейся асфальтитовой теплоизоляции на трассе на смонтированных трубопроводах состоит из двух основных операций:

а) засыпка труб в траншее порошкообразным асфальтоизолом (рис. 9-15);

б) нагрев труб теплопровода до температуры плавления асфальтоизола порядка $140—150^{\circ}\text{C}$ и поддержание этой температуры в течение определенного периода порядка 30—40 ч. В результате нагрева непосредственно на поверхности труб образуется плотный слой из расплавленного асфальтоизола, защищающий наружную поверхность трубопроводов от увлажнения и коррозии. За первым плотным слоем образуется второй спекшийся слой, имеющий пористую структуру, который является основным теплоизоляционным слоем. Третий наружный порошкообразный неспекшийся слой асфальтоизола служит дополнительной тепло- и гидроизоляцией.

Таким образом, из порошкообразной засыпки асфальтоизола образуется под действием нагрева трехслойной защитная оболочка, обладающая в нагретом состоянии большой пластичностью и механической прочностью, защищающая трубы от теплотерь, а также от почвенной и электрической (блуждающие токи) коррозии.

Устройство и габариты подземных камер должны обеспечивать удобство и безопасность обслуживания. На рис. 9-16 показано примерное устройство камеры теплопровода. Высота камеры в свету выбирается не менее 1,8—2 м. Глубина камеры выбирается таким образом, чтобы обеспечить свободную высоту между нижней образующей теплопровода и дном камеры не менее 1100 мм. Каждая камера должна иметь не менее двух выходных люков. В течение многих лет камеры сооружались из кирпича, что удо-



Рис. 9-15. Засыпка труб в траншее порошкообразным асфальтоизолом.

рожало и удлиняло сроки сооружения теплопроводов. В последние годы разработаны и освоены в производстве сборные железобетонные элементы для сооружения камер подземных теплопроводов, что несомненно благоприятно скажется на темпах сооружения подземных тепловых сетей.

В строительстве тепловых сетей крупных городов и промышленных районов в послевоенные годы полу-

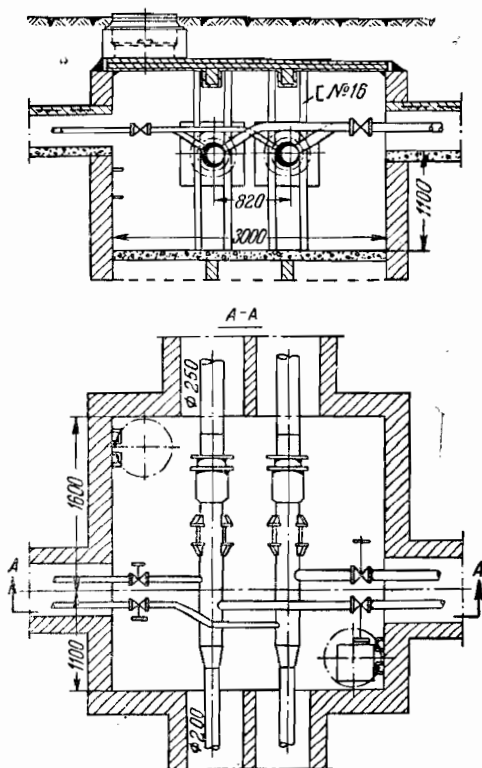


Рис. 9-16. Камера теплопровода.

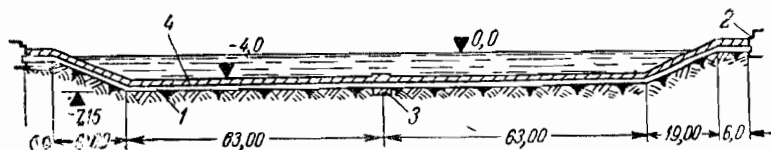


Рис. 9-17. Трасса дюкера.

1 — дюкер; 2 — железобетонный колодец; 3 — бетонный массив; 4 — присыпка песком.

чили применение прокладки в дюкерах и закрытые методы прокладки (без вскрытия грунта).

Представляет интерес дюкер для прокладки теплопроводов по дну Москвы-реки, сооруженный в Москве в 1949 г. (рис. 9-17 и 9-18).

Полностью сваренный дюкер длиной свыше 200 м и диаметром 2,5 м был опущен с поверхности в заранее подготовленное ложе на дне реки. Для того чтобы дюкер не всплыл, на него сверху были надеты чугунные грузы — кольца. Для предохранения от коррозии наружная поверхность дюкера покрыта слоем гидроизоляции. В дюкере имеется проход для обслуживания персонала высотой 2 м и шириной 1 м.

В местах пересечения проездов с интенсивным уличным движением, основных магистральных проездов с усовершенствованными мостовыми или железнодорожного полотна применяются щитовые проходки, прокладки в гильзах, прокладки способом продавливания и др.

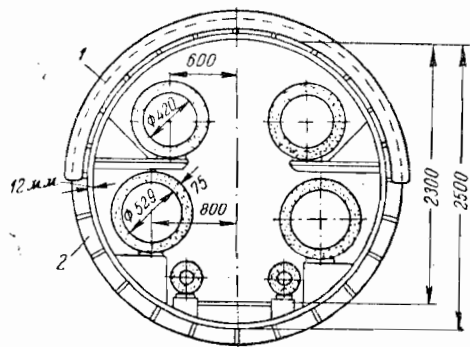


Рис. 9-18. Поперечное сечение дюкера.
1 — пригрузочное кольцо; 2 — кольцо жесткости.

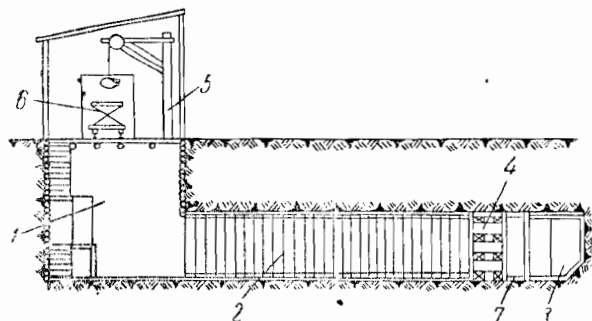


Рис. 9-19. Схема щитовой прокладки.

1 — производственная шахта; 2 — часть уложенного туннеля; 3 — место забоя; 4 — гидравлические домкраты; 5 — кран-укосина; 6 — вагонетка для вывозки грунта; 7 — щит.

Щитовая прокладка (рис. 9-19 и 9-20) сооружается при помощи щита, представляющего собой цилиндрическую сварную оболочку, выполненную из стального листа.

Поступательное движение щита в грунте осуществляется при помощи гидравлических домкратов, упирающихся в выложенный участок туннеля. Для опускания щита в грунт строится специальная нахвата, через которую во время проходки грунт удаляется на поверхность земли. По мере проходки щита в грунте выкладывается цилиндрический туннель из сборных бетонных или железобетонных элементов.

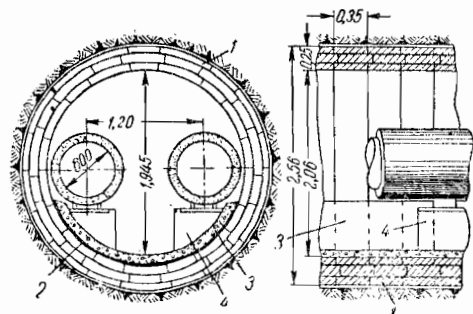


Рис. 9-20. Канал из блоков при щитовой прокладке.

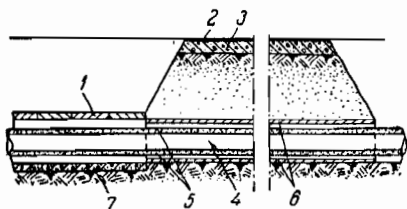


Рис. 9-21. Прокладка теплопровода в гильзах.

1 — железобетонные плиты; 2 — асфальт; 3 — бетонная подготовка; 4 — трубопровод; 5 — изоляция трубопровода; 6 — труба-гильза; 7 — основание канала.

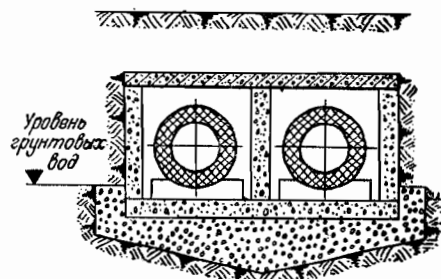
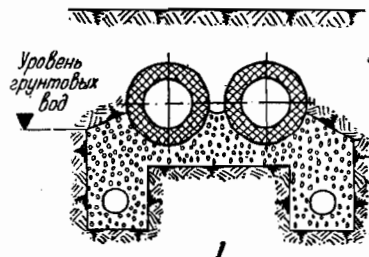
При прокладке в гильзах (рис. 9-21) при помощи мощных гидравлических домкратов в грунт вдавливаются стальная труба. Эта труба в дальнейшем очищается от грунта и используется как оболочка, внутри которой прокладывается изолированный трубопровод.

Одним из основных условий долговечности подземных теплопроводов является защита их от затопления грунтовыми или верховыми водами. Затопление приводит к порче тепловой изоляции и наружной коррозии трубопроводов. Попытки создать герметичные конструкции теплопроводов для прокладки ниже уровня грунтовых вод не дали положительных результатов. Обеспечить герметичность сооружения на большой длине очень трудно. Появление хотя бы одного слабого места в гидроизоляции приводит к затоплению теплопровода. Единственным надежным решением является прокладка продольного дренажа для понижения уровня грунтовых вод. Конструкция самого теплопровода остается в этом случае такой же, как и для сухих грунтов.

На рис. 9-22 показаны некоторые типы дренажных оснований теплопроводов.

При малом дебите и невысоком уровне достаточно применять лишь основание из гравия без дренажных труб (тип II) или с одной трубой при одностороннем поступлении грунтовых вод.

При большом дебите и высоком уровне рекомендуется иметь две дренажные трубы с обеих сторон теплопровода (тип I).



II

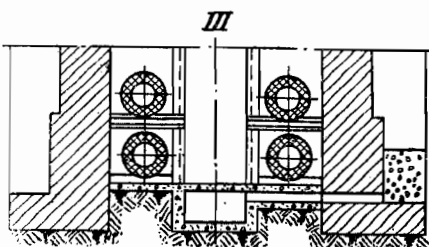


Рис. 9-22. Типы дренажных оснований теплопроводов.

Для проходных каналов дренаж удобно выполнять в виде закрытого лотка внутри канала (тип III). Такой лоток можно легко прочищать.

По длине трассы необходимо предусмотреть через 40—50 м колодцы для прочистки дренажных труб от засорений.

Так как основание камер обычно значительно ниже основания самого теплопровода, то при понижении уровня грунтовых вод до основания теплопровода нижняя часть камер остается в зоне затопления. Укладка продольного дренажа ниже основания камер привела бы к резкому увеличению объема строительных работ и удорожанию сооружения. Более целесообразным является в таких случаях устройство ка-

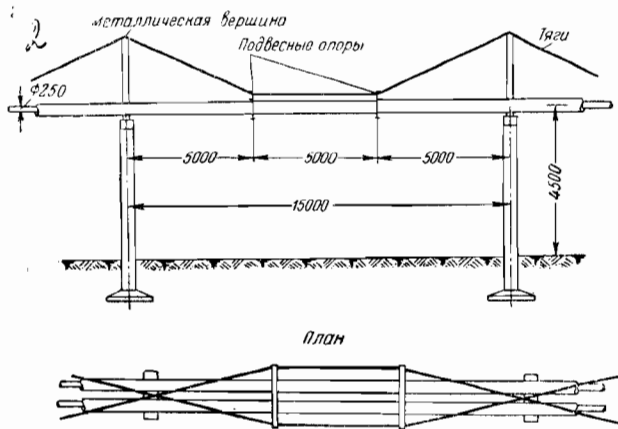


Рис. 9-23. Надземный теплотрасс на железобетонных мачтах.

мер с водонепроницаемым основанием.

Надземные теплотрассы прокладываются на мачтах

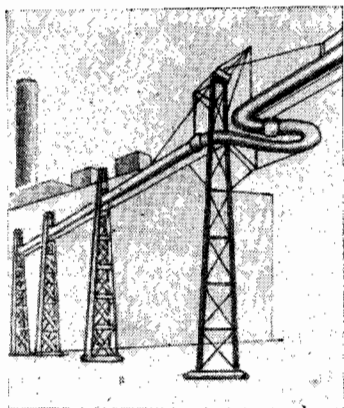


Рис. 9-24. Надземный теплотрасс на стальных мачтах.

(рис. 9-23 и 9-24), кронштейнах (рис. 9-25), эстакадах (рис. 9-26).

Материалы для мачт выбираются в зависимости от типа и назначения прокладки. Наиболее подходящим материалом для мачт стационарных прокладок является железобетон. В местах установки арматуры трубопроводов необходимо предусмотреть приспособление для удобного подъема обслуживающего персонала и безопасного обслуживания арматуры.

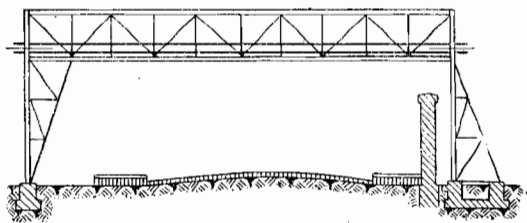
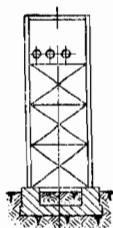


Рис. 9-26. Прокладка теплотрассы по эстакаде.

На рис. 9-23 показан надземный теплотрасс на железобетонных мачтах. Конструкция мачты (рис. 9-27) выполнена из железобетонного остова и металлической вершины, заделанной сверху в тело мачты.

Стальная вершина мачты выполнена из двух согнутых по особой форме и соединенных между собой швеллеров, концы которых заделываются в тело мачты во время бетонирования. Верхняя часть вершины через косынку соединена при помощи шарниров с растяжками промежуточных опор. Натяжение растяжек регулируется гайками на их концах.

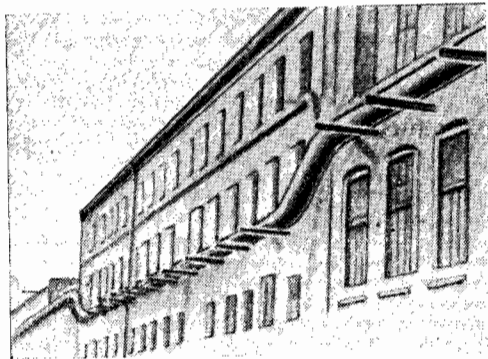


Рис. 9-25. Прокладка теплотрассы на кронштейнах.

Железобетонные мачты особенно целесообразно применять при массовом строительстве тепловых сетей на промышленных площадках, когда рентабельно организовать заводское производство остовов железобетонных мачт. При

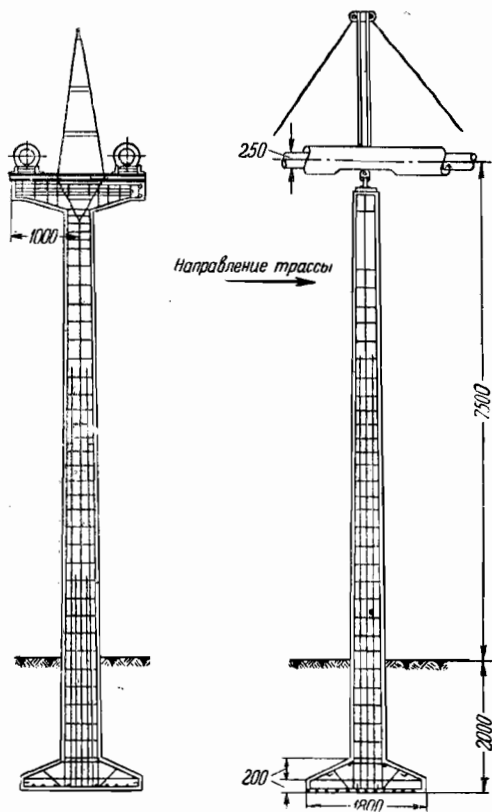


Рис. 9-27. Железобетонная мачта теплопровода.

ограниченном строительстве надземных теплопроводов применяются обычно стальные мачты из профильной стали — швеллеров и уголков (рис. 9-24).

9-3. ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ И КОНСТРУКЦИИ

По тепловым сетям транспортируется теплоноситель, температура которого значительно превышает температуру окружающей среды. Благодаря этому происходит непрерывная утечка тепла от теплоносителя в окружающую среду, представляющая безвозвратные тепловые потери.

Снижение тепловых потерь в окружающую среду достигается путем тепловой изоляции теплопроводов.

При современных масштабах советской теплофикации эта задача имеет большое народнохозяйственное значение.

Так, в 1962 г. отпуск тепла теплоэлектроцентралями Советского Союза составил около 340 млн. Гкал.

При хорошем состоянии тепловой изоляции тепловые потери сетей составляют около 5% от годового отпуска тепла. При этих наиболее благоприятных условиях тепловые потери за 1962 г. должны были составить около 17 млн. Гкал, что эквивалентно 3,0 млн. т у. т.

Хорошее состояние тепловой изоляции теплопроводов имеет исключительное важное значение для экономики теплофикации.

Кроме снижения тепловых потерь, тепловая изоляция облегчает обслуживание оборудования теплопроводов вследствие понижения температуры воздуха в подземных камерах и проходных каналах, а также устраняет опасность ожогов обслуживающего персонала при соприкосновении с горячей поверхностью трубопроводов и арматуры. Одновременно со снижением тепловых потерь уменьшается падение температуры теплоносителя вдоль теплопровода, что повышает качество теплоснабжения.

Тепловая изоляция теплопроводов должна выполняться из материалов, обладающих низкой влажностью и теплопроводностью. С последним качеством материала всегда связан его малый удельный вес.

При увлажнении резко возрастает коэффициент теплопроводности тепловой изоляции.

В качестве иллюстрации на рис. 9-28 показана зависимость $\lambda = f(w)$ для минеральной ваты.

В сухом состоянии минеральная вата с $\gamma = 200 \text{ кг/м}^3$ имеет $\lambda = 0,04 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; при увеличении объемной влажности до 30% — коэффициент теплопроводности минеральной ваты возрастает до $0,12 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$, т. е. увеличивается в 3 раза.

При одной и той же влажности коэффициент теплопроводности изоляционного материала обычно не совпадает с коэффициентом теплопроводности изоляционной конструкции, выполненной из того же материала.

ккал/м·ч·°C

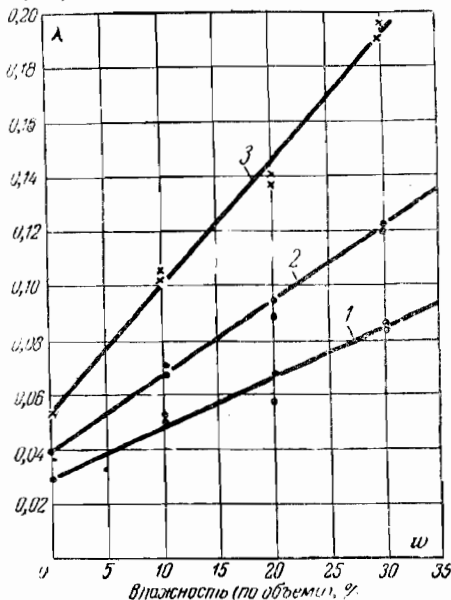


Рис. 9-28. Зависимость коэффициента теплопроводности минеральной ваты от объемной влажности и объемного веса при $t = 20^\circ \text{C}$.

1 — $\gamma_{сух} = 120 \text{ кг/м}^3$; 2 — $\gamma_{сух} = 200 \text{ кг/м}^3$;
3 — $\gamma_{сух} = 350 \text{ кг/м}^3$.

Уплотнение изоляционного материала и применение различного рода добавок при изготовлении конструкции в большинстве случаев приводит к увеличению коэффициента теплопроводности изоляционного слоя.

Из современных теплоизоляционных материалов наиболее подходящими для тепловых сетей являются изделия из минеральной ваты, защищенные битуминировкой от увлажнения. Перспективными изоляционными материалами для бесканальных теплопроводов являются асфальтиты, а также пеностекло с замкнутыми порами и изделия из стеклянного волокна.

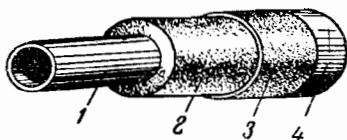


Рис. 9-29. Мастичная тепловая изоляция.

1 — труба с антикоррозийным покрытием; 2 — изоляционная мастика; 3 — штукатурка; 4 — гидроизоляция.

В настоящее время наряду с минеральной ватой применяются и другие изоляционные материалы, главным образом неорганического происхождения: пенобетон, диатомовый кирпич и изделия из диатомита, асбестовые изделия, совелит и пр. Ограниченное применение находят фрезерный торф и торфоплиты. В приложении 19 приведены характеристики теплоизоляционных материалов, применяемых в тепловых сетях.

Коэффициент теплопроводности большинства этих материалов в сухом состоянии находится в интервале $0,04\text{—}0,14 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$. Нижний предел относится к минеральной вате и стекловолкну, верхний — к тяжелым изоляционным материалам (асбозурит, асбест с наполнителями, диатом).

На практике применяются следующие конструкции тепловой изоляции: мастичные (рис. 9-29); подвесные (рис. 9-30 и 9-31), засыпные (рис. 9-6, 9-8), литые (рис. 9-13, 9-14) и оберточные.

Выбор изоляционной конструкции зависит от способа прокладки теплопровода и располагаемых изоляционных материалов.

Мастичные конструкции применяются при изоляции «по горячему», когда в процессе укладки изоляции трубопровод находится в горячем состоянии. Такая конструкция может применяться при надземных прокладках, прокладках в проходных каналах и на абонентских вводах. Во всех этих случаях

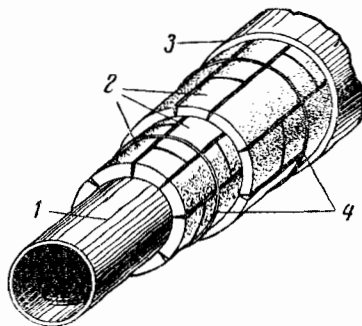


Рис. 9-30. Двухслойная сегментная тепловая изоляция.

1 — труба с антикоррозийным покрытием; 2 — изоляционные сегменты; 3 — асбоцементная корка $\delta = 10\text{—}15 \text{ мм}$; 4 — стяжные кольца из проволоки.

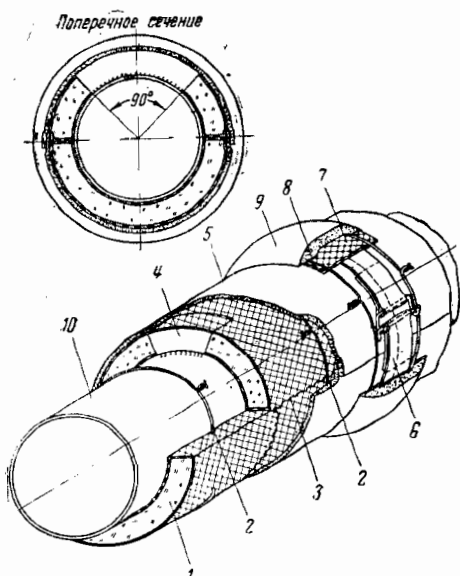


Рис. 9-31. Изоляция трубопроводов прошивными минераловатными скорлупами. 1 — минераловатные скорлупы; 2 — стяжные кольца; 3 — сшивка стыков оболочек; 4 — опора стальная; 5 — защитное покрытие из асбестоцементных скорлуп; 6 — бандаж из кровельной стали; 7 — проволоочная сетка; 8 — кольцо из проволоки; 9 — асбестоцементная штукатурка; 10 — антикоррозионная окраска трубы.

изоляцию можно накладывать во время работы теплопровода, не задерживая окончания строительных работ.

Опыт эксплуатации показывает достаточно высокую долговечность мастичных изоляций при надземных прокладках. В нормальных условиях эксплуатации мастичные изоляции работают в течение многих лет, требуя лишь мелкого текущего ремонта. Однако из-за многодельности и большого объема ручного труда мастичная изоляция находит ограниченное применение в тепловых сетях.

В подземных теплопроводах, сооружаемых в каналах с воздушным зазором, широко применяются подвесные конструкции тепловой изоляции из формованных изделий, скорлуп или матов.

В каналах без воздушного зазора широко применяются засыпные изоляции, главным образом из минеральной ваты.

В разгруженных бесканальных прокладках широко применяются литые конструкции тепловой изоля-

ции главным образом из пенобетона.

Оберточные изоляции выполняются в виде мягких элементов: шлангов, матрацев, полотнищ и др., изготовляемых обычно из асбестовой ткани и заполняемых внутри минеральной ватой, асбестом и другими сыпучими материалами. Оберточные изоляции применяются главным образом для изоляции арматуры, компенсаторов и других фасонных или гибких элементов трубопровода.

В настоящее время во многих городах работают подземные теплопроводы первых лет строительства тепловых сетей с разрушенной тепловой изоляцией. Восстановление тепловой изоляции подземных теплопроводов связано со значительными трудностями, так как для этого требуются вскрытие уличных одежд, выемка грунта, вскрытие каналов, наложение тепловой изоляции, а затем восстановление каналов и уличных одежд. Особенно большие трудности связаны с восстановлением изоляции теплопроводов, проложенных под усовершенствованными мостовыми.

На рис. 9-32 показана принципиальная схема установки, разработанной ВТИ и Теплосетью Ленэнерго для восстановления тепловой изоляции подземных теплопроводов [Л. 158].

Установка состоит из следующих элементов: эжектора 1 с бункером 2 для загрузки изоляции, гибкого шланга 3 для подачи изоляции в канал, передвижного воздушного компрессора 4 и гибкого шланга 5 для подачи рабочего воздуха от компрессора к эжектору.

Сжатый воздух поступает от компрессора в рабочее сопло эжектора. Выходя из сопла эжектора с большой скоростью, воздух засасывает изоляцию, поступающую из бункера в приемную камеру эжектора. Воздушный поток, несущий частицы тепловой изоляции, поступает под небольшим избыточным давлением из эжектора в гибкий шланг, по которому изоляция транспортируется в канал подземного теплопровода.

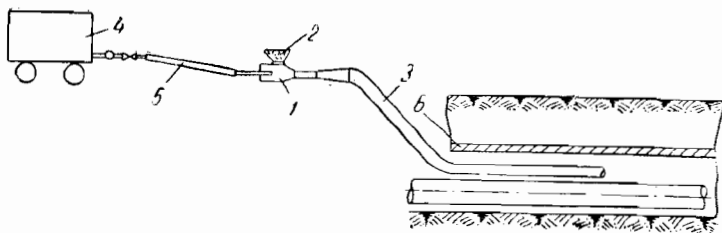


Рис. 9-32. Принципиальная схема установки для заполнения каналов тепловой изоляцией.

1 — эжектор; 2 — бункер; 3 — гибкий шланг для пневмотранспорта; 4 — передвижной компрессор; 5 — гибкий шланг для воздуха; 6 — канал подземного теплопровода.

Состояние тепловой изоляции всех подземных теплопроводов, как канальных, так и бесканальных, сильно зависит от режима работы теплопровода.

Когда теплопровод непрерывно работает, тепловая изоляция, как правило, находится в сухом состоянии. Даже в бесканальных теплопроводах при неблагоприятных влажностных условиях окружающей среды (например, в грунтах повышенной влажности) во время работы теплопровода влага не проникает глубоко в теплоизоляционный слой и сосредоточена вблизи наружной поверхности изоляции.

При выключении теплопровода из работы по мере снижения температуры происходит перемещение влаги с поверхности изоляции к поверхности трубы. Поэтому на долговечности тепловой сети исключительно благоприятно сказывается круглогодичная работа. Опыт показывает, что теплопроводы, работающие круглогодично, находятся в значительно лучшем состоянии,

чем работающие сезонно или периодически.

Источников поступления влаги в теплоизоляционную конструкцию теплопровода может быть несколько. Основные из них: грунтовые воды, поверхностные воды, естественная влага из грунта.

Основным методом защиты подземных теплопроводов от грунтовых вод является продольный дренаж, понижающий уровень грунтовых вод по трассе теплопровода.

Для защиты теплопровода от поверхностных вод в первую очередь необходима планировка поверхности земли над теплопроводом.

Отметка поверхности земли над теплопроводом должна несколько превышать отметку окружающего грунта. Весьма желательно устройство над теплопроводом уличной одежды в виде асфальтового или бетонного покрова. С этой же целью следует придавать поверхности перекрытия каналов уклон к горизонту. При отсутствии над теплопроводом дорожных покрытий целесообразно покрывать наружную поверхность каналов горячим битумом с обклейкой рулонным материалом (рис. 9-33).

В процессе эксплуатации необходимо следить за тем, чтобы по трассе теплопровода не производилось разрывов. В местах эпизодических шурфовок или вскрытий конструкция теплопровода должна тщательно заделываться. На практике имели место случаи, когда места вскрытий являлись в дальнейшем очагами разрушения теплопровода.

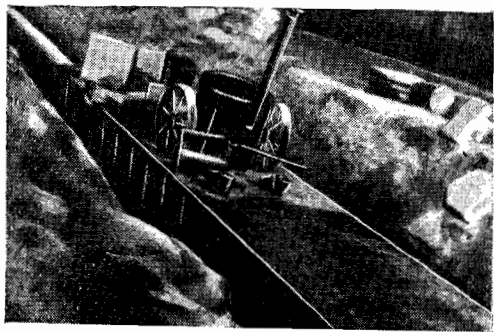


Рис. 9-33. Покрывание битумом наружной поверхности канала при сооружении теплопровода.

Если не принимаются необходимые меры защиты и теплопровод постоянно или эпизодически подтапливается грунтовыми или поверхностными водами, то происходит быстрое разрушение тепловой изоляции, развивается наружная коррозия трубопроводов и резко возрастают тепловые потери.

Однако защита теплопровода от грунтовых и поверхностных вод еще не решает полностью задачу предупреждения увлажнения тепловой изоляции.

Серьезным источником увлажнения тепловой изоляции является естественная влага, содержащаяся в грунте. Эта влага воздействует на теплопровод постоянно и по всей длине прокладки.

В канальных прокладках влага поступает из грунта в канал через наружные стенки.

При наличии воздушного зазора между поверхностью изоляции и стенками канала влага, поступающая в канал, испаряясь, насыщает воздух.

Влажный воздух сам по себе не опасен для тепловой изоляции. Тепловая изоляция, находясь во влажном воздухе, увлажняется весьма медленно, если только не имеет места конденсация влаги.

Значительно быстрее тепловая изоляция увлажняется под воздействием жидкой влаги.

Во время работы в каналах с воздушным зазором устанавливается естественная конвекция воздуха.

Вблизи поверхности тепловой изоляции воздух нагревается, а вблизи перекрытия и у стенок канала он охлаждается.

Если температура перекрытия или стенок канала устанавливается ниже температуры «точки росы», то создаются условия для конденсации влаги из воздуха. Жидкая влага, выпавшая на перекрытии, падает на тепловую изоляцию в виде капель, увлажняя и разрушая тепловую изоляцию. Капли, попавшие на тепловую изоляцию, испаряются. Пары поднимаются вверх, конденсируются на перекрытии и в виде капель опять падают вниз.

Таким образом, во время работы теплопровода в канале устанавливается непрерывная циркуляция влаги, сопровождающаяся конденсацией ее на перекрытии и испарением на поверхности изоляции.

Циркуляция влаги приводит к механическому разрушению тепловой изоляции и значительному росту тепловых потерь в связи с резким увеличением коэффициента теплопроводности мокрого теплоизоляционного слоя, а также повышением коэффициента теплоотдачи на наружной поверхности изоляции и внутренней поверхности перекрытия, поскольку на этих поверхностях изменяется агрегатное состояние воды (испарение и конденсация).

Влага, конденсирующаяся на боковых стенках канала, стекает по стенкам на дно канала и отводится из канала через фильтрующее дно или по дренажному лотку.

При выключении теплопровода из работы происходит остывание тепловой изоляции и понижение температуры воздуха в канале. Снижение температуры теплопровода сопровождается конденсацией влаги на перекрытиях и стенках канала.

В этом случае жидкая влага, падая с перекрытия на тепловую изоляцию, не испаряется. По мере остывания теплопровода влага проникает вглубь тепловой изоляции до наружной поверхности трубопровода.

Для предупреждения разрушительного воздействия влаги на тепловую изоляцию осуществляют следующие мероприятия:

а) понижают влажность воздуха в каналах путем постоянной или эпизодической вентиляции их;

б) выполняют перекрытие каналов таким образом, чтобы жидкая влага с потолка не попадала на тепловую изоляцию, а стекала на стенки канала и по дну канала отводилась наружу.

С этой целью плоские перекрытия каналов должны укладываться со значительным поперечным уклоном к горизонту [Л. 28].

В канальных прокладках без воздушного зазора процесс воздействия влаги на тепловую изоляцию несколько отличается от процесса, наблюдаемого в каналах с воздушным зазором.

При отсутствии воздушного зазора затрудняется циркуляция влаги между тепловой изоляцией и наружными ограждениями.

Влага, поступившая в канал из грунта, находится во время работы теплопровода в основном в наружном слое изоляции, у стенок и перекрытия канала. При выключении теплопровода из работы эта влага перемещается с периферии в глубь тепловой изоляции к трубе.

В условиях непосредственного контакта с грунтом устанавливается равновесие между влажностью грунта и влажностью тепловой изоляции. При этом влажность изоляции тем выше, чем выше влагоемкость ее по сравнению с влагоемкостью грунта. Опыт показывает, что при одинаковых грунтовых условиях, одинаковых изоляционных материалах и идентичных режимах работы теплопроводов влажность тепловой изоляции в каналах без воздушного зазора, а также в бесканальных прокладках, как правило, выше, чем в каналах с воздушным зазором [Л. 149].

Из-за повышенной влажности тепловой изоляции усиливается коррозия стальных трубопроводов, особенно при наличии в теплоизоляционных материалах сернистых соединений и кислот при выполнении тепловой изоляции из диатомовых изделий и асбоцементных материалов, а также при прокладке теплопроводов в загрязненных грунтах и вблизи мест захоронения.

Поэтому бесканальные прокладки, а также канальные прокладки без воздушного зазора, не имеющие надежной защиты тепловой изоляции от увлажнения, не следует прокладывать во влажных грунтах.

9-4. ТРУБЫ И ИХ СОЕДИНЕНИЯ

Техника транспорта тепла предъявляет следующие основные требования к трубам, применяемым для теплопроводов:

1) достаточная механическая прочность и герметичность при имеющихся место давлениях и температурах теплоносителя;

2) эластичность и устойчивость против термических напряжений при переменном тепловом режиме;

3) постоянство механических свойств;

4) устойчивость против внешней и внутренней коррозии;

5) малая шероховатость внутренних поверхностей;

6) отсутствие эрозии внутренних поверхностей;

7) малый коэффициент температурных деформаций;

8) высокие теплоизолирующие свойства стенок трубы;

9) простота, надежность и герметичность соединения отдельных элементов;

10) простота хранения, транспортировки и монтажа.

Все известные до настоящего времени сорта труб одновременно удовлетворяют не всем перечисленным требованиям. В частности, этим требованиям не вполне удовлетворяют стальные трубы, широко применяемые для транспорта пара и горячей воды. Однако высокие механические качества и эластичность стальных труб, а также простота, надежность и герметичность соединений (сварка) обеспечили этим трубам преимущественное применение в установках централизованного теплоснабжения.

Опытно-исследовательские работы, проведенные ВТИ, показывают возможность использования асбоцементных и стеклянных труб для транспорта воды с температурой до 100°С при давлениях до 6 атм на участках, доступных для постоянного обслуживания. Разработана конструкция, обеспечивающая достаточную механическую прочность и герметичность стыкового соединения этих трубопроводов. Преимуществом стеклянных труб по сравнению со стальными является высокая антикоррозионная устойчивость и меньшее гидравлическое сопротивление. Последнее объясняется тем, что внутренняя поверхность

этих труб является практически гладкой.

В ближайшие годы в СССР намечается организация промышленного производства труб из полимерных материалов (полиэтилена и полипропилена). В отличие от других неметаллических труб (асбоцементных и стеклянных) трубы из полимерных материалов могут соединяться на сварке, что значительно упрощает их монтаж и повышает надежность и герметичность. Трубы из полимерных материалов также обладают высокой антикоррозионной стойкостью и имеют более низкую шероховатость по сравнению со стальными трубами.

Полиэтиленовые и полипропиленовые трубы должны вытеснить стальные трубы из установок, где последние подвергаются усиленной коррозии (установки горячего водоснабжения, конденсаторопроводы и др.).

В настоящее время для сооружения тепловых сетей применяются, как правило, стальные трубы.

Для подбора сортамента стальных труб и арматуры для тепловых сетей пользуются шкалой давлений (ГОСТ). В основу построения шкалы давлений положено деление всех трубопроводов на шесть групп в зависимости от температуры транспортируемой среды. Шкала разработана таким образом, что одна и та же труба может применяться для транспорта теплоносителя с любой температурой в пределах от 0°С до 475°С, но при различных давлениях.

В качестве критерия давлений в шкале установлено так называемое «условное давление».

Труба, рассчитанная на какое-либо условное давление, может быть применена для рабочего давления

$$p_{\text{раб}} = \epsilon p_{\text{усл.}} \quad (9-1)$$

Значения коэффициента ϵ в зависимости от температуры транспортируемой среды приведены в табл. 1.

Основными типами стальных труб, применяемых для тепловых сетей, являются: при диаметрах до 400 мм включительно — бесшовные,

Таблица 1
Значения коэффициента $\epsilon = f(t)$

Интервал температур, °С	$0 \leq t \leq 120$	$120 < t \leq 300$	$300 < t \leq 400$
ϵ	1,0	0,8	0,64

Продолжение

Интервал температур, °С	$400 < t \leq 425$	$425 < t \leq 450$	$450 < t \leq 475$
ϵ	0,52	0,415	0,33

горячекатаные; при диаметрах выше 400 мм — электросварные с продольным швом и электросварные со спиральным швом.

Бесшовные стальные трубы изготавливаются из ст. 10 с временным сопротивлением при $t=20^\circ\text{С}$, $\sigma_{\text{в}} = 3600 \text{ кг/см}^2$ и из ст. 20 с временным сопротивлением при $t=20^\circ\text{С}$, $\sigma_{\text{в}} = 4400 \text{ кг/см}^2$.

Электросварные стальные трубы изготавливаются из ст. 3 с временным сопротивлением при $t=20^\circ\text{С}$ $\sigma_{\text{в}} = 3900 \text{ кг/см}^2$. Допускаемое напряжение $[\sigma]$ для этих сталей при $t=20^\circ\text{С}$ составляет около 40% от временного сопротивления и равно соответственно для сталей марок 3, 10 и 20—1 600, 1 500 и 1 800 кг/см². При повышении температуры стенки допускаемое напряжение снижается: в пределах от 20 до 200°С—на 5% на каждые 100 град и в пределах от 200 до 400°С—на 20% на каждые 100 град.

Минимальная толщина стенок бесшовных труб меняется от 2,5 мм при диаметре 32 мм и до 9 мм при диаметре 400 мм.

Электросварные трубы изготавливаются с различными толщинами стенки. В случае, когда максимальное давление в трубопроводе не превышает 16 ат и температура теплоносителя не превышает 150°С, могут применяться трубы с толщиной стенки 6 мм при диаметре 400 мм и 10 мм при диаметре 1 000 мм.

Стальные обыкновенные трубы с резьбой (газовые), как правило, не рекомендуется применять в строительстве тепловых сетей. Удельный расход металла в газовых трубах

больше, чем в стальных трубах других сортов, из-за утолщения стенки, вызываемого резьбой.

Одно из основных преимуществ газовых труб по сравнению со стальными трубами других сортов, заключающееся в наличии у них удобных муфтовых соединений, потеряло свое значение в связи с широким внедрением сварки при строительстве тепловых сетей.

Трубопроводы тепловых сетей соединяются между собой при помощи электрической или газовой сварки. Надежность работы теплопровода зависит от качества сварных соединений. Поэтому строгое выполнение технических условий по производству сварочных работ является обязательным при монтаже тепловых сетей.

Схема трубопроводов, размещение опор и компенсирующих устройств должны быть выбраны таким образом, чтобы суммарное напряжение от всех одновременно действующих деформаций ни в одном сечении трубопровода не превосходило допускаемой величины.

Наиболее слабым местом стальных трубопроводов, по которому следует вести проверку напряжений, являются сварные стыки.

Коэффициент прочности сварных стыков ϕ , представляющий собою отношение допускаемого напряжения стыка к допускаемому напряжению для целой стенки, принимается равным $\phi = 0,8$.

Основные напряжения, возникающие в трубопроводах тепловых сетей, могут быть классифицированы следующим образом:

1. Напряжение растяжения под действием внутреннего давления в двух плоскостях: торцовой плоскости, нормальной к оси трубы, — σ_1 и продольной плоскости, проходящей через ось трубы, — σ_2 .

2. Напряжение изгиба σ_3 под действием собственного веса трубопровода, веса тепловой изоляции и веса теплоносителя.

В надземных теплопроводах возможен также изгиб под действием скоростного напора ветра.

3. Напряжение изгиба σ_4 под действием термической деформации

в гнутых компенсаторах и на участках естественной компенсации.

4. Напряжение от кручения τ под действием термической деформации.

Перейдем к расчету усилий и напряжений, действующих в трубопроводах.

Введем следующие условные обозначения:

p — внутреннее давление в трубопроводе, кг/см^2 или дан/см^2 ;

P — осевая сила, кг или дан ;

M — изгибающий момент, $\text{кг}\cdot\text{см}$ или $\text{дан}\cdot\text{см}$;

M_K — крутящий момент, $\text{кг}\cdot\text{см}$ или $\text{дан}\cdot\text{см}$;

d — наружный диаметр трубы, см ;

d_0 — внутренний диаметр трубы, см ;

δ — толщина стенки трубы, см ;

$f_T = \pi d_0 \delta$ — площадь торцового сечения трубы, см^2 ;

E — модуль упругости первого рода; для стали $E = 2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2 \approx 1,96 \cdot 10^6 \text{ дан/см}^2$;

G — модуль упругости второго рода; для стали $G = 800\,000 \text{ кг/см}^2 \approx 785\,000 \text{ дан/см}^2$;

$J = 0,05 (d^4 - d_0^4)$ — экваториальный момент инерции трубы, см^4 ;

$W = 0,1 \frac{d^4 - d_0^4}{d}$ — экваториальный момент сопротивления трубы, см^3 ;

$J_{\pi} = 0,1 (d^4 - d_0^4)$ — полярный момент инерции трубы, см^4 ;

$W_{\pi} = 0,2 \frac{d^4 - d_0^4}{d}$ — полярный момент сопротивления трубы, см^3 .

σ — напряжение, кг/см^2 или дан/см^2 .

При одновременном действии всех видов деформации: растяжения, изгиба и кручения суммарное максимальное напряжение определяется по формуле

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_p^2 + \sigma_n^2 + 3\tau^2}, \quad (9-2)$$

где σ_p — суммарное напряжение от растяжения под действием внутреннего давления;
 $\sigma_{\text{из}}$ — суммарное напряжение от изгиба,

Суммарное максимальное напряжение не должно превосходить допускаемого для наиболее опасного сечения трубопровода, которым является сварной стык. Следовательно,

$$\sigma_c \leq \varphi [\sigma], \quad (9-3)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение;
 φ — коэффициент прочности сварного стыка.

Напряжение растяжения в трубопроводе под действием внутреннего давления определяется следующим образом.

Осевая сила внутреннего давления, действующая в торцевой плоскости, т. е. в плоскости, нормальной к оси трубы,

$$P_1 = p \frac{\pi d_0^2}{4}. \quad (9-4)$$

Следует иметь в виду, что сила P_1 действует не при всех схемах трубопроводов. На участках, на которых торцовые сечения трубопровода не испытывают реакцию внутреннего давления, сила $P_1 = 0$.

Такие условия имеют, например, место в прямолинейных трубопроводах со скользящими осевыми компенсаторами на концах. Например, схема I рис. 9-46.

Напряжения растяжения в торцевой плоскости трубопровода

$$\sigma_1 = \frac{P_1}{f_{\text{т}}} = \frac{p d_0}{4\delta}. \quad (9-5)$$

Напряжение растяжения в продольной плоскости σ_2 вдвое больше напряжения σ_1 . Это можно установить из следующего расчета. Вырежем из трубопровода цилиндр длиной l и рассмотрим равновесие сил в этом цилиндре. Сила внутреннего давления, действующая на стенки цилиндра, $P_2 = p l d_0$.

Площадь сечения стенок трубы $f_{\text{п}} = 2l\delta$, см². Напряжение растяжения в продольной плоскости

$$\sigma_2 = \frac{P_2}{f_{\text{п}}} = \frac{p d_0}{2\delta}. \quad (9-6)$$

Суммарное напряжение от растяжения под действием внутреннего давления определяется по энергетической теории прочности по формуле

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} - \sigma_1 \sigma_2 = \frac{p d_0}{2,3\delta}. \quad (9-7a)$$

Для участков, на которых $P_1 = 0$,

$$\sigma_p = \sigma_2 = \frac{p d_0}{2\delta}. \quad (9-7b)$$

Из сравнения формул (9-7a) и (9-7b) видно, что в трубопроводах, испытывающих осевую силу внутреннего давления, напряжение в стенке σ_p на 15% меньше, чем в трубопроводах, где эта сила не действует.

Такой, на первый взгляд, парадоксальный вывод объясняется тем, что потенциальная энергия деформации формы, являющаяся по энергетической теории мерой прочности материала, получается меньше, когда напряжение растяжения действует в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях, а не в одной плоскости.

Суммарное напряжение от изгиба определяется по формуле

$$\sigma_{\text{из}} = \sqrt{\sigma_3^2 + \sigma_4^2}. \quad (9-8)$$

Крутящие моменты возникают только в пространственных трубопроводах. В плоскостных трубопроводах крутящие моменты равны нулю.

В этом случае суммарное максимальное напряжение

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_p^2 + \sigma_{\text{из}}^2}. \quad (9-9)$$

Так как $\sqrt{\sigma_p^2 + \sigma_{\text{из}}^2} < \sigma_p + \sigma_{\text{из}}$, то из формулы (9-9) следует, что суммарное напряжение при одновременном действии растяжения и изгиба меньше арифметической суммы напряжений, возникающих в трубопроводе при раздельном действии этих деформаций.

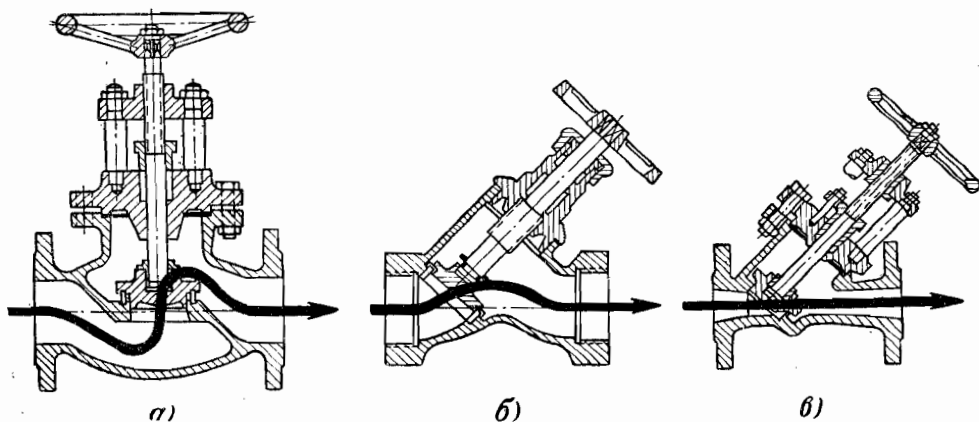


Рис. 9-34. Вентили.

а — нормальный; б — «Косва»; в — прямоточный.

Арматура, фланцы и фасонные части

В качестве запорных и регулировочных органов в тепловых сетях применяются вентили и задвижки. Отличительным признаком вентиля является движение запирающего органа клапанной тарелки перпендикулярно к плоскости закрываемого сечения. У задвижек запирающий орган перемещается параллельно плоскости закрываемого сечения. Вентили являются запорным органом для паропроводов и дренажных устройств. Задвижки применяются обычно в качестве запорных органов для водяных линий. Основным преимуществом вентилей по сравнению с задвижками являются более высокая герметичность запора и простота ремонта. Герметичность вентилей обеспечивается притиркой клапанов к седлу.

Нормальные вентили (рис. 9-34,а) имеют большое сопротивление, вызываемое резким изменением направления движения теплоносителя в корпусе вентиля. Меньшее сопротивление имеют вентили типа «Косва» (рис. 9-34,б). Еще меньшее сопротивление имеют прямоточные вентили (рис. 9-34,в). Сопротивление прямоточных вентилей не превышает сопротивления нормальных задвижек.

Вентили устанавливаются таким образом, что теплоноситель поступает под клапан. Это обеспечивает возможность смены набивки сальника при закрытом вентиле, без спуска теплоносителя из сети. Уплотняющая поверхность запорного органа выбирается в зависимости от рода и параметров теплоносителя. При холодной воде уплотняющая поверхность вентилей выполняется из кожи или резины, при горячей воде — из бронзы или латуни, при насыщенном или перегретом паре — из нержавеющей стали. При установке вентиля должен быть обеспечен надежный дренаж конденсата из его корпуса для того, чтобы при включении паропровода в работу в вентиле не возникло гидравлических ударов, могущих привести к разрушению паропровода.

Основными достоинствами задвижек по

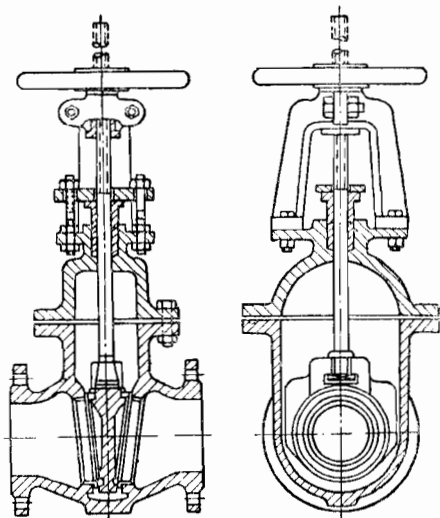
сравнению с вентилями являются сохранение прямолинейного движения теплоносителя и связанные с этим низкое гидравлическое сопротивление и малые габариты по оси трубопровода. Недостатками являются большие габариты в плоскости клапана, трудность обработки уплотняющих поверхностей, меньшая плотность запора. По конструктивному выполнению запорного органа задвижки делятся на клинкетные и шиберные [Л. 5]. В клинкетных задвижках (рис. 9-35,а) запорный диск имеет форму клина, перемещаемого между наклонными уплотнительными кольцами корпуса. В шиберных задвижках (рис. 9-35,б) запорный орган состоит из двух параллельных уплотнительных дисков, расpirаемых при помощи клина, упирающегося в дно корпуса задвижки.

При больших диаметрах задвижек для разгрузки запорного диска при открытии задвижки устраивают обводные трубы — байпасы. Открывая на байпасе задвижку малого диаметра (25—50 мм), выравнивают давление с обеих сторон запорного диска, после чего открытие задвижки не требует больших усилий.

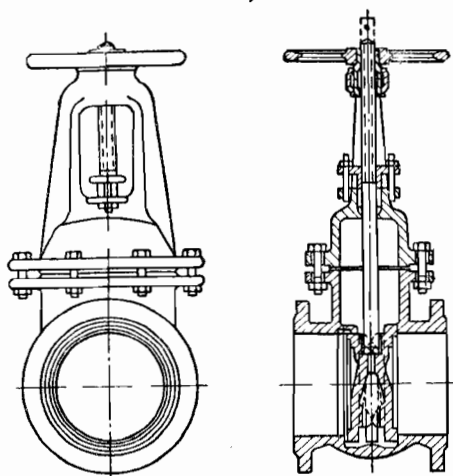
Корпуса вентилей и задвижек выполняются из бронзы, чугуна и стального литья. Бронза применяется только для арматуры малого диаметра (до 25 мм) и при низких температурах теплоносителя (не выше 150°С). При более высоких температурах механическая прочность бронзы резко падает. Чугунная арматура применяется: а) при температуре теплоносителя не выше 250°С; б) при рабочем давлении не выше 8 ат для диаметров до 200 мм. При давлении выше 8 ат, а также при всех диаметрах выше 200 мм независимо от давления рекомендуется применение в тепловых сетях запорной арматуры из стального литья или ковкого чугуна.

Фланцы в тепловых сетях применяются только в местах присоединения арматуры и установки дроссельных приборов (шайб).

Для повышения надежности теплоснабжения следует максимально ограничить количество фланцевых соединений.



а)



б)

Рис. 9-35. Задвижки.
а — клинкетная; б — шиберная.

На трубопроводах повышенного давления и повышенной температуры, таких, как подающие линии водяных сетей и паропроводы повышенного давления, следует переходить на стальную бесфланцевую арматуру, присоединяемую к стальному трубопроводу с помощью сварки.

В тепловых сетях применяются следующие типы фланцев: свободные — на разбортовке или с приварным кольцом (рис. 9-36, а и б); мертвые — плоские на приварке (рис. 9-36, в).

При рабочих давлениях до 6 кг/см^2 на практике применяются фланцы на разбортовке. В этих фланцах соприкасающимися поверхностями фланцевого соединения являются борты трубопроводов. Процесс отбортовки производится в горячем состоянии. Так как при разбортовке стенки трубы вытягиваются, то во избежание силь-

ного ослабления стенки ширина борта делается не больше четырех толщин стенки.

При рабочих давлениях выше 6 кг/см^2 и диаметрах труб не выше 500 мм применяются свободные фланцы с приварным кольцом. Приварка кольца к трубе должна производиться электросваркой во избежание пережога материала трубы. Преимуществом этих фланцев является простота изготовления их. Кольцо и фланец могут быть вырезаны из листового железа и обработаны на простейших механических станках. Производство таких фланцев не требует специального оборудования и может быть налажено на месте монтажа.

Если по каким-либо условиям свободные фланцы не могут быть применены, то при рабочих давлениях до 16 кг/см^2 и диаметре трубопровода до 600 мм могут применяться плоские фланцы на приварке.

Недостаток приварных фланцев заключается в том, что все механические и тепловые напряжения воспринимаются местом сварки, при разрыве которого происходит внезапный разрыв всего соединения.

Приварка фланца к трубе производится с обеих сторон его (с рабочей и затылочной). Между плоскостью фланца и обрезом трубы оставляется зазор, равный толщине стенки трубы, который играет роль фаски. Для предохранения материала трубы от повреждения (пережога) приварка фланцев производится электросваркой.

Независимо от конструкции фланцевого соединения соприкасающиеся плоскости соседних фланцев должны представлять собой совершенно параллельные гладкие плоскости.

Для обеспечения плотности соединения между плоскостями соседних фланцев вводится прокладка. Назначение прокладки заключается в заполнении всех мельчайших неровностей фланцевых поверхностей. Материалом для прокладок в тепловых сетях обычно служит паранит. Толщина прокладки обычно не превышает 2—3 мм. При

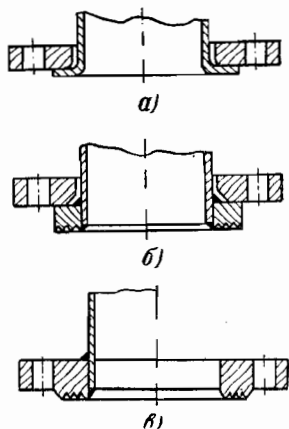


Рис. 9-36. Типы фланцевых соединений.

а — фланец под разбортовку;
б — фланец с приварным кольцом;
в — плоский фланец на приварке.

большей толщине прокладки увеличивается опасность разрыва ее давлением воды или пара.

Все фасонные части (отводы, колена, тройники, крестовины и пр.), применяемые в строительстве тепловых сетей, выполняются обычно гнутыми или сварными. Литые фасонные части весьма нежелательны, так как они увеличивают количество фланцевых соединений и уменьшают эластичность трубопровода.

Преимущество гнутых колен перед сварными заключается в большей эластичности и меньших гидравлических сопротивлениях. Недостатками гнутья являются: промоздкость вследствие увеличенных радиусов изгиба; меньшая механическая прочность вследствие вытягивания стенок трубы с внешней стороны гнутья; опасность засорений сети при гнутье с песком из-за пригорания песка к стенкам трубы и последующего отрыва движущимся теплоносителем пригоревших пленок от стенок трубы.

Гнутые фасонные части (отводы, колена, утки и пр.) следует выполнять, как правило, из бесшовных труб.

Для увеличения механической прочности гнутых колен желательно выбирать для гнутья трубы с увеличенной толщиной стенок по сравнению с нормальными сортаментом. Гнутые колена на участках с естественной компенсацией, подвергающиеся во время работы изгибу, желательно отжигать перед монтажом для уничтожения внутренних напряжений, возникающих при гнутье. Отжиг производится путем нагрева колена в специальной печи до $700-800^{\circ}\text{C}$ (вишневого цвета) и затем медленного охлаждения его до нормальной температуры.

В строительстве тепловых сетей имеют широкое применение сварные колена, которые по своей компактности часто удобнее гнутых колен. Гидравлическое сопротивление сварных колен выше, чем гнутых. Для уменьшения гидравлических сопротивлений сварные колена следует выполнять не менее чем из трех элементов.

Изготовление тройников, крестовин и прочих фасонных частей при помощи сварки очень просто и не требует пояснений.

Штуцера для перехода от большего диаметра к меньшему выполняются путем обсадки труб в горячем состоянии. Комбинированием обсадки и сварки можно получить переходные штуцера любых размеров.

9.5. ОПОРЫ

Опоры являются ответственными деталями теплопровода. Опоры воспринимают усилия от трубопроводов и передают их на несущие конструкции или грунт.

При сооружении теплопроводов применяются опоры двух типов: свободные и мертвые.

Свободные опоры воспринимают вес трубопровода и обеспечивают ему свободное перемещение

при температурных деформациях.

Мертвые опоры фиксируют положение трубопровода в известных точках и воспринимают усилия, возникающие в результате температурных деформаций и внутреннего давления.

Опоры оказывают весьма важное влияние на работу теплопровода. Нередки случаи серьезных аварий из-за неправильного размеще-

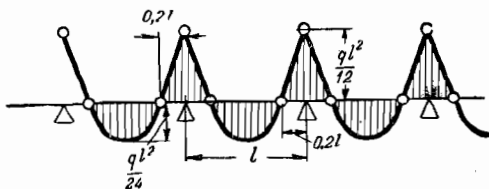


Рис. 9-37. Эпюра изгибающих моментов многопролетного трубопровода.

ния опор, неудачного выбора конструкций или небрежного монтажа.

Весьма важно, чтобы все опоры были нагружены, для чего необходимо при монтаже выверять расстановку их по трассе и положение по высоте. При бесканальной прокладке обычно отказываются от установки свободных опор под трубопроводами во избежание неравномерных просадок, а также дополнительных изгибающих напряжений. В этих прокладках трубы укладываются на нетронутый грунт или тщательно утрамбованный слой песка.

От пролета (расстояния) между опорами зависит изгибающее напряжение, возникающее в трубопроводе, и стрела прогиба.

При расчете изгибающих напряжений и деформаций трубопровод, лежащий на свободных опорах, рассматривается как многопролетная балка. На рис. 9-37 приведена эпюра изгибающих моментов многопролетного трубопровода.

Рассмотрим усилия и напряжения, действующие в трубопроводах.

Примем следующие дополнительные обозначения:

M — силовой момент, $\text{кг} \cdot \text{см}$ или $\text{дан} \cdot \text{см}$;

N — горизонтальное усилие, кг или дан ;

$Q_{\text{в}}$ — вертикальная нагрузка, кг или дан ;

q — удельная нагрузка на единицу длины, кг/см или дан/см .

Максимальный изгибающий момент возникает на опоре. Величина этого момента

$$M_0 = \frac{ql^2}{12} \quad (9-10)$$

где q — удельная нагрузка на единицу длины трубопровода;
 l — длина пролета между опорами, *см*.

Удельная нагрузка q определяется по формуле

$$q = \sqrt{q_v^2 + q_r^2}, \quad (9-11)$$

где q_v — вертикальная удельная нагрузка, учитывающая вес трубопровода с теплоносителем и тепловой изоляцией;

q_r — горизонтальная удельная нагрузка, учитывающая ветровое усилие;

$$q_r = k \frac{w^2}{2g} \cdot \frac{\gamma D}{10^4}, \quad (9-12)$$

w — скорость ветра, *м/сек*;

γ — удельный вес воздуха, *кг/м³* или *дан/м³*;

k — аэродинамический коэффициент, равный в среднем 1,4 — 1,6;

D — наружный диаметр изоляции теплопровода, *см*.

Ветровое усилие должно учитываться только в надземных теплопроводах открытой прокладки.

Изгибающий момент, возникающий в середине пролета,

$$M_{\pi} = \frac{ql^2}{24}. \quad (9-13)$$

На расстоянии 0,2*l* от опоры изгибающий момент равен нулю.

Максимальный прогиб имеет место в середине пролета.

Стрела прогиба трубопровода

$$y = \frac{ql^4}{384EI}, \text{ см.} \quad (9-14)$$

На основании выражений (9-10) определяется пролет между свободными опорами

$$M_0 = \frac{ql^2}{12} = \sigma_3 W, \quad (9-15)$$

откуда

$$l = \sqrt{\frac{12\sigma_3 W}{q}}, \text{ см.} \quad (9-16)$$

При определении расстояния между опорами изгибающее напря-

жение σ_3 не следует принимать выше 350 *кг/см²*, с тем чтобы в случае просадки одной из опор напряжение в трубопроводе не превысило допускаемой величины. В случае просадки одной из опор пролет между опорами возрастет вдвое, а изгибающее напряжение в трубопроводе возрастет в 4 раза и достигнет 1400 *кг/см²*.

Основные данные для определения нагрузок на опоры и расчета пролетов приведены в приложении 20.

Эпюра изгибающих моментов, приведенная на рис. 9-37, показывает, что располагать свободные опоры непосредственно под сварными стыками весьма нежелательно, так как это приводит к большим перенапряжениям. Значительно лучше так располагать опоры, чтобы сварные стыки приходились на расстоянии около 1/3 пролета от опор.

Свободные опоры рассчитываются на прочность по обычным методам теории сопротивления материалов.

Расчетная вертикальная нагрузка на свободную опору принимается равной полуторному весу пролета теплопровода в рабочем состоянии (вес трубы, изоляции и воды). Коэффициент 1,5 вводится из учета возможной просадки одной из опор.

По принципу работы свободные опоры делятся на скользящие и катящиеся (роликовые и катковые) и подвесные.

Типовые конструкции свободных опор приведены на рис. 9-38—9-43.

Горизонтальное усилие, возникающее на свободной опоре, при термической деформации трубопровода зависит от типа опоры.

При скользящих опорах (рис. 9-38) горизонтальное усилие может быть определено по формуле

$$N = Q_v \mu. \quad (9-17)$$

В соответствии со сказанным выше

$$Q_v = 1,5 q_v l, \quad (9-18)$$

где Q_v — расчетная вертикальная нагрузка пролета;

μ — коэффициент трения скольжения.

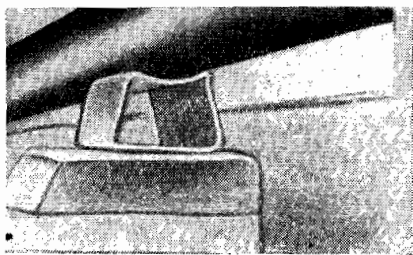


Рис. 9-38. Скользящая опора.

Для расчетов можно принимать следующие значения коэффициента трения скольжения μ :

Сталь по стали	0,4
Сталь по бетону	0,6
Чугун по чугуну	0,35
Чугун по стали	0,35

Горизонтальное усилие, возникающее на свободной опоре роликового типа (рис. 9-40 и 9-44), может быть рассчитано из условия равновесия моментов.

Для того чтобы ролик вращался, необходимо, чтобы момент силы N , создаваемый трубопроводом на поверхности ролика, относительно оси вращения превышал сумму моментов сил трения на поверхности ролика и на поверхностях цапф относительно той же оси:

$$NR \geq Q_B s + Q_B \mu r, \quad (9-19)$$

откуда

$$N \geq Q_B \frac{s + \mu r}{R}, \quad (9-20)$$

где s — плечо (коэффициент) трения качения, $см$;

μ — коэффициент трения скольжения на поверхности цапфы;

r — радиус цапфы, $см$;

R — радиус ролика, $см$.

Плечо трения качения зависит от материала и качества обработки соприкасающихся поверхностей.

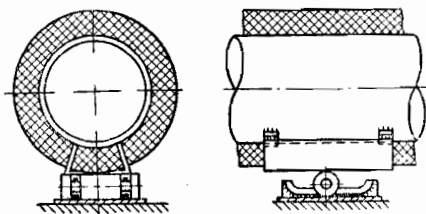


Рис. 9-39. Катковая опора.

При соприкосновении грубо обработанной поверхности стального ролика со стальной поверхностью трубопровода значение плеча трения можно принимать $s=0,05$ $см$.

Снижение величины горизонтальной реакции в роликовой опоре по сравнению со скользящей достигается за счет того, что радиус цапфы меньше радиуса ролика

$$r/R < 1. \quad (9-21)$$

Из всех типов свободных опор наименьшее значение горизонтальной реакции имеют катковые опоры (рис. 9-39). В этих опорах трение скольжения отсутствует. Горизонтальная реакция катковой опоры может быть определена из уравнения моментов действующих сил:

$$2NR = Q_B (s_1 + s_2), \quad (9-22)$$

где s_1 — плечо трения качения при соприкосновении катка с опорной плоскостью, $см$;

s_2 — плечо трения качения при соприкосновении катка с трубопроводом, $см$,

$$N = Q_B \frac{s_1 + s_2}{2R}. \quad (9-23)$$

При выборе типа опор следует не только руководствоваться значениями расчетных усилий, но и учитывать работу опор в условиях эксплуатации.

При прокладках теплопроводов малых и средних диаметров до 350—400 $мм$ в непроходных подземных каналах оправданно применяются скользящие опоры, так как эти опоры дешевле и проще катящихся опор, а силы трения, возникающие на скользящих опорах при небольших диаметрах труб, невелики.

С увеличением диаметров трубопроводов резко возрастают силы трения на опорах, достигая при больших диаметрах многих тонн и даже десятков тонн (приложение 20). Это в свою очередь требует усиления строительных конструкций, на которые передаются горизонтальные реакции опор.

Для уменьшения сил трения на опорах целесообразно при больших

диаметрах трубопроводов применять в непроходных каналах катящие опоры. При установке катящих опор вместо скользящих горизонтальные реакции снижаются в 5—10 раз. Кроме того, при применении катящих опор значительно облегчается монтаж трубопроводов большого диаметра, поскольку снижаются усилия, требуемые для переме-

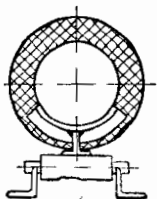


Рис. 9-40. Роликовая опора.

щения монтируемого трубопровода вдоль оси, а также для поворота трубопровода вокруг оси при его стыковке и сварке на месте монтажа.

На рис. 9-45 показано применение катковых опор при прокладке теплопровода в железобетонных оболочках. Катки облегчают перемещение труб вдоль оси и поворот вокруг оси [Л. 100].

Для разгрузки несущих конструкций (мачт, стоек, кронштейнов и пр.) рекомендуется при диаметрах трубопроводов больше 200—250 мм применять катящие опоры при всех типах надземных прокладок, а также в проходных каналах.

При установке роликовых опор (рис. 9-40) весьма важно хорошо центрировать оси цапф в опорных угольниках во избежание заеданий.

Опорные угольники, в которых вращается ролик, привариваются обычно непосредственно к несущей конструкции. При установке катковых опор (рис. 9-39) необходимо обеспечить надежное направление катка для предупреждения перекосов, заеданий и выхода катка из-под трубопровода.

Для предохранения тела труб от истирания при скольжении на опоре, а также для возможности укладки на трубопроводе тепловой

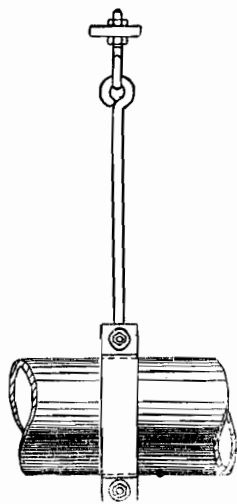


Рис. 9-41. Жесткая подвесная опора.

изоляции в местах установки опор к трубопроводу привариваются высокие стальные подкладки (рис. 9-38).

Для создания непрерывной защитной оболочки на поверхности изоляции необходимо, чтобы верхняя линия опоры не заходила за нижнюю, образующую изоляции. С этой целью высота подкладок, привариваемых к трубопроводу в местах установки опор, выбирается больше толщины изоляции.

В некоторых случаях, когда по условиям размещения трубопроводов относительно несущих конструкций скользящие и катящие опоры не могут быть установлены, применяются подвесные опоры (рис. 9-41). Недостатком подвесных опор являются перекосы и изгибы труб вследствие различных амплитуд поворота подвесок в зависимости от размещения их по трубопроводу. По этой же причине трудно добиться равномерной нагрузки всех подвесных опор. Подвески, расположенные вблизи компенсатора, перегружаются, в то время как подвески, расположенные вблизи мертвой опоры, недогружены.

На участках с подвесными опорами следует применять компенсаторы, нечувствительные к перекосам: естественную компенсацию, П-образные компенсаторы и пр.

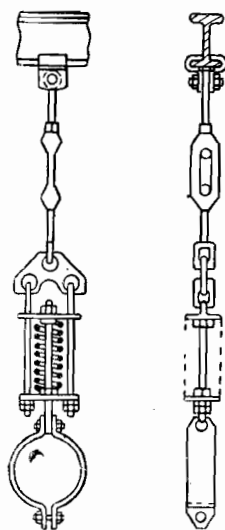


Рис. 9-42. Пружинная подвесная опора.

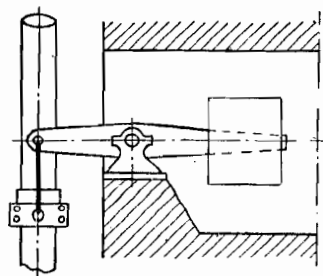


Рис. 9-43. Подвесная опора с контргрузом.

трубу от перенапряжений и перекосов.

Мертвые опоры располагаются между компенсаторами. Усилия, воспринимаемые мертвыми опорами, складываются из неуравновешенных сил внутреннего давления, сопротивления свободных опор и реакций компенсаторов. Эти усилия

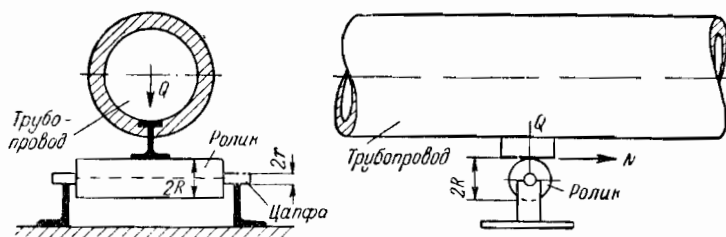


Рис. 9-44. Схема усилий, действующих на роликовую опору.

На этих участках нельзя применять сальниковые компенсаторы.

Подвесные опоры по сравнению со скользящими создают значительно меньшие силы трения.

Для уменьшения перекосов трубопровода желательно длину подвески выбирать возможно большей.

В случае недопустимости перекосов трубы и невозможности применения скользящих опор следует применять пружинные подвесные опоры или опоры с противовесом (рис. 9-42 и 9-43). При удовлетворительном монтаже и правильной регулировке эти опоры работают весьма эластично, разгружая

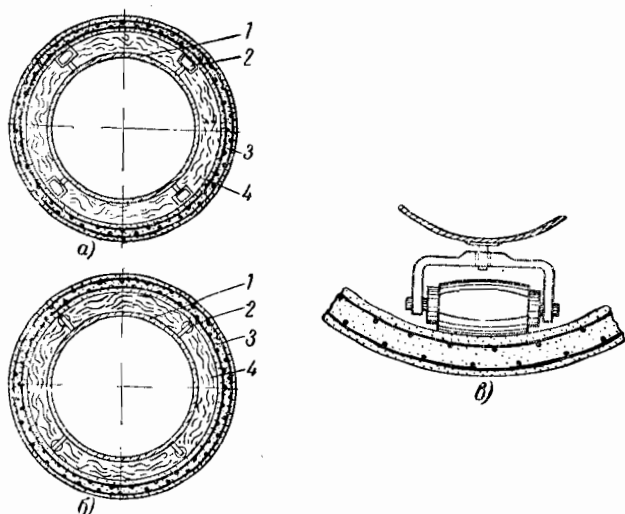


Рис. 9-45. Прокладка теплопроводов большого диаметра на роликовых опорах в железобетонных оболочках. а — нормальное положение роликов; б — положение роликов при повороте трубы; в — деталь роликовой опоры. 1 — стальная труба; 2 — ролик; 3 — железобетонная труба; 4 — тепловая изоляция.

воздействуют на мертвую опору с двух противоположных сторон.

В зависимости от направления усилий они взаимно уравниваются (т. е. вычитаются) или суммируются (арифметически складываются).

Результирующее осевое усилие, действующее на мертвую опору, может быть представлено трехчленом

$$N = apf + \mu q_v \Delta l + \Delta S, \quad (9-24)$$

где p — внутреннее рабочее давление в трубопроводе;

f — площадь внутреннего сечения трубопровода, см^2 ;

a — коэффициент, зависящий от направления действия осевых усилий внутреннего давления с обеих сторон мертвой опоры, что определяется конфигурацией трубопровода и способом компенсации температурных деформаций; при неизменном диаметре трубопровода величина коэффициента a может иметь два значения 0 или 1;

q_v — вес трубопровода с теплоносителем и изоляцией на единицу длины трубопровода;

Δl — разность длин участков трубопровода с обеих сторон мертвой опоры, считая участком расстояние между мертвой опорой и компенсатором, см ;

μ — коэффициент трения на свободных опорах;

ΔS — разность сил трения осевых скользящих компенсаторов или сил упругости гибких компенсаторов с обеих сторон мертвой опоры, кг или дан .

Первое слагаемое представляет собой результирующее осевое усилие внутреннего давления, второе — результирующую реакцию свободных опор, третье — результирующую осевую реакцию компенсаторов.

На рис. 9-46 представлены схемы трубопроводов. Рассмотрим усилия, действующие на мертвую опору.

В схеме I с обеих сторон мертвой опоры A расположены сальни-

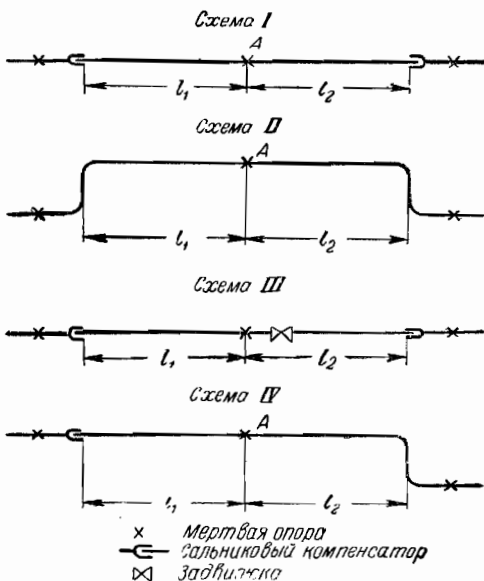


Рис. 9-46. Схемы трубопроводов.

ковые компенсаторы. Так как торцовые сечения участков трубопровода с обеих сторон мертвой опоры A открыты, на рассматриваемый участок трубопровода не передается осевое усилие внутреннего давления ($a=0$).

Первый член формулы (9-24) равен нулю.

В схеме II с обеих сторон мертвой опоры A расположены участки с естественной компенсацией. Так как торцовые сечения рассматриваемого участка закрыты отводами с обеих сторон мертвой опоры A, на них передается осевое усилие внутреннего давления, но эти усилия с обеих сторон мертвой опоры равны и противоположны по знаку, поэтому $a=0$. Следовательно, и для этой схемы первый член выражения (9-24) равен нулю.

В схеме III, так же как и в схеме I, с обеих сторон мертвой опоры расположены сальниковые компенсаторы. Однако в отличие от схемы I на трубопроводе установлена задвижка. При закрытии задвижки с обеих сторон ее могут установиться разные давления, вследствие чего возникает результирующее осевое усилие, направленное в сторону меньшего давления. Наибольшее значение это результирующее осевое усилие полу-

чит тогда, когда с одной стороны задвижки установится полное рабочее давление, а с другой внутреннее давление будет равно нулю. В этом случае коэффициент $a=1$ и результирующее осевое усилие внутреннего давления равно pf .

В схеме IV с одной стороны мертвой опоры А установлен сальниковый компенсатор, а с другой — гнутый (упругий) компенсатор. Осевое усилие внутреннего давления в этом трубопроводе равно pf и направлено от мертвой опоры

с увеличением диаметра. Такая закономерность вызывается снижением величины b с ростом диаметра трубопровода.

Для сальниковых компенсаторов большого диаметра 400—1 200 мм $b=0,25 \div 0,15$, в среднем 0,2.

Для сальниковых компенсаторов меньшего диаметра 100—350 мм величина b изменяется от 0,6 до 0,3.

Ниже приведены значения коэффициента β для стандартных сальниковых компенсаторов, вычисленные по формуле (9-26).

$d, \text{ мм}$	100	150	200	250	300	350	400	600	800	1 000	1 200
β	0,54	0,43	0,39	0,34	0,31	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,14

в сторону упругого компенсатора.

Сила трения в осевых компенсаторах сальникового или манжетного типа (рис. 9-50 и 9-52) может быть определена по формуле

$$S = \pi d^2 p b \alpha \mu = pf\beta, \text{ кг или дан, (9-25)}$$

где d — наружный диаметр стакана компенсатора, практически равный наружному диаметру трубы, см;

$$f = \frac{\pi d^2}{4};$$

b — отношение высоты сальниковой набивки или рабочей высоты манжеты к диаметру трубопровода;

p — рабочее давление в трубопроводе;

α — отношение удельного давления сальниковой набивки или манжеты на поверхность стакана к рабочему давлению. Значение α можно принимать: для сальниковых компенсаторов $\alpha=1,5$; для манжетных компенсаторов $\alpha=1,0$;

μ — коэффициент трения набивки по стакану.

В среднем $\mu=0,15$.

Из равенства (9-25) следует:

$$\beta = 4ba\mu. \quad (9-26)$$

Коэффициент β зависит от диаметра трубопровода, уменьшаясь

Сила трения в манжетных компенсаторах в 1,5—2 раза меньше, чем в сальниковых компенсаторах, вследствие более низких значений коэффициентов b и α .

Из всех усилий, действующих на мертвую опору, наиболее значительным является неуравновешенная сила внутреннего давления pf . По сравнению с этой силой остальные реакции, действующие на мертвую опору, сравнительно невелики.

Для облегчения конструкции мертвой опоры необходимо стремиться к уравниванию осевой силы внутреннего давления внутри трубопровода.

В целях унификации расчетов и стандартизации конструкций мертвых опор принято делить их условно на две группы: неразгруженные и разгруженные.

К первой группе относятся мертвые опоры, воспринимающие осевую реакцию внутреннего давления pf .

Ко второй группе относятся мертвые опоры, на которые осевая реакция внутреннего давления не передается.

Если второй член в формуле (9-24) относительно невелик, что имеет место при $\Delta l \approx 0$, то при сальниковых или манжетных компенсаторах расчетное осевое усилие, воспринимаемое мертвой опорой, может определяться по формулам:

при неразгруженных мертвых опорах

$$N_{\Pi} = (1 + \beta) p f; \quad (9-27)$$

при разгруженных мертвых опорах

$$N_p = \beta p f. \quad (9-28)$$

При установке на трубопроводах линзовых компенсаторов осевая реакция внутреннего давления резко возрастает в связи с тем, что

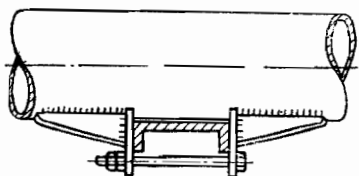


Рис. 9-47. Мертвая опора на горизонтальной балке.

площадь сечения линзы значительно превосходит площадь поперечного сечения трубопровода.

Кроме осевых усилий, мертвые опоры могут быть в отдельных случаях подвержены изгибающим и крутящим моментам, а также радиальным усилиям. Величины этих усилий и моментов определяются в каждом конкретном случае при расчете компенсации.

Мертвые опоры выполняются обычно из железобетона или стали.

В тех случаях, когда несущей конструкцией являются швеллер или балка, чрезвычайно удобна мертвая опора, выполняемая в виде упоров, привариваемых к трубе с обеих сторон несущей балки (рис. 9-47). Такая опора вполне надежна даже при неразгруженных усилиях внутреннего давления. Конструкция опоры проста и легко выполняется на месте монтажа из обрезков листовой стали.

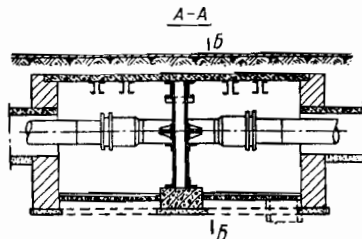
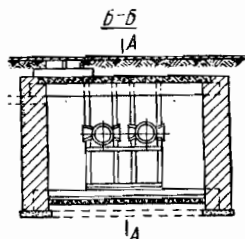


Рис. 9-48. Установка мертвой опоры в камере.

На рис. 9-48 показана установка мертвой опоры в камере. Усилие, воспринимаемое мертвой опорой, передается на вертикальные стойки, концы которых заземлены в основании и перекрытии камеры.

При расположении мертвых опор между камерами, в непроходных каналах или при бесканальной про-

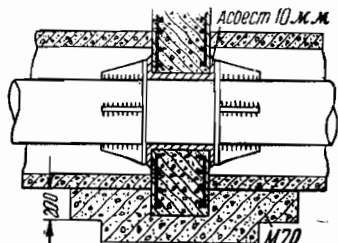


Рис. 9-49. Железобетонная шитовая мертвая опора.

кладке удобны железобетонные шитовые опоры (рис. 9-49). Такая опора представляет собой железобетонную плиту. Конструкция не требует solidных фундаментов, так как нагрузка от нее передается центрально. Вследствие высоких температур теплоносителя нельзя приваривать арматуру плиты к трубопроводу из-за опасности разрушения бетона. С обеих сторон мертвой опоры к трубопроводу привариваются опорные кольца, которые передают усилия трубопровода на мертвую опору через асбестовые прокладки. При прокладке в непроходных каналах плита опирается на скорлупы или стенки канала. При бесканальной прокладке опора закладывается непосредственно в грунт и опирается на него.

Расстояние от мертвой опоры до камеры должно быть выбрано с таким расчетом, чтобы усилия, передаваемые от опоры на грунт, не вызывали в стенке камеры опасных деформаций. Исходя из этого, не следует располагать железобетонные опоры в непосредственной близости от камеры в тех случаях, когда осевое усилие направлено в сторону последней.

При прокладках в слабых с неравномерной плотностью грунтах, где имеется опасность осадки трубопровода, мертвые опоры следует выполнять таким образом, чтобы они не стесняли свободы перемещений трубопровода в вертикальной плоскости.

Пример 9-1. Проверить суммарное напряжение в подающем стальном трубопроводе $\varnothing 800$ мм. Трубопровод электросварной с продольным швом из ст. 3. Рабочая среда — вода. Рабочие параметры: давление $p=16$ кг/см², температура 150°С.

Диаметры трубопроводов 820/804 мм. Наружный диаметр тепловой изоляции 980 мм. Удельный вес изоляции $\gamma=400$ кг/м³. Пролет между свободными опорами $l=14$ м. На трубопроводе установлены сальниковые компенсаторы.

Решение. Удельные вертикальные нагрузки:

вес трубы $q_1=1,6$ кг/см; вес воды $q_2=5,1$ кг/см; вес изоляции $q_3=0,9$ кг/см.

Суммарная удельная вертикальная нагрузка

$$q_v=1,6+5,1+0,9=7,6 \text{ кг/см.}$$

Экваториальный момент сопротивления трубопровода

$$W=3660 \text{ см}^3.$$

Напряжение растяжения от внутреннего давления по формуле (9-76)

$$\sigma_p = \frac{16 \cdot 80,4}{2 \cdot 3,8} = 804 \text{ кг/см}^2 \approx 804 \text{ дан/см}^2.$$

Напряжение изгиба от вертикальной нагрузки по формуле (9-15)

$$\sigma_z = \frac{7,6 \cdot 1400^2}{12 \cdot 3660} = 340 \text{ кг/см}^2 \approx 340 \text{ дан/см}^2.$$

Суммарное напряжение по формуле (9-2)

$$\sigma_c = \sqrt{804^2 + 340^2} = 874 \text{ кг/см}^2 \approx 874 \text{ дан/см}^2.$$

Проверяем допускаемое напряжение с учетом рабочей температуры и ослабления прочности сварного стыка:

$$\varphi[\sigma] = 0,8 \cdot 1600(1 - 0,05 \cdot 1,3) = 1200 \text{ кг/см}^2 \approx 1200 \text{ дан/см}^2, \\ \sigma_c < \varphi[\sigma].$$

9-6. КОМПЕНСАЦИЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ

Компенсация температурных деформаций стальных трубопроводов имеет исключительно важное значение в технике транспорта тепла.

Если в трубопроводе отсутствует компенсация температурных деформаций, то при сильном нагревании в стенке трубопровода возникают большие напряжения, опасные для прочности.

Величина этих напряжений может быть определена по закону Гука

$$\sigma = E i, \quad (9-29)$$

где E — модуль упругости первого рода;

i — относительное сжатие.

При повышении на Δt температуры трубы длиной l удлинение должно составить:

$$\Delta l = \alpha l \Delta t, \quad (9-30)$$

где α — коэффициент линейного удлинения.

Для углеродистой стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ 1/град. Если участок трубы зашпелен и при нагревании не удлиняется, то его относительное сжатие равно:

$$i = \frac{\Delta l}{l} = \alpha \Delta t. \quad (9-31)$$

Из совместного решения уравнений (9-29) и (9-31) находится напряжение сжатия, возникающее при нагреве прямолинейного зашпеленного (без компенсаторов) участка трубопровода

$$\sigma = \alpha E \Delta t. \quad (9-32)$$

Для стали

$$\sigma = 24 \Delta t, \text{ кг/см}^2 \approx 24 \Delta t \text{ дан/см}^2.$$

Как видно из формулы (9-32), напряжение сжатия, возникающее в зашпеленном прямолинейном участке трубопровода, не зависит от диаметра, толщины стенки и длины трубопровода, а зависит только от материала (модуль упругости и коэффициент линейного удлинения) и перепада температур.

Усилие сжатия, возникающее при нагревании в прямолинейном трубопроводе без компенсации, определяется по формуле

$$P = \sigma f = E i f. \quad (9-33)$$

Способы компенсации температурных удлинений, применяемые

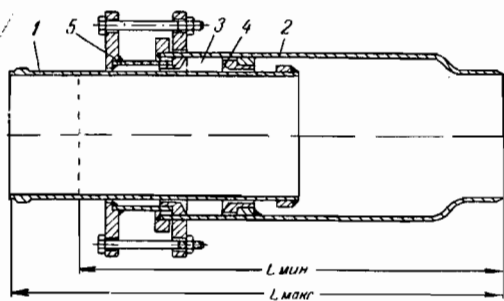


Рис. 9-50. Одинарный сальниковый компенсатор сварной конструкции.

1 — стакан; 2 — корпус; 3 — сальниковое уплотнение; 4 — упорное кольцо; 5 — грундбукса.

в тепловых сетях, весьма разнообразны.

По своему характеру все компенсаторы могут быть разбиты на две группы: осевые и радиальные.

Осевые компенсаторы применяются для компенсации температурных удлинений прямолинейных участков трубопровода.

Радиальная компенсация может быть использована при любой конфигурации трубопровода.

Осевая компенсация

На практике находят применение осевые компенсаторы двух типов: скользящие (сальниковые и манжетные) и упругие.

На рис. 9-50 показан сальниковый компенсатор одинарного типа сварной конструкции.

Между стаканом и корпусом компенсатора располагается сальниковое уплотнение 3. Сальниковая набивка, обеспечивающая плотность, зажимается между упорным коль-

цом 4 и грундбуксой 5. Обычно набивка выполняется из асбестовых прографиченных колец квадратного сечения. Компенсатор непосредственно вваривается в трубопровод, поэтому установка его на линии не приводит к увеличению количества фланцевых соединений.

Для того чтобы предупредить возникновение растягивающих усилий в трубопроводе в случае понижения температуры его ниже температуры монтажа, необходимо при установке компенсатора оставлять достаточный зазор между буртом стакана и упорным кольцом корпуса компенсатора. Перед присоединением сальникового компенсатора к трубопроводу необходимо тщательно выверить линию во избежание перекосов и заеданий стакана в корпусе.

На рис. 9-51 приведен разрез сальникового компенсатора сдвоенного типа сварной конструкции.

Недостатком сальниковых компенсаторов всех типов является сальник, требующий систематического и тщательного ухода в эксплуатации. Набивка в сальниковом компенсаторе изнашивается, теряет со временем упругость и начинает пропускать теплоноситель. Подтяжка сальника в этих случаях не дает положительных результатов, поэтому через определенные периоды времени сальники приходится перебивать. Так как в существующих конструкциях компенсаторов перебивка сальника на ходу невозможна, то трубопровод приходится выключать из работы.

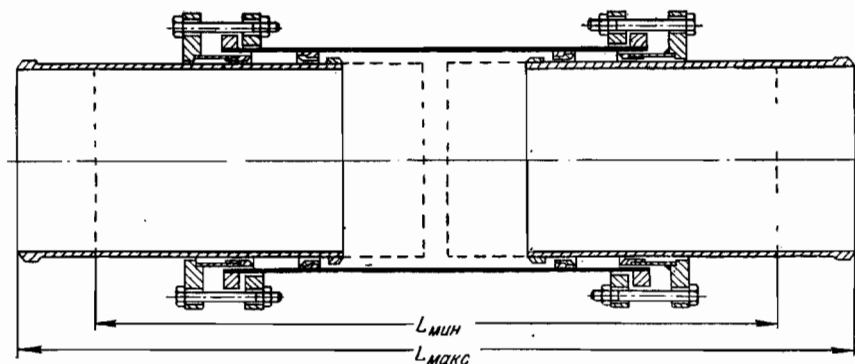


Рис. 9-51. Сдвоенный сальниковый компенсатор сварной конструкции.

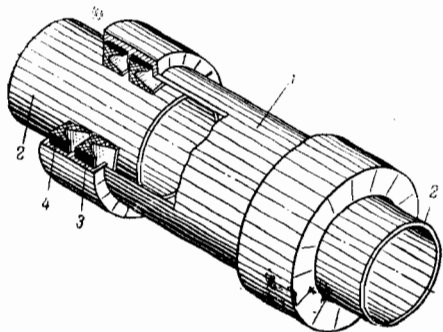


Рис. 9-52. Манжетный компенсатор конструкции А. А. Скворцова (ВТИ).

1 — корпус; 2 — стакан; 3 — рабочая манжета; 4 — резервная манжета.

В течение многих лет в тепловых сетях применялись скользящие компенсаторы только сальникового типа.

В последние годы во ВТИ канд. техн. наук А. А. Скворцовым разработана конструкция манжетного компенсатора (рис. 9-52) [Л. 152].

В манжетных компенсаторах уплотнение достигается за счет «прижима» гибкой манжеты, изготовленной из термостойкой резины, к поверхности стакана компенсатора.

При увеличении давления рабочей среды растет усилие, прижимающее манжету к стакану. В манжетных компенсаторах отсутствуют сальник, грундбукса и затяжное устройство, поэтому они легче и имеют меньшие габариты по сравнению с сальниковыми компенсаторами. Кроме того, сила трения в манжетном компенсаторе значительно меньше, чем в сальниковом. В этом заключается его преимущество по сравнению с сальниковым компенсатором. С другой стороны, применение манжетных компенсаторов требует строгого контроля при монтаже и систематической (через 1—2 года) ревизии в процессе эксплуатации состояния манжет. Это вызывается тем, что смена манжет может производиться только при выключении трубопровода из работы и освобождении его от теплоносителя.

В случае появления больших утечек теплоносителя через манжету прекратить их невозможно без выключения теплопровода из работы. Надежная работа этих компенсаторов возможна только при изготовлении манжет из высококачественной термостойкой резины.

Основным недостатком всех скользящих компенсаторов является утечка теплоносителя при ухудшении состояния уплотнительного устройства (сальника или манжеты) вследствие его износа или старения.

От этого недостатка свободны все типы упругих компенсаторов.

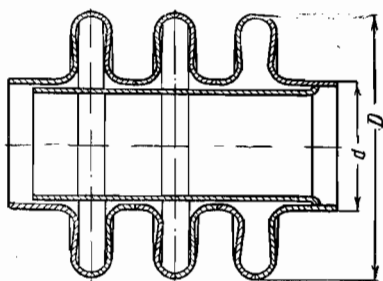


Рис. 9-53. Трехволновой линзовый компенсатор.

В тепловых сетях иногда применяются линзовые компенсаторы, несмотря на относительно небольшую их компенсирующую способность и большую осевую реакцию, передаваемую на мертвые опоры.

На рис. 9-53 приведена конструкция трехволнового линзового компенсатора. Линзовые компенсаторы изготавливаются из листового стали. Для уменьшения гидравлического сопротивления линзовых компенсаторов внутрь корпуса вставляется гладкая труба.

Линзовые компенсаторы сварного типа находят основное применение не трубопроводах низкого давления (до 4—5 атм). При установке на трубопроводах более высокого давления возможно выпучивание волн. Для придания большей жесткости против выпучивания приходится делать линзы из листов большой толщины, что ведет к понижению их компенсирующей способности. Компенсирующая способность линзовых компенсаторов определяется обычно испытанием или берется по данным заводов-изготовителей. Для поглощения больших термических деформаций линзовые компенсаторы выполняются с большим количеством волн.

Осевая реакция линзовых компенсаторов состоит из двух слагаемых:

$$S = S_{\kappa} + S_{\text{дн}}, \quad (9-34)$$

где S_{κ} — осевая реакция от температурной компенсации, вызываемая деформацией волн при термическом расширении трубопровода, кг, или дан:

S_d — осевая реакция, вызываемая внутренним давлением, $кГ$ или *дан*.

Осевая реакция от температурной компенсации может быть определена по формуле

$$S_k = \frac{\Delta}{n} \varepsilon, \text{ кГ}, \quad (9-35)$$

где Δ — тепловая деформация компенсатора, *см*;

n — число волн;

ε — жесткость волны, $кГ/см$ или *дан/см*.

Жесткость волны ε равна осевой усилию, необходимому для сжатия ее на 1 *см*.

Жесткость ε зависит от профиля волны, ее геометрических размеров (наружный и внутренний диаметры, ширины) и толщины стенки компенсатора. Величина ε , как правило, определяется экспериментально.

Осевая реакция внутреннего давления может быть определена по формуле

$$S_d = \varphi \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p_k, \quad (9-36)$$

где D , d — наружный и внутренний диаметры волны, *см*;

p_k — избыточное (сверх атмосферного) давление теплоносителя;

φ — опытный коэффициент, зависящий от геометрических размеров и толщины стенки волны.

В большинстве случаев $\varphi \approx 0,5-0,6$.

Радиальная компенсация

При радиальной компенсации термическая деформация трубопровода воспринимается за счет изгиба специальных эластичных вставок или отдельных участков самого трубопровода.

Последний метод компенсации тепловых деформаций называется естественной компенсацией. Естественная компенсация находит широкое применение на практике. Преимуществами ее над другими видами компенсации являются: простота устройства, надежность, отсутст-

вие необходимости в надзоре и уходе, разгруженность мертвых опор от усилий внутреннего давления.

Недостатком естественной компенсации является поперечное перемещение деформируемых участков трубопровода, требующее увеличения ширины непроходных каналов и затрудняющее применение засыпных изоляций и бесканальных конструкций.

При сооружении теплопроводов следует максимально использовать все естественные повороты и изгибы трубопроводов для компенсации тепловых удлинений. К применению специальных компенсаторов рекомендуется прибегать лишь после использования всех возможностей естественной компенсации.

Расчет естественной компенсации заключается в нахождении усилий и напряжений, возникающих в трубопроводе под действием упругой деформации. Методика расчета базируется на основных законах теории упругости, связывающих величины деформации с действующими усилиями.

Участки трубопровода, воспринимающие температурные деформации при естественной компенсации, состоят из колен и прямых участков. Гнутые колена повышают гибкость трубопровода и увеличивают его компенсирующую способность. Влияние гнутых колен на компенсирующую способность особенно заметно в трубопроводах большого диаметра.

Изгиб кривых участков труб сопровождается сплющиванием поперечного сечения, которое превращается из круглого в эллиптическое.

На рис. 9-54 показана изогнутая труба с радиусом кривизны R . Выделим двумя сечениями ab и cd элемент трубы. При изгибе в стенке трубы с выпуклой стороны возникают растягивающие, а с вогнутой — сжимающие усилия. Как растягивающие, так и сжимающие усилия дают равнодействующие T , нормальные к нейтральной оси.

Под действием сил T поперечное сечение трубы сплющивается и превращается из круглого в эллип-

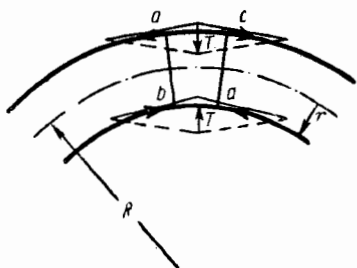


Рис. 9-54. Сплющивание кривой трубы при изгибе.

тическое. При сплющивании жесткость трубы понижается. Коэффициент понижения жесткости трубы вследствие сплющивания определяется по Карману следующей формулой:

$$k = \frac{1 + 12h^2}{10 + 12h^2} \quad (9-37)$$

где h — так называемый коэффициент трубы, который находится по формуле

$$h = \frac{\delta R}{r^2}, \quad (9-38)$$

где δ — толщина стенки трубы;
 R — радиус изгиба оси трубы;
 r — средний радиус поперечного сечения трубы.

Формула (9-37) действительна при значениях коэффициента трубы $h \geq 0,3$.

Кривая значений коэффициента понижения жесткости трубы по Карману приведена на рис. (9-55). Если жесткость прямого участка трубопровода равна EJ кг/см², то жесткость кривого участка трубопровода составит kEJ кг/см².

Для прямой трубы коэффициент понижения жесткости трубы $k=1$. С увеличением диаметра трубы

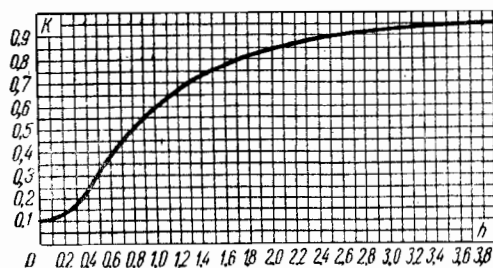


Рис. 9-55. Коэффициент понижения жесткости кривых труб по Карману.

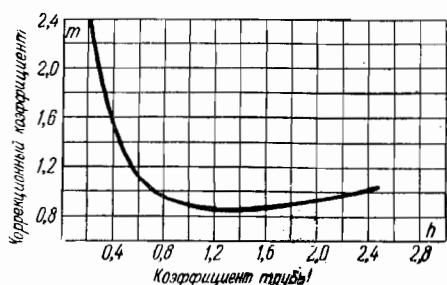


Рис. 9-56. Поправочный коэффициент напряжений изгиба кривых труб.

значение коэффициента понижения жесткости k падает.

Одновременно с переходом круглого сечения трубы в эллиптическое вследствие сплющивания происходит изменение напряжения от изгиба и перераспределение этого напряжения по сечению трубы. Если максимальное напряжение, возникающее при изгибе круглой трубы, обозначить через σ , то максимальное напряжение, возникающее в трубе со сплюснутым сечением, при той же величине деформации составит $m\sigma$, где m — поправочный (коррекционный) коэффициент напряжения.

Поправочный коэффициент напряжения m для гнутых кривых труб по сравнению с прямыми трубами при $0,2 < h < 2$ определяется следующей зависимостью:

$$m = \frac{2}{3k} \sqrt{\frac{5 + 6h^2}{18}} \quad (9-39)$$

Значение поправочного коэффициента m приведено на рис. 9-56.

При малых значениях коэффициента трубы h , т. е. для труб большого диаметра, поправочный коэффициент m достаточно высок, значительно превышает единицу. По мере уменьшения диаметра трубопровода и связанного с этим роста коэффициента трубы h значение поправочного коэффициента m падает. При коэффициенте трубы $h \geq 0,6$ поправочный коэффициент напряжения достигает величины, близкой к единице.

Для определения напряжений и компенсирующей способности симметричных конфигураций трубопроводов, в которых прямая, соединяющая смежные мертвые опоры, со-

впадает с осью трубопровода, удобно пользоваться методом, основанным на теории изгиба кривого бруса.

На основе теории изгиба кривого бруса зависимость между величиной действующего усилия и величиной деформации трубопровода может быть представлена следующим выражением:

$$P = \frac{\Delta EJ}{\int_0^s \frac{y^2 ds}{k}}, \quad (9-40)$$

где P — сила, вызывающая деформацию; направление действия силы определяется прямой, соединяющей неподвижные концевые точки трубопровода (рис. 9-57);

Δ — величина деформации по направлению действующей силы, см;

ds — длина элемента участка, см;

y — расстояние середины элементов участка трубопровода от направления действующей силы, см.

При сложных конфигурациях трубопровода, когда аналитическое определение величины $\int \frac{y^2 ds}{k}$ встречает затруднения, можно применить графический метод.

Вычерчивают в масштабе контур трубопровода и делят периметр его на равные по длине отрезки (рис. 9-57). Длина каждого участка равна ds , а расстояние по перпендикуляру от середины каждого участка до прямой, соединяющей мертвые опоры трубопровода, равно y . Значения k определяются для каждого участка по формуле (9-37).

Сумму $\sum \frac{y^2 ds}{k}$ принимают равной $\int \frac{y^2 ds}{k}$.

Изгибающий момент, возникающий в отдельных элементах трубопровода, может быть найден как произведение силы на расстояние

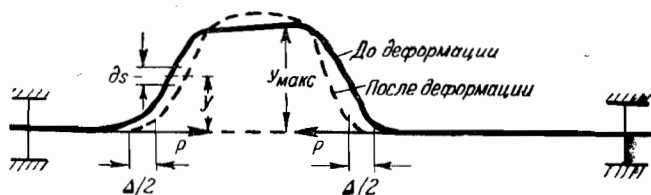


Рис. 9-57. Схема участка с гибким компенсатором.

данного элемента от направления действия силы:

$$M = Py. \quad (9-41)$$

Возникающее в трубопроводе напряжение от продольного изгиба определяется по формуле

$$\sigma = \frac{mM}{W}, \quad (9-42)$$

где m — поправочный коэффициент напряжения для кривых участков; для прямых участков $m = 1$.

После соответствующих преобразований выражение для напряжения от продольного изгиба в элементах трубопровода приводится к виду:

$$\sigma = \frac{\Delta E d y m}{2 \int \frac{y^2 ds}{k}}, \quad (9-43)$$

где d — наружный диаметр трубопровода, см.

Максимальное напряжение возникает в элементе трубопровода, находящемся на наибольшем расстоянии от направления действия силы, т. е. при $y = y_{\text{макс}}$.

Напряжение изгиба в элементе трубопровода, наиболее удаленном от направления силы P , представляется выражением

$$\sigma = \frac{\Delta E d y_{\text{макс}}}{2 \int \frac{y^2 ds}{k}}. \quad (9-44)$$

При заданной величине допускаемого напряжения можно на основании формулы (9-44) получить выражение для компенсирующей способности компенсатора:

$$\Delta = \frac{2\sigma \int_0^s \frac{y^2 ds}{k}}{E d y_{\text{макс}}}. \quad (9-45)$$

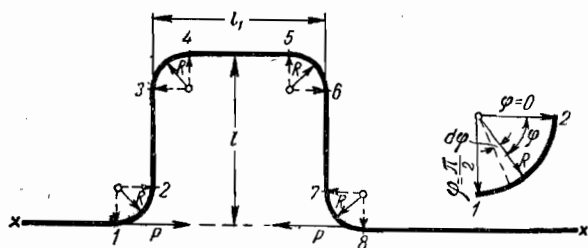


Рис. 9-58. Схема П-образного компенсатора.

При соединении трубопровода на сварке максимальное напряжение при расчете естественной компенсации принимается обычно не выше 1000 кг/см^2 .

Компенсирующая способность компенсаторов может быть увеличена вдвое при предварительной растяжке их во время монтажа на величину, равную половине теплового удлинения трубопровода.

При выводе выражений (9-44) и (9-45) не учитывалось влияние мертвых опор на гибкость компенсатора, что соответствует условиям значительного удаления мертвых опор трубопровода от компенсатора.

При расположении мертвой опоры на расстоянии ближе (8—10) d от компенсатора гибкость компенсатора снижается вследствие передачи на компенсатор момента защемления опоры, действующего в направлении, обратном направлению силы P .

Влияние близко расположенных мертвых опор может быть учтено введением в формулу (9-44) поправочного коэффициента 1,25 для величины максимального напряжения или поправочного коэффициента 0,8 в формулу (9-45) для величины компенсирующей способности.

Рассмотрим применение предлагаемой методики для расчета компенсаторов симметричной формы.

Расчет П-образных компенсаторов

На рис. 9-58 показан П-образный компенсатор.

При тепловом удлинении в трубопроводе возникает сила P , производящая деформацию компенсато-

ра. Направление этой силы совпадает с прямой 1—8, проходящей через мертвые опоры, установленные на трубопроводе.

Для расчета по формуле (9-44) продольных напряжений, возникающих в компенсаторе, необходимо найти

$$\text{значение } \int \frac{y^2 ds}{k}.$$

Для этой цели разобьем компенсатор на ряд участков. Все кривые участки компенсатора, а именно 1—2, 3—4, 5—6 и 7—8, выполнены из труб одного диаметра и имеют одинаковый радиус кривизны, поэтому коэффициент понижения жесткости k для всех кривых участков один и тот же. Все прямые участки компенсатора, а именно 2—3, 4—5 и 6—7, имеют коэффициент понижения жесткости $k=1$.

Найдем значения $\int \frac{y^2 ds}{k}$ для отдельных участков.

Участки 1—2 и 7—8. Длина элемента участка $ds = R d\varphi$. Расстояние центра тяжести элемента от направления силы P $y = R(1 - \sin \varphi)$;

$$\int_0^s \frac{y^2 ds}{k} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{R^3 (1 - \sin \varphi)^2 d\varphi}{k} = 0,35 \frac{R^3}{k}.$$

Участки 3—4 и 5—6. Длина элемента участка $ds = R d\varphi$. Расстояние центра тяжести от направления силы P

$$y = l - R(1 - \sin \varphi);$$

$$\begin{aligned} \int_0^s \frac{y^2 ds}{k} &= \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{1}{k} [l - R(1 - \sin \varphi)]^2 R d\varphi = \\ &= \frac{1}{k} (1,57 R l^2 - 1,14 R l^2 + 0,35 R^3). \end{aligned}$$

Участки 2—3 и 6—7. Участки прямые, поэтому $k=1$. Длина элемента участка $ds = dy$. Расстояние центра тяжести элемента от направления силы P равно y :

$$\begin{aligned} \int_0^s \frac{y^2 ds}{k} &= \int_R^{l-R} \frac{y^2 dy}{k} = \\ &= 0,333 l^3 - l^2 R + l R^2 - 0,666 R^3. \end{aligned}$$

Участок 4—5. Участок прямой:

$$k = 1; \partial s = l_1 - 2R; y = l;$$

$$\int_0^s \frac{y^2 \partial s}{k} = l_1 l^2 - 2Rl^2.$$

Для компенсатора в целом

$$\int_0^s \frac{y^2 \partial s}{k} = \frac{1}{k} [3,14Rl^2 - 2,28R^2l + 1,4R^3] +$$

$$+ 0,67l^3 + l_1 l^2 - 4Rl^2 + 2R^2l - 1,33R^3.$$

Максимальное изгибающее напряжение в П-образном компенсаторе в соответствии с выражением (9-44) представится формулой

$$\sigma = \frac{\Delta Edlm}{A}, \quad (9-46)$$

где

$$A = 2 \left\{ \frac{1}{k} [3,14Rl^2 - 2,28R^2l + 1,4R^3] + 0,67l^3 + l_1 l^2 - 4Rl^2 + 2R^2l - 1,33R^3 \right\}.$$

При предварительной растяжке компенсатора на половину теплового удлинения трубопровода компенсирующая способность определится по формуле

$$\Delta = 2\sigma \frac{A}{Edlm}. \quad (9-47)$$

При установке на компенсаторе жестких сварных (негнутых) колен, в которых сплющивание сечения при изгибе не имеет места ($k=1$; $m=1$), выражение для максимального напряжения приводится к виду:

$$\sigma = \frac{\Delta Edl}{A}, \quad (9-48)$$

где

$$A = 2 (0,67l^3 + l_1 l^2 - 0,86Rl^2 - 0,28R^2l + 0,07R^3).$$

Из выражения (9-48) видно, что при жестких (негнутых) коленах увеличение радиуса кривизны колен приводит к росту напряжения, так как сумма трех последних членов в выражении для A всегда отрицательна. Наименьшие напряжения в компенсаторе с жесткими коленами имеют место при радиусе кривизны $R=0$. В этом случае

$$\sigma = \frac{\Delta Ed}{l(1,34l + 2l_1)}. \quad (9-49)$$

При предварительной растяжке такого П-образного компенсатора на половину теплового удлинения

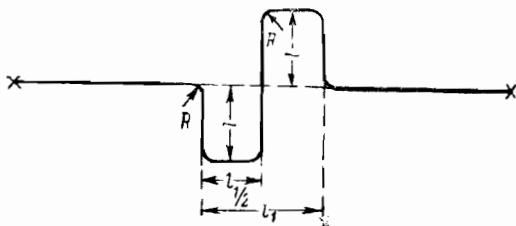


Рис. 9-59. Схема S-образного компенсатора.

теплопровода компенсирующая способность определится формулой

$$\Delta = \frac{2\sigma l(1,34l + 2l_1)}{Ed}. \quad (9-50)$$

Расчет S-образных компенсаторов

На рис. 9-59 показана схема S-образного компенсатора.

Максимальное изгибающее напряжение, а также компенсирующая способность при предварительной растяжке на половину теплового удлинения трубопровода определится по формулам (9-46) и (9-47).

Для S-образных компенсаторов коэффициент A определяется по формуле

$$A = 2 \left\{ \frac{1}{k} [6,28Rl^2 - 4,56R^2l + 2,1R^3] + 1,33l^3 + l_1 l^2 - 8Rl^2 + 4R^2l - 2R^3 \right\}.$$

Расчет омегообразных компенсаторов

Омегообразный компенсатор представляет частный случай П-образного компенсатора, в котором длина прямых участков равна нулю (рис. 9-60). Выражение для расчета напряжений в омегообразном компенсаторе может быть получено из формулы (9-46), если принять $l=l_1=2R$.



Рис. 9-60. Схема омегообразного компенсатора.

В этом случае

$$\sigma = 0,106 \frac{\Delta E d m k}{R^2}. \quad (9-51)$$

При предварительной растяжке омегаобразного компенсатора на половину теплового удлинения теплопровода компенсирующая способность его определится по формуле

$$\Delta = 18,8 \frac{\sigma R^2}{E d m k}. \quad (9-52)$$

Расчет лирообразных компенсаторов

На рис. 9-61 показан лирообразный компенсатор с радиусом кривизны колен R . Напряжение изгиба

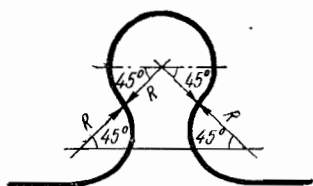


Рис. 9-61. Схема лирообразного компенсатора.

в этом компенсаторе, найденное по общему выражению (9-44), представится следующей формулой:

$$\sigma = 0,0425 \frac{\Delta E d m k}{R^2}. \quad (9-53)$$

Компенсирующая способность лирообразного компенсатора при предварительной растяжке его на половину теплового удлинения теплопровода определится по формуле

$$\Delta = 47 \frac{\sigma R^2}{E d m k}. \quad (9-54)$$

Расчет несимметричных конфигураций

Для расчета напряжений и компенсирующей способности несимметричных конфигураций трубопроводов удобно пользоваться методом фиктивных нагрузок.

Если эпюру изгибающих моментов, действующих на трубопровод, принять за фиктивную нагрузку, то угол поворота любого сечения трубы равен перерезывающей силе фиктивной нагрузки, деленной на

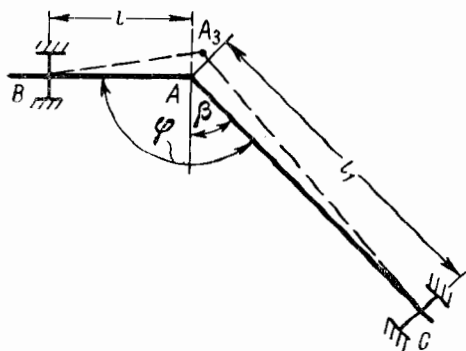


Рис. 9-62. Схема угловой компенсации.

жесткость (EJ), а стрела прогиба равна моменту фиктивной нагрузки, деленной на жесткость.

Для расчета максимального изгибающего напряжения, возникающего в трубопроводе с угловой конфигурацией (рис. 9-62), доц. А. П. Сафоновым выведена следующая формула:

$$\sigma = \frac{1,5 \Delta E d}{l^2 \cos \beta} \left(n + 1 + \frac{n + 3}{n + 1} \sin \beta \right), \quad (9-55)$$

где Δ — удлинение короткого плеча, $см$;

l — длина короткого плеча, $см$;

$n = \frac{l_1}{l}$ — отношение длины длинного плеча к длине короткого;

$\beta = \varphi - 90^\circ$.

При $\varphi = 90^\circ$ или $\beta = 0$

$$\sigma = \frac{1,5 \Delta E d (n + 1)}{l^2}. \quad (9-56)$$

Максимальное напряжение возникает в коротком плече в месте защемления у мертвой опоры.

Приведенные формулы не учитывают:

а) снижения жесткости из-за сплющивания сечения;

б) сопротивления свободных опор.

При несимметричных конфигурациях трубопроводов длины прямых участков обычно значительно превышают радиусы гнутья колен, поэтому учет коэффициента Кармана не приводит к существенным погрешностям.

При применении естественной компенсации важно правильно определить ожидаемое боковое смещение плеч компенсатора и оставить достаточной величины свободный зазор между наружной поверхностью трубопроводов и стенками ограждающих конструкций для того, чтобы обеспечить свободное удлинение трубопровода при нагревании.

Рассмотрим для примера метод определения бокового смещения

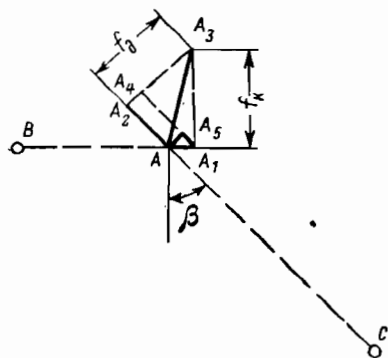


Рис. 9-63. Схема перемещения угла A при компенсации.

труб в угловом компенсаторе. Примем условно неподвижные точки закрепления трубопровода B и C за шарниры (рис. 9-63).

Расчет величины ожидаемого бокового смещения можно определить на основе тригонометрических соотношений.

Максимальное боковое смещение короткого плеча $f_k = A_1A_3$. Величину A_1A_3 легко найти из треугольника $A_1A_4A_3$

$$A_1A_3 = \frac{A_1A_4}{\cos \beta}.$$

Следовательно,

$$f_k = \frac{\Delta(n + \sin \beta)}{\cos \beta}. \quad (9-57)$$

Максимальное боковое смещение длинного плеча

$$f_d = \frac{\Delta(l + n \sin \beta)}{\cos \beta}. \quad (9-58)$$

При прямоугольной схеме компенсации $\beta = 0$, $f_k = n\Delta$ и $f_d = \Delta$.

Пространственные трубопроводы

В пространственных трубопроводах, кроме деформаций, растяжений и изгиба, имеющих место в плоских трубопроводах, возникают деформации кручения.

На рис. 9-64 показана схема пространственного трубопровода. При нагревании трубопровода в плече AB возникает деформация кручения, вызываемая термическим удлинением плеча CD . Аналогичная деформация кручения возникает и в плече CD , вызванная термическим удлинением плеча AB .

Максимальное напряжение кручения возникает в концевых сечениях трубопрово-

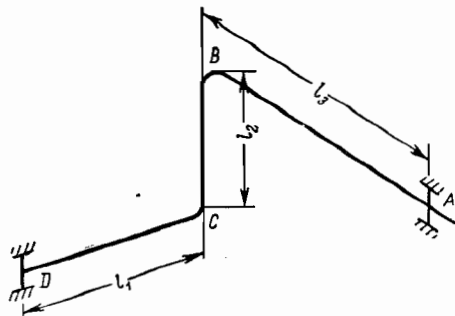


Рис. 9-64. Схема пространственного трубопровода.

дов, на которые передаются крутящие моменты (сечения у отвода B и C) на наружной поверхности трубы и определяется по формуле

$$\tau = Gi_{\text{кр}} \quad (9-59)$$

где G — модуль упругости второго рода;
 $i_{\text{кр}}$ — относительное кручение,

$$i_{\text{кр}} = \varphi \frac{r}{l}, \quad (9-60)$$

где φ — угол поворота сечения трубопровода в радианах;

r — наружный радиус трубы;

l — длина плеча трубопровода.

Так, например, если при нагревании трубопровода (рис. 9-64) участок l_3 удлинится на Δl_3 , то угол поворота крайнего сечения участка DC составит $\varphi = \frac{\Delta l_3}{l_2}$, а относительное кручение крайнего сечения участка DC (вблизи отвода C) будет равно:

$$i_{\text{кр}} = \frac{r \Delta l_3}{l_1 l_2}.$$

Аналогично относительное кручение для сечения B участка AB будет равно:

$$i_{\text{кр}} = \frac{r \Delta l_1}{l_2 l_3},$$

где Δl_1 — термическое удлинение участка l_1 .

Как видно из выражений (9-59) и (9-60), напряжение кручения не зависит от толщины стенки трубопровода.

Величина крутящего момента определяется по формуле

$$M_k = \tau W_k, \quad (9-61)$$

где W_k — полярный момент сопротивления трубы, см^3 .

Компенсационные напряжения в трубчатых теплообменниках

В системах теплоснабжения широко применяются различного рода трубчатые теплообменники с прямыми трубками, за-

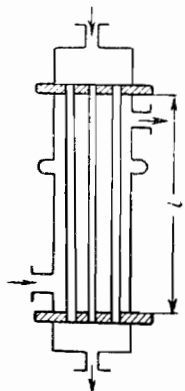


Рис. 9-65. Схема теплообменника с прямыми трубками.

щемленными в трубных досках (рис. 9-65).

При работе в этих теплообменниках возникают напряжения, вызываемые различным температурным удлинением трубок и корпуса в связи с различными их рабочими температурами или различными материалами (разные коэффициенты линейного расширения).

Если при работе теплообменника разность рабочей температуры корпуса и температуры монтажа равна δt_k , а разность рабочей температуры трубного пучка и температуры монтажа равна δt_t , то в теплообменнике возникает разность температурных удлинений, вызывающая деформацию корпуса и трубок

$$\Delta = l(\alpha_k \delta t_k - \alpha_t \delta t_t), \quad (9-62)$$

где l — длина трубок,

α_k и α_t — коэффициенты линейного удлинения корпуса и трубок.

При $\alpha_k \delta t_k > \alpha_t \delta t_t$ корпус сжимается, а трубки растягиваются.

При $\alpha_k \delta t_k < \alpha_t \delta t_t$ знак деформации корпуса и трубок меняется на обратный.

Только при $\alpha_k \delta t_k = \alpha_t \delta t_t$ деформации не возникают.

Для снижения величины температурных деформаций корпуса и трубок на корпус теплообменника иногда устанавливаются линзовые компенсаторы.

В общем случае разность температурных удлинений корпуса и трубок компенсируется за счет деформации корпуса, трубок и линзового компенсатора, т. е.

$$\Delta = \Delta_k + \Delta_t + \Delta_l. \quad (9-63)$$

При деформации в теплообменнике возникает осевая сила P , величина которой может быть определена по уравнению

$$P = \frac{\Delta}{\frac{l}{f_k E_k} + \frac{l}{f_t E_t} + \frac{1}{\epsilon_l}}, \quad (9-64)$$

где Δ — разность температурных удлинений корпуса и трубок, см ;

l — длина трубок, см ;

f_k, f_t — площади поперечных сечений стенок корпуса и трубного пучка, см^2 ;

E_k, E_t — модуль упругости первого рода материала корпуса и трубок;

ϵ_l — жесткость линзы, кг/см или да/см ;

При отсутствии линзового компенсатора $\epsilon_l = \infty$ и последний член в знаменателе превращается в нуль.

Сжимающие или растягивающие напряжения, возникающие в корпусе и трубках, определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_k &= \frac{P}{f_k}; \\ \sigma_t &= \frac{P}{f_t}. \end{aligned} \right\} \quad (9-65)$$

Пример 9-2. Определить максимальное изгибающее напряжение в П-образном компенсаторе, установленном на участке трубопровода длиной 100 м диаметром 529/515 мм. Температура теплоносителя 150° С. Температура монтажа 20° С. При монтаже компенсатор растянут на половину ожидаемого теплового удлинения трубопровода.

Основные размеры компенсатора (рис. 9-58): $l=8$ м; $l_1=18$ м; отводы гнутые $R=2,5$ м.

Решение. Ожидаемое тепловое удлинение трубопровода

$$\Delta_o = \frac{100 \cdot 10^3 \cdot 12}{10^6} (150 - 20) = 15,6 \text{ см.}$$

Расчетная деформация компенсатора

$$\Delta = \frac{\Delta_o}{2} = 7,8 \text{ см.}$$

Коэффициент трубы по формуле (9-38)

$$h = \frac{0,7 \cdot 250}{26 \cdot 1^2} = 0,26.$$

Находим по рис. 9-55 коэффициент Кармана для гнутых отводов: $k=0,15$.

Находим по рис. 9-56 поправочный коэффициент для напряжения $m=2,2$.

Определяем максимальное напряжение в компенсаторе по формуле (9-46).

$$\sigma = \frac{7,8 \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 52,9 \cdot 800 \cdot 2,2}{6,75 \cdot 10^9} = 215 \text{ кг/см}^2 \approx 215 \text{ дан/см}^2.$$

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

10-1. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

В задачу теплового расчета входит решение следующих вопросов:

1) определение тепловых потерь теплопровода;

2) расчет температурного поля вокруг теплопровода, т. е. определение температур: изоляции, воздуха в канале, стен канала, грунта;

3) расчет падения температуры теплоносителя вдоль теплопровода;

4) выбор толщины тепловой изоляции теплопровода.

Количество тепла, проходящее в единицу времени через цепь последовательно соединенных тепловых сопротивлений, определяется по формуле

$$q = \frac{\Delta t}{R}, \quad (10-1)$$

где Δt — разность температур начальной и конечной точек цепи;

R — суммарное тепловое сопротивление цепи.

В применении к расчету тепловых потерь теплопровода в окружающую среду формулу (10-1) можно представить в следующих модификациях:

$$q = \frac{\tau - t_0}{R} \quad (10-2)$$

или

$$\tau - t_0 = qR; \quad (10-3)$$

$$R = \frac{\tau - t_0}{q}, \quad (10-4)$$

где q — тепловые потери теплопровода;

τ — температура теплоносителя, °C;

t_0 — температура окружающей среды, °C;

R — тепловое сопротивление теплопровода.

При тепловом расчете тепловых сетей приходится обычно определять тепловые потоки через слои и поверхности цилиндрической формы.

Удельные тепловые потери и тепловые сопротивления относят, как правило, к единице длины теплопровода, принимая следующие размерности этих величин:

в системе МКГСС — удельные тепловые потери q ккал/ч·м; тепловое сопротивление R м·ч·град/ккал;

в системе СИ — удельные тепловые потери q Вт/м; тепловое сопротивление R м·град/Вт.

Связь между ккал/ч и Вт определяется соотношением

$$1 \text{ ккал/ч} = 1,163 \text{ Вт}.$$

Коэффициенты теплоотдачи и теплопроводности имеют обычно размерности:

во внесистемных единицах, основанных на калории α — ккал/м²·ч·град и λ — ккал/м·ч·град, в системе СИ — α Вт/м²·град и λ Вт/м·град.

При изолированном трубопроводе, окруженном наружным воздухом, тепло должно пройти через четыре последовательно соединенных сопротивления: внутреннюю поверхность трубы, стенку трубы, слой изоляции и наружную поверхность изоляции.

Так как суммарное сопротивление равно арифметической сумме последовательно соединенных сопротивлений, то в этом случае

$$R = R_v + R_{тр} + R_{и} + R_{н}. \quad (10-5)$$

где R_n — тепловое сопротивление внутренней поверхности трубы;

$R_{тр}$ — то же стенки трубы;

$R_{из}$ — то же слоя изоляции;

R_n — то же наружной поверхности изоляции.

В изолированных теплопроводах основное значение имеет тепловое сопротивление слоя изоляции.

В тепловом расчете встречаются два вида тепловых сопротивлений:

а) тепловое сопротивление поверхности; в рассмотренном примере $R_{в}$ и $R_{н}$;

б) тепловое сопротивление слоя; в рассмотренном примере $R_{тр}$ и $R_{из}$.

Тепловое сопротивление поверхности
Как известно из курса «Теплопередача» [Л. 117], тепловое сопротивление цилиндрической поверхности

$$R = \frac{1}{\pi d \alpha}, \quad (10-6)$$

где πd — поверхность 1 пог. м теплопровода, m^2 ;

α — коэффициент теплоотдачи на поверхности.

Для определения теплового сопротивления поверхности теплопровода необходимо знать две величины: диаметр теплопровода и коэффициент теплоотдачи поверхности.

Диаметр теплопровода при тепловом расчете является заданной величиной.

Коэффициент теплоотдачи α от наружной поверхности теплопровода к окружающему воздуху является суммой двух слагаемых: коэффициента теплоотдачи лучеиспусканием $\alpha_{л}$ и коэффициента теплоотдачи конвекцией $\alpha_{к}$:

$$\alpha = \alpha_{л} + \alpha_{к}. \quad (10-7)$$

Коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием $\alpha_{л}$ может быть подсчитан по формуле Стефана—Больцмана

$$\alpha_{л} = C \frac{\left(\frac{t+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_0+273}{100}\right)^4}{t-t_0}, \quad (10-8)$$

где C — коэффициент лучеиспускания;

t — температура излучающей поверхности, $^{\circ}C$.

Коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела, т. е. поверхности, которая поглощает все падающие на нее лучи и ничего не отражает, $C_{ч} = 4,9 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} (^{\circ}K)^4 \approx 5,7 \text{ вт/м}^2 \cdot (^{\circ}K)^4$.

Коэффициент лучеиспускания «серых» тел, к которым относятся поверхности голых теплопроводов, изоляционных конструкций и т. п., находятся в пределах

$$3,8-4,3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} (^{\circ}K)^4 \approx \\ \approx 4,4-5,0 \text{ вт/м}^2 (K)^4.$$

Коэффициент теплоотдачи от горизонтальной трубы к воздуху при естественной конвекции можно определить по формуле Нуссельта:

$$\alpha_{к} = \sqrt{\frac{t-t_0}{d}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} \approx \\ \approx 1,16 \sqrt{\frac{t-t_0}{d}} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}. \quad (10-9)$$

При вынужденной конвекции воздуха (ветре) коэффициент теплоотдачи можно определить по формуле

$$\alpha_{к} = 4 \frac{\omega^{0,7}}{d^{0,3}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} \approx \\ \approx 4,65 \frac{\omega^{0,7}}{d^{0,3}} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (10-10)$$

где ω — скорость воздуха, $m/\text{сек}$;

d — диаметр теплопровода, m .

Формула (10-10) действительна при $\omega > 1 \text{ м/сек}$ и $d > 0,3 \text{ м}$.

Для определения коэффициента теплоотдачи по формулам (10-8) и (10-9) необходимо знать температуру поверхности. Так как при определении тепловых потерь температура поверхности теплопровода обычно заранее не известна, задача решается методом последовательных приближений. Задаются предварительно коэффициентом теплоотдачи наружной поверхности теплопровода α , определяют тепловые потери q и температуру поверхности t , проверяют правильность заданной величины α .

При определении тепловых потерь изолированных теплопроводов можно проверочного расчета не производить, так как тепловое сопротивление поверхности изоляции

сравнительно невелико по сравнению с тепловым сопротивлением слоя изоляции. Ошибка на 100% при выборе коэффициента теплоотдачи поверхности приводит обычно к ошибке в определении теплопотерь, не превышающей 3—5%.

Для предварительного определения коэффициента теплоотдачи поверхности изолированного теплопровода, когда температура поверхности неизвестна, может быть рекомендована формула

$$\alpha = 10 + 6\sqrt{w}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} \approx \\ \approx 11,6 + 7\sqrt{w} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (10-11)$$

где w — скорость движения воздуха, м/сек.

При отсутствии вынужденной конвекции воздуха

$$\alpha = 10 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} \approx 11,6 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Коэффициенты теплоотдачи от теплоносителя к внутренней поверхности трубопровода весьма высоки, что определяет столь малые величины теплового сопротивления внутренней поверхности трубопровода, что при практических расчетах ими можно пренебречь.

Тепловое сопротивление слоя

Выражение для теплового сопротивления однородного цилиндрического слоя легко выводится из уравнения Фурье. Это выражение имеет следующий вид (Л. 117):

$$R = \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}, \quad (10-12)$$

где λ — коэффициент теплопроводности слоя;

d_2 — наружный диаметр слоя;

d_1 — внутренний диаметр слоя.

Для теплового расчета существенное значение имеют только слои с большим тепловым сопротивлением. Такими слоями являются тепловая изоляция, стенка канала, массив грунта и т. п.

По этим соображениям при тепловом расчете изолированных теплопроводов обычно не учитывается тепловое сопротивление металлической стенки.

Тепловое сопротивление изоляционной конструкции надземных теплопроводов

В надземных теплопроводах между теплоносителем и наружным воздухом включены последовательно следующие тепловые сопротивления: внутренняя поверхность трубопровода, стенка трубопровода, один или несколько слоев тепловой изоляции, наружная поверхность теплопровода. Первыми двумя тепловыми сопротивлениями в практических расчетах обычно пренебрегают.

При учете только двух последних термических сопротивлений тепловая потеря надземного теплопровода определяется по формуле

$$q = \frac{\tau - t_0}{R_{\text{и}} + R_{\text{н}}}, \quad (10-13)$$

где $R_{\text{и}}$ — тепловое сопротивление изоляции;

$R_{\text{н}}$ — тепловое сопротивление наружной поверхности теплопровода.

Если теплопровод не изолирован, то $R_{\text{и}} = 0$. В этом случае

$$q = \frac{\tau - t_0}{R_{\text{н}}}. \quad (10-14)$$

Иногда тепловую изоляцию выполняют многослойной, исходя из различных допустимых температур для применяемых изоляционных материалов или по экономическим соображениям с целью частичной замены дорогих сортов изоляции более дешевыми.

Тепловое сопротивление многослойной изоляции равно арифметической сумме тепловых сопротивлений последовательно наложенных слоев:

$$R_{\text{и}} = R_{\text{и1}} + R_{\text{и2}} + \dots + R_{\text{ин}} + R_{\text{н}}.$$

Тепловое сопротивление цилиндрической изоляции увеличивается с ростом отношения наружного диаметра изоляции к внутреннему. Поэтому при применении многослойной изоляции целесообразно первые слои укладывать из материала, имеющего более низкий коэффициент теплопроводности. В этом случае получается наилучшее использование более эффективного изоляционного материала.

Температурное поле надземного теплопровода

Расчет температурного поля теплопровода производится на основании уравнения теплового баланса. При этом исходят из условия, что при установившемся тепловом состоянии количество тепла, протекающего от теплоносителя к концентрической цилиндрической поверхности, проходящей через любую точку поля, равно количеству тепла, уходящему от этой концентрической поверхности к наружной среде.

Определим температуру поверхности изоляции.

Количество тепла, подведенное от теплоносителя к поверхности изоляции, равно количеству тепла, отведенному от поверхности изоляции к наружному воздуху;

$$\frac{\tau - t_x}{R_{\text{и}}} = \frac{t_x - t_0}{R_{\text{н}}},$$

откуда

$$t_x = \frac{\frac{\tau}{R_{\text{и}}} + \frac{t_0}{R_{\text{н}}}}{\frac{1}{R_{\text{и}}} + \frac{1}{R_{\text{н}}}}. \quad (10-15)$$

Аналогично определится температура любого промежуточного слоя изоляции.

Определим температуру наружной поверхности первого слоя двухслойной тепловой изоляции. Уравнение теплового баланса:

$$\frac{\tau - t_x}{R_{\text{и1}}} = \frac{t_x - t_0}{R_{\text{и2}} + R_{\text{н}}},$$

откуда

$$t_x = \frac{\frac{\tau}{R_{\text{и1}}} + \frac{t_0}{R_{\text{и2}} + R_{\text{н}}}}{\frac{1}{R_{\text{и1}}} + \frac{1}{R_{\text{и2}} + R_{\text{н}}}}, \quad (10-16)$$

где $R_{\text{и1}}$ — тепловое сопротивление первого слоя изоляции;

$R_{\text{и2}}$ — то же второго слоя изоляции;

$R_{\text{н}}$ — то же наружной поверхности.

Тепловое сопротивление грунта

В подземных теплопроводах в качестве одного из последовательно включенных тепловых сопротивлений участвует сопротивление грунта.

При подсчете тепловых потерь за температуру окружающей среды t_0 принимают, как правило, естественную температуру грунта на глубине заложения оси теплопровода.

Только при малых глубинах заложения оси теплопровода $h/d < 2$ за температуру окружающей среды принимается естественная температура поверхности грунта (рис. 10-1).

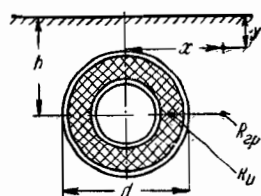


Рис. 10-1. Схема одно-трубного бесканального теплопровода.

Тепловое сопротивление грунта может быть определено по формуле Форгхеймера (рис. 10-1).

$$R_{\text{гп}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гп}}} \ln \left[2 \frac{h}{d} + \sqrt{4 \frac{h^2}{d^2} - 1} \right], \quad (10-17)$$

где $\lambda_{\text{гп}}$ — коэффициент теплопроводности грунта;

h — глубина заложения оси теплопровода;

d — диаметр теплопровода;

При прокладке подземных теплопроводов в каналах, имеющих форму, отличную от цилиндрической, вместо диаметра в формулу (10-17) представляется эквивалентный диаметр

$$d_{\text{э}} = \frac{P}{\pi}, \quad (10-18)$$

где P — периметр канала, м;

$$\pi = 3,14.$$

В тех случаях, когда $\frac{h}{d} \geq 2$, можно формулу Форгхеймера упростить, принимая с некоторым приближением величину радикала равной $\frac{2h}{d}$. При

этом допущении формула Форхгеймера приводится к виду:

$$R_{\text{гп}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гп}}} \ln \frac{4h}{d}. \quad (10-19)$$

Коэффициент теплопроводности грунта $\lambda_{гр}$ зависит главным образом от влажности его и температуры.

При температурах грунта $t_0 = 10-40^\circ\text{C}$ значение коэффициента теплопроводности грунта средней влажности лежит в пределах $1-2 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$.

Если при $\frac{h}{d} < 2$ температура поверхности грунта неизвестна, то подсчет тепловых потерь производят по температуре наружного воздуха. В этом случае тепловое сопротивление грунта [формула (10-17)] определяют не по действительной, а по приведенной глубине заложения оси теплопровода

$$h_{\pi} = h + h_{\phi}, \quad (10-20)$$

где h_{π} — приведенная глубина заложения, м;

h_{ϕ} — фиктивный слой грунта, имеющий сопротивление, равное сопротивлению поверхности грунта, м;

h — действительная глубина заложения оси теплопровода, м.

Величина фиктивного слоя определяется по формуле

$$h_{\phi} = \frac{\lambda_{гр}}{\alpha_0}, \quad (10-21)$$

где α_0 — коэффициент теплоотдачи на поверхности грунта.

10-2. МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА

По характеру теплового расчета следует различать одно- и многотрубные подземные теплопроводы. В однотрубных прокладках все тепловые сопротивления соединены последовательно. В многотрубных прокладках тепловые сопротивления теплопроводов включены параллельно одно по отношению к другому и последовательно по отношению к цепи канал—грунт.

Однотрубный теплопровод

При бесканальной прокладке (рис. 10-1) тепловое сопротивление теплопровода представляет собой сумму двух слагаемых: сопротивле-

ния слоя изоляции и сопротивления грунта

$$R = R_{\text{и}} + R_{\text{гр}}, \quad (10-22)$$

При наличии воздушной прослойки (рис. 10-2) между изолированным трубопроводом и стенкой канала тепловое сопротивление теплопровода определяется как сумма следующих последовательно соединенных сопротивлений

$$R = R_{\text{и}} + R_{\text{н}} + R_{\text{п.к}} + R_{\text{к}} + R_{\text{гр}}, \quad (10-23)$$

где $R_{\text{и}}$, $R_{\text{н}}$, $R_{\text{п.к}}$, $R_{\text{к}}$ и $R_{\text{гр}}$ — сопротивления: слоя изоляции, наружной поверхности изоляции, внутренней поверхности канала, стенок канала, грунта.

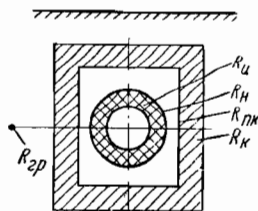


Рис. 10-2. Схема однотрубного теплопровода в канале.

Определим температуру воздуха в канале однотрубного теплопровода.

Составим уравнение теплового баланса. Количество тепла, подведенное от теплоносителя в канал, равно количеству тепла, отведенному из канала в грунт:

$$\frac{\tau - t_{\text{к}}}{R_{\text{и}} + R_{\text{н}}} = \frac{t_{\text{к}} - t_0}{R_{\text{п.к}} + R_{\text{к}} + R_{\text{гр}}},$$

откуда

$$t_{\text{к}} = \frac{\frac{\tau}{R_{\text{и}} + R_{\text{н}}} + \frac{t_0}{R_{\text{п.к}} + R_{\text{к}} + R_{\text{гр}}}}{\frac{1}{R_{\text{и}} + R_{\text{н}}} + \frac{1}{R_{\text{п.к}} + R_{\text{к}} + R_{\text{гр}}}}, \quad (10-24)$$

где $t_{\text{к}}$ — температура воздуха в канале.

Многотрубный теплопровод

Если несколько трубопроводов проходит в общем канале, то тепловой поток (тепловые потери) от каждого поступает в канал, а затем

общий тепловой поток отводится через стенки канала и грунт в наружную среду.

Задача теплового расчета многотрубного теплопровода в канале сводится в первую очередь к определению температуры воздуха в канале. Зная температуру воздуха в канале, можно определить теплотерю каждого трубопровода по общим правилам теплового расчета трубопроводов, окруженных воздухом.

Температура воздуха в канале определяется по уравнению тепло-

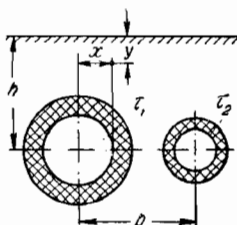


Рис. 10-3. Схема двухтрубного бесканального теплопровода.

вого баланса. При установившемся тепловом состоянии количество тепла, подводимое от трубопроводов к воздушной прослойке канала, равно количеству тепла, отводимому от воздушной прослойки через стенки канала и массив грунта в окружающую среду.

Выведем основные расчетные уравнения для многотрубного теплопровода в канале. В подземном канале приложено n трубопроводов. Тепловые сопротивления изоляционной конструкции (слоя и наружной поверхности изоляции) каждого из трубопроводов соответственно равны: $R_1, R_2, \dots, R_n$.

Температуры теплоносителя в каждом из трубопроводов соответственно равны: $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n$.

Суммарное тепловое сопротивление внутренней поверхности канала, стенок канала и грунта равно:

$$R_{к-0} = R_{п.к} + R_k + R_{гр}.$$

Температура грунта на глубине заложения оси теплопровода равна t_0 .

Обозначив искомую температуру воздуха в канале через t_k , напишем уравнение теплового баланса

$$\frac{\tau_1 - t_k}{R_1} + \frac{\tau_2 - t_k}{R_2} + \dots + \frac{\tau_n - t_k}{R_n} = \frac{t_k - t_0}{R_{к-0}}, \quad (10-25)$$

откуда температура воздуха в канале многотрубного теплопровода

$$t_k = \frac{\frac{\tau_1}{R_1} + \frac{\tau_2}{R_2} + \dots + \frac{\tau_n}{R_n} + \frac{t_0}{R_{к-0}}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_n} + \frac{1}{R_{к-0}}}. \quad (10-26)$$

Зная температуру воздуха в канале, легко найти теплотерю каждого трубопровода.

Расчет теплотерь многотрубной бесканальной прокладки может быть проведен по методу, разработанному инж. Е. П. Шубиным [Л. 196]. Взаимное влияние соседних труб учитывается условным дополнительным сопротивлением R_0 . При двухтрубном теплопроводе (рис. 10-3) условное дополнительное сопротивление

$$R_0 = \frac{1}{2\alpha\lambda_{гр}} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{b}\right)^2}, \quad (10-27)$$

где h — глубина заложения оси теплопровода от поверхности земли;

b — горизонтальное расстояние между осями труб.

Определение теплотерь двухтрубного бесканального теплопровода производится по следующим формулам:

теплотеря первой трубы

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_0) R_2 - (\tau_2 - t_0) R_0}{R_1 R_2 - R_0^2}; \quad (10-28)$$

теплотеря второй трубы

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_0) R_1 - (\tau_1 - t_0) R_0}{R_1 R_2 - R_0^2}, \quad (10-29)$$

где τ_1 — температура теплоносителя в первой трубе;

τ_2 — температура теплоносителя во второй трубе;

t_0 — естественная температура грунта на глубине оси теплопровода;

R_1 — суммарное тепловое сопротивление изоляции первой трубы и грунта,

$$R_1 = R_{и1} + R_{гр};$$

R_2 — суммарное тепловое сопротивление изоляции второй трубы и грунта.

$$R_2 = R_{и2} + R_{гр}.$$

Расчет температурного поля в грунте вокруг однетрубного бесканального теплопровода производится по формуле [Л. 196]

$$t = t_0 + (\tau - t_0) \frac{\frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{\frac{x^2 + (y+h)^2}{x^2 + (y-h)^2}}}{R}, \quad (10-30)$$

где t — температура, °С, любой точки грунта, удаленной на величину x от вертикальной плоскости, проходящей через ось теплопровода, и на y от поверхности грунта (рис. 10-1);

τ — температура теплоносителя, °С;

R — суммарное тепловое сопротивление тепловой изоляции и грунта.

Расчет температурного поля в грунте вокруг двухтрубного бесканального теплопровода определяется по формуле

$$t = t_0 + \frac{q_1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{\frac{x^2 + (y+h)^2}{x^2 + (y-h)^2}} + \frac{q_2}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{\frac{(x-b)^2 + (y+h)^2}{(x-b)^2 + (y-h)^2}}, \quad (10-31)$$

где t — температура, °С, любой точки грунта, удаленной на x от вертикальной плоскости, проходящей через ось трубы с более высокой температурой теплоносителя (в двухтрубных водяных сетях — через ось подающей трубы), и на y от поверхности грунта (рис. 10-3).

Расчет температурного поля в грунте вокруг теплопровода в канале с воздушным зазором может производиться по формуле (10-30). В этом случае под τ следует понимать температуру воздуха в канале,

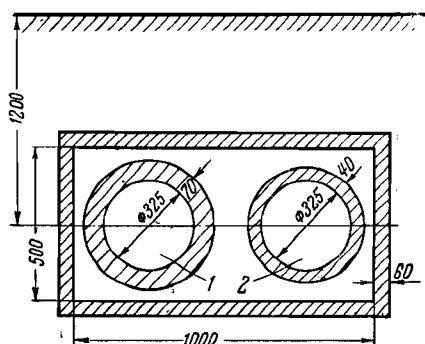


Рис. 10-4. Схема двухтрубного теплопровода в канале.

а под R — суммарное тепловое сопротивление внутренней поверхности канала, стенок канала и грунта.

Пример 10-1. Определить тепловые потери двухтрубного теплопровода, проложенного в канале (рис. 10-4).

Наружный диаметр стальных теплопроводов $d=325$ мм. Толщина изоляции: первой трубы — 70 мм, второй трубы — 40 мм. Материал изоляции — минеральная вата $\lambda_{и}=0,06$ ккал/м · ч · град.

Канал железобетонный.

$\lambda_{к}=1$ ккал/м · ч · град.

Средняя толщина стенки 60 мм.

Расстояние от оси теплопровода до уровня земли $h=1200$ мм. Коэффициент теплопроводности грунта $\lambda_{гр}=1,5$ ккал/м · ч · град.

Температура теплоносителя: в первой трубе $\tau_1=120^\circ\text{С}$; во второй трубе $\tau_2=60^\circ\text{С}$. Естественная температура поверхности $t_0=0^\circ\text{С}$.

Решение. Тепловые сопротивления изоляции первой и второй труб по формулам (10-6) и (10-12)

$$R_1 = \frac{1}{3,14 \cdot 2 \cdot 0,06} \ln \frac{0,465}{0,325} + \frac{1}{3,14 \cdot 0,465 \cdot 10} = 1,01 \text{ м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал};$$

$$R_2 = \frac{1}{3,14 \cdot 2 \cdot 0,06} \ln \frac{0,405}{0,325} + \frac{1}{3,14 \cdot 0,405 \cdot 10} = 0,68 \text{ м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}.$$

Эквивалентные диаметры канала по формуле (10-18):

$$\text{внутренний } d_{к1} = \frac{2(1+0,5)}{\pi} = 0,95 \text{ м};$$

$$\text{наружный } d_{к2} = \frac{2(1,12+0,62)}{\pi} = 1,1 \text{ м}.$$

Тепловое сопротивление канала по формулам (10-6) и (10-12) и грунта по формуле (10-17)

$$R_{к} = \frac{1}{3,14 \cdot 2 \cdot 1} \ln \frac{1,1}{0,95} + \frac{1}{3,14 \cdot 0,95 \cdot 10} = 0,06 \text{ м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал};$$

$$R_{\text{вп}} = \frac{1}{3,14 \cdot 2 \cdot 1,5} \ln \left[2 \frac{1,2}{1,1} + \sqrt{4 \frac{1,2^2}{1,1^2} - 1} \right] = 0,16 \text{ м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град} / \text{ккал}.$$

Температура воздуха в канале по формуле (10-26)

$$t_{\text{н}} = \frac{\frac{120}{1,01} + \frac{60}{0,68} + \frac{0}{0,22}}{\frac{1}{1,01} + \frac{1}{0,68} + \frac{1}{0,22}} = 34^\circ \text{С}.$$

Удельные теплотопотери первого теплопровода по формуле (10-2)

$$q_1 = \frac{120 - 34}{1,01} = 85 \text{ ккал} / \text{м} \cdot \text{ч} = 99 \text{ вт} / \text{м}.$$

Удельные теплотопотери второго теплопровода по формуле (10-2)

$$q_2 = \frac{60 - 34}{0,68} = 38 \text{ ккал} / \text{м} \cdot \text{ч} = 44 \text{ вт} / \text{м}.$$

Суммарные удельные потери прокладки
 $q = 85 + 38 = 123 \text{ ккал} / \text{м} \cdot \text{ч} = 143 \text{ вт} / \text{м}.$

10-3. ТЕПЛОПОТЕРИ И КОЭФФИЦИЕНТ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ

Тепловые потери сети складываются из двух частей:

а) теплотопотери участков трубопровода, не имеющих арматуры и фасонных частей, — линейные теплотопотери;

б) теплотопотери фасонных частей, арматуры, опорных конструкций, фланцев и т. д. — местные теплотопотери.

Линейные теплотопотери теплопровода определяются по формуле

$$Q_{\text{л}} = ql, \quad (10-32)$$

где $Q_{\text{л}}$ — линейные теплотопотери, ккал/ч или вт;

q — удельная теплотопотеря, ккал/м · ч или вт/м;

l — длина теплопровода, м.

Тепловые потери отводов, колен, гнутых компенсаторов и других деталей, периметр поперечного сечения которых близок к периметру трубопровода, подсчитываются по формулам для прямых труб круглого сечения.

Тепловые потери фланцев, фасонных частей и арматуры определяются обычно в эквивалентных длинах трубы того же диаметра:

$$Q_{\text{м}} = ql_{\text{э}}, \quad (10-33)$$

где $Q_{\text{м}}$ — местные теплотопотери, ккал/ч или вт;

$l_{\text{э}}$ — эквивалентная длина, м.

Потеря тепла неизолированным вентилем или задвижкой принимается равной потере изолированного трубопровода того же диаметра при среднем качестве изоляции длиной 12—24 м. Эквивалентную длину изолированного на $\frac{3}{4}$ поверхности вентили или задвижки можно принимать в пределах 4—8 м изолированного трубопровода в зависимости от диаметра трубопровода и температуры теплоносителя. Меньшие величины относятся к трубопроводу диаметром 100 мм и температуре теплоносителя 100°С; большие величины — к трубопроводу диаметром 500 мм и температуре 400°С.

Эквивалентную длину неизолированного фланца можно принимать равной 4—5 м изолированного трубопровода. Тепловые потери через неизолированные опорные конструкции теплопровода (подвески, катки, скользящие опоры) оцениваются в размере 10—15% линейных тепловых потерь.

Суммарные тепловые потери теплопровода определяются по формуле

$$Q = q(l + l_{\text{э}}) = ql(1 + \beta), \quad (10-34)$$

где Q — суммарные теплотопотери, ккал/ч или вт,

$$\beta = \frac{l_{\text{э}}}{l}.$$

При практических расчетах можно оценивать значение $\beta = 0,2—0,3$.

Для оценки эффективности изоляционной конструкции часто пользуются показателем, называемым коэффициентом эффективности изоляции.

Коэффициент эффективности изоляции определяется по формуле

$$\eta_{\text{и}} = \frac{Q_{\text{г}} - Q_{\text{и}}}{Q_{\text{г}}} = 1 - \frac{Q_{\text{и}}}{Q_{\text{г}}}, \quad (10-35)$$

где $Q_{\text{г}}$ — теплотопотери голой трубы;
 $Q_{\text{и}}$ — теплотопотери изолированной трубы.

Коэффициент эффективности изоляционных конструкций теплопроводов находится обычно в пределах $\eta_{\text{и}} = 0,85 - 0,95$.

10.4. ПАДЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ И ВЫПАДЕНИЕ КОНДЕНСАТА

В процессе движения по теплопроводу энтальпия теплоносителя падает. Вследствие этого происходит падение температуры теплоносителя вдоль теплопровода, а при транспорте насыщенного пара выпадает конденсат.

При коротких теплопроводах, когда ожидаемое падение температуры не превышает 3—4% значения температуры в начале участка, расчет может производиться из предположения постоянства удельных потерь тепла.

Так как тепловые потери вызывают падение температуры теплоносителя, то на основании теплового баланса может быть составлено следующее уравнение:

$$Gc(\tau_1 - \tau_2) = ql(1 + \beta), \quad (10-36)$$

где G — расход теплоносителя на участке¹,

c — теплоемкость теплоносителя;

τ_1 и τ_2 — температуры теплоносителя в начале и конце участка, °C;

l — длина участка, м;

q — удельные тепловые потери;

β — коэффициент местных потерь тепла.

Удельные тепловые потери можно в этом случае определять по состоянию теплоносителя в начале участка.

Температура теплоносителя в конце участка

$$\tau_2 = \tau_1 - \frac{ql(1 + \beta)}{Gc}. \quad (10-37)$$

При транспорте перегретого пара, когда наряду с тепловыми потерями имеют место значительные по-

тери давления, можно пользоваться более точным методом.

На основании теплового баланса энтальпия пара в конце участка паропровода может быть определена по формуле

$$i_2 = i_1 - \frac{ql(1 + \beta)}{G}. \quad (10-38)$$

Зная энтальпию пара в конце участка i_2 и давление p_2 , легко по таблицам или диаграмме водяного пара определить температуру τ_2 .

При длинных и слабо изолированных участках паропровода или малых расходах теплоносителя, когда ожидаемое падение температуры значительно, необходимо учитывать изменение удельных теплотерь по длине участка.

Рассмотрим паропровод перегретого пара длиной l . Температура пара в начале паропровода равна τ_1 , а в конце τ_2 . Температура окружающей среды равна t_0 . Тепловое сопротивление изоляционной конструкции паропровода равно R . Выделим из паропровода участок бесконечно малой длины dl . Обозначим среднюю температуру пара на этом бесконечно малом участке через τ , а падение температуры пара на этом участке — через $d\tau$. Расход пара по паропроводу равен G . Составим уравнение теплотерь для рассматриваемого бесконечно малого участка dl с учетом местных потерь:

$$\frac{\tau - t_0}{R}(1 + \beta) dl = -Gcd\tau$$

или

$$\frac{d\tau}{\tau - t_0} = -\frac{(1 + \beta) dl}{RGc}. \quad (10-39)$$

Проинтегрировав выражение (10-39) в пределах изменения температуры τ от τ_1 до τ_2 и изменения длины паропровода от 0 до l , получим:

$$\ln \frac{\tau_1 - t_0}{\tau_2 - t_0} = \frac{l(1 + \beta)}{RGc}. \quad (10-40)$$

По уравнению (10-40) легко найти τ_2 , когда все остальные величины известны.

Решение уравнения (10-40) относительно τ_2 приводит к формуле

$$\tau_2 = t_0 + \frac{\tau_1 - t_0}{e^{l(1 + \beta)/RGc}}. \quad (10-41)$$

¹ В системе МКГСС. G кг/ч; c ккал/кг·град. В системе СИ: G кг/сек; c Дж/кг·град.

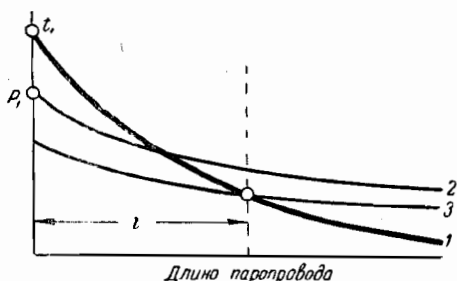


Рис. 10-5. Графический расчет точки насыщения.

Приведенный метод расчета относится, строго говоря, к изобарическому процессу течения, так как не учитывает падение температуры пара в паропроводе из-за падения давления.

Снижение температуры пара, вызываемое падением давления, можно определить по формуле

$$\Delta t_d = \frac{dt}{dp} \Delta p, \text{ град}, \quad (10-42)$$

где $\frac{dt}{dp}$ — дифференциальный дроссель-эффект; град/атм;
 Δp — падение давления пара, атм.

Величина $\frac{dt}{dp}$ зависит от начальных параметров пара. В диапазоне давлений $p_1 = 5 - 15 \text{ атм}$ дифференциальный дроссель-эффект составляет при высокой температуре пара $t_1 = 300 - 350^\circ \text{C}$, $\frac{dt}{dp} = 1,2 - 1,4 \text{ град/атм}$; вблизи состояния насыщения $\frac{dt}{dp} = 2,5 - 3,0 \text{ град/атм}$.

Действительная температура пара в конце паропровода

$$t_{2d} = t_2 - \Delta t_d, \text{ град}, \quad (10-43)$$

где t_2 — температура пара в конце паропровода при изобарическом течении, определяемая по формуле (10-41).

На основе уравнений (10-41) — (10-43) можно найти длину паропровода, на которой пар теряет перегрев.

Для точного расчета длины, на которой пар теряет перегрев, необходимо знать не только закон падения температуры вдоль паропровода, но и закон падения давления. Последний определяется по уравнению (5-41). Задача решается графически (рис. 10-5). Построив по уравнениям (10-41) — (10-43) кривую 1 изменения температуры пара по длине паропровода, по уравнению

(5-35) кривую 2 изменения давления пара по длине паропровода и кривую 3 температур насыщения, соответствующую кривой давлений 2, легко найти расстояние точки насыщения от начала паропровода как абсциссу точки пересечения кривых 1 и 3.

Количество конденсата, выпадающее на участке паропровода при транспорте насыщенного пара, определяется по формуле

$$G = \frac{qt(1 + \beta)}{r}, \quad (10-44)$$

где G — количество образующегося конденсата;

q — удельные теплотери;

r — скрытая теплота парообразования, ккал/кг или дж/кг.

10-5. ВЫБОР ТОЛЩИНЫ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННОГО СЛОЯ

Выбор толщины изоляции определяется техническими и технико-экономическими соображениями.

Основные технические соображения, которыми руководствуются при выборе толщины изоляции, заключаются в следующем:

1. Обеспечение заданной температуры теплоносителя в отдельных точках тепловой сети. Это условие предъявляется обычно к паропроводам в тех случаях, когда должна быть гарантирована подача перегретого пара отдельным абонентам.

2. Выдерживание нормированных теплотерь, которые в ряде случаев задаются управлением энергетической системы.

3. Непревышение заданной температуры поверхности изоляции. При прокладке теплопровода в рабочих помещениях или в проходных каналах предельная температура поверхности определяется в $40 - 50^\circ \text{C}$ условиями техники безопасности. В некоторых случаях предельная температура поверхности задается из условий защиты от разрушения наружной оболочки изоляции.

На основании технических требований определяется предельная

минимальная толщина тепловой изоляции.

Вопрос о целесообразности увеличения толщины и повышения эффективности тепловой изоляции ре-

шается технико-экономическим расчетом.

Методика технико-экономического расчета толщины тепловой изоляции рассмотрена в гл. 12.

ГЛАВА ОДИННАДЦАТАЯ

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

11-1. ОРГАНИЗАЦИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Основной задачей эксплуатации тепловых сетей является организация бесперебойного снабжения потребителей тепловой энергией надлежащего качества.

Для этого необходимы:

1) согласованная работа ТЭЦ, тепловых сетей и абонентских установок;

2) правильное распределение тепла по потребителям и учет отпущенного тепла;

3) тщательное наблюдение за сетями и станционным оборудованием, своевременное проведение ревизии и ремонта, обеспечение быстрой локализации и ликвидации аварий и неполадок;

4) организация контроля за состоянием теплоприемников у потребителей.

Низовым звеном эксплуатационной системы является район тепловых сетей, проводящий обычно эксплуатацию сетей от одной теплоэлектроцентрали.

При наличии в городе нескольких теплоэлектроцентралей организуется соответствующее количество районов. Районы подчиняются Управлению тепловыми сетями (Теплосети).

Район тепловых сетей проводит всю эксплуатацию сетей, выполняет распределение и учет тепла, а также обычно ведет тепловой надзор за потребителями. В соответствии с этим район располагает штатом обходчиков сетей и тепловых пунктов, ремонтным персоналом и прибористами.

Эксплуатация сетей и теплопотребляющих установок промышленных предприятий осуществляется службой Главного энергетика или

механика промышленного предприятия.

Обслуживание абонентских вводов и местных установок городских потребителей производится персоналом специальных эксплуатационных пунктов абонентов. В таких пунктах сосредоточено обслуживание группы зданий.

Оперативную деятельность районов по взаимоотношению с потребителями осуществляет дежурный персонал районов, работающий круглосуточно. Координацию взаимоотношений районов со станциями, а также с диспетчерской службой энергосистемы проводит центральный диспетчерский пункт Теплосети.

На диспетчерский пункт Теплосети возлагается:

а) контроль за выполнением плана выработки тепла на теплоэлектроцентралях и распределение тепла по потребителям;

б) контроль за гидравлическим и тепловым режимами тепловой сети;

в) руководство операциями по обнаружению, локализации и ликвидации аварий в тепловых сетях и на абонентских вводах;

г) контроль за рациональным использованием и экономичным режимом теплоподготовительного оборудования станций;

д) контроль за локализацией и ликвидацией аварий теплоподготовительного оборудования станций.

Для борьбы за безаварийную работу решающее значение имеют своевременное проведение в жизнь профилактических мероприятий, четкая постановка учета аварий и анализ их.

Разработка режимов теплоснабжения, определение размеров теплового потребления абонентов и со-

ставление технической отчетности проводятся производственно-техническим отделом Теплосети. Кроме того, производственно-технический отдел разрабатывает инструкции по обслуживанию оборудования тепловых сетей и абонентских систем.

Для изготовления отдельных деталей и проведения крупного ремонта оборудования и контрольно-измерительных приборов должны быть организованы центральные мастерские при Теплосети, обслуживающие все районы. Мелкий ремонт оборудования проводится ремонтным персоналом районов.

Для повышения культуры эксплуатации и накопления опыта Теплосеть должна систематически проверять правильность установленных режимов работы теплоэлектроцентралей и тепловых сетей, изучать состояние и условия работы оборудования тепловых сетей и абонентских вводов и заниматься рационализацией и совершенствованием оборудования.

В прогрессе техники теплофикации и улучшения качества теплоснабжения большая роль принадлежит производственным лабораториям Теплосетей.

В задачу производственных лабораторий входит испытание нового оборудования и новых схем теплоснабжения, усовершенствование и внедрение новой регулирующей и контрольно-измерительной аппаратуры, проведение гидравлических и тепловых испытаний тепловых сетей и абонентских вводов, систематический контроль качества воды и конденсата у абонентов и в тепловой сети.

На основе обобщения результатов испытания оборудования сетей и абонентских вводов производственные лаборатории разрабатывают предложения по дальнейшему совершенствованию системы теплоснабжения.

Для обеспечения надежной и экономичной работы необходимо, чтобы потребители строго выполняли правила использования тепла. От квалификации и дисциплинированности абонентского персонала зависят показатели работы тепловой

сети. Поэтому персонал тепловой сети должен проводить систематическую проверку и инспектирование абонентских вводов и теплопотребляющих установок.

Успеху в работе всех звеньев Теплосети способствует систематическое соревнование всех районов и цехов за выполнение качественных и количественных показателей и обеспечение бесперебойной работы оборудования тепловых сетей и абонентских вводов.

11-2. РЕЖИМ РАБОТЫ И РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ

Расчетные величины теплового потребления, определяемые при проектировании по укрупненным измерителям или трансмиссионным расчетам, дают лишь приблизительную оценку расходов тепла.

Действительное значение величины теплового потребления абонентов может быть установлено лишь в процессе эксплуатации. Уточнение расходов тепла на отопление производится путем термографирования помещений. Для этой цели в нескольких характерных помещениях здания устанавливаются самопишущие термометры — термографы, которые регистрируют в течение определенного периода внутреннюю температуру помещений. На основе полученной картины температурного режима здания можно установить соответствие между расходом тепла на отопление и действительными теплопотерями и уточнить величину теплового расхода.

Уточненные значения тепловых нагрузок абонентов являются исходным материалом для построения графиков отпуска тепла со станции.

Нормальная работа системы теплоснабжения требует постоянного соблюдения теплоэлектроцентралью заданного графика отпуска тепла и параметров теплоносителя.

При разработке оперативных графиков отпуска тепла имеется возможность некоторого сдвига тепловой нагрузки по времени за счет использования аккумулирующей способности абонентских систем. Сдвиг

тепловой нагрузки позволяет в ряде случаев повысить степень использования отборов теплофикационных турбин или увеличить электрическую нагрузку станции в период прохождения электрического максимума. Однако суточный отпуск тепла со станции должен совпадать с потребным суточным расходом тепла у абонентов. При несоблюдении этого условия нарушается нормальный тепловой режим абонентских систем.

Необходимо обеспечить правильное распределение теплоносителя как по отдельным участкам тепловой сети, так и по отдельным приборам абонентской системы. Последняя задача является особенно актуальной для водяных систем теплоснабжения при общепринятом методе центрального регулирования основной тепловой нагрузки. Наблюдающееся на практике плохое прогревание отдельных узлов абонентских установок вызывается в большинстве случаев дефектами регулирования.

Для обеспечения равномерного прогрева всех приборов абонентской системы необходимо в первую очередь выдержать расчетный расход воды.

В закрытых системах теплоснабжения, а также в открытых системах теплоснабжения с регуляторами расхода РР на абонентских вводах целесообразно использовать в элеваторе весь располагаемый напор на вводе. При наличии на вводе избыточного напора в элеваторе устанавливаются сопла меньшего диаметра, что приводит к росту коэффициента смещения и увеличению расхода воды в местной отопительной системе.

В открытых системах теплоснабжения, без регуляторов расхода РР на абонентских вводах, элеваторы у всех абонентов должны быть отрегулированы на один и тот же располагаемый напор на вводе. При наличии у отдельных абонентов избыточного напора он должен гаситься в дроссельных вставках (сопротивлениях), включенных на ответвлении к абоненту, до точки водоразбора.

В противном случае, при водоразборе на горячее водоснабжение в тепловой сети возникает непропорциональная гидравлическая разрегулировка, которая не может быть скорректирована центральным путем (изменением действующего напора на ТЭЦ).

Значительные трудности вызывает распределение расхода воды по отопительно-вентиляционным агрегатам крупных промышленных цехов. Объясняется это тем, что гидравлическое сопротивление отопительно-вентиляционных агрегатов весьма невелико по сравнению с гидравлическим сопротивлением разводящих трубопроводов.

Для облегчения регулировки и повышения гидравлической устойчивости таких систем необходимо увеличить гидравлическое сопротивление отопительных приборов. Это достигается путем установки в промышленных зданиях перед всеми отопительными приборами специальных дроссельных вставок (шайб), в которых падение давления достигает 6—8 м вод. ст. при нормальном расходе. При установке дроссельных вставок гидравлическое сопротивление всех отопительных приборов практически выравнивается, что обеспечивает равномерное распределение воды по системе.

При присоединении вентиляционных установок целесообразно включать калориферы последовательно по воде. При этом увеличивается гидравлическое сопротивление калориферов и скорость воды в них, что благоприятно отражается на теплопередаче.

Аналогичная задача должна быть решена для внешней тепловой сети. Необходимо обеспечить правильное распределение воды по абонентским вводам и устойчиво поддерживать заданные расходы во время нормальной эксплуатации. Для повышения гидравлической устойчивости тепловой сети необходимо повысить удельное значение гидравлического сопротивления абонентских вводов в общем гидравлическом сопротивлении систем теплоснабжения, т. е. увеличить отношение потери напора на абонентском

вводе к напору циркуляционных насосов станции.

Падение давления в элеваторах, являющихся широко распространенным элементом оборудования отопительных вводов, составляет значительную величину (8—12 м вод ст.), что повышает гидравлическую устойчивость системы. Для того чтобы при включении других видов тепловой нагрузки (вентиляция, горячее водоснабжение) не происходило разрегулировки отопительных систем, необходимо, чтобы во всех установках, присоединяемых к абонентском вводе параллельно с элеваторным узлом, потеря напора при нормальном расходе воды была такой же, как в элеваторе.

В районах с преобладающей отопительной нагрузкой целесообразно осуществлять центральное регулирование отпуска тепла со станции по эквивалентной наружной температуре $t_{н.э}$, учитывающей влияние на тепловые потери зданий не только наружной температуры, но и ветра.

Под эквивалентной наружной температурой $t_{н.э}$ понимается наружная температура, при которой теплотери зданий путем теплопередачи через наружные ограждения равны суммарным теплотерям этих зданий путем теплопередачи через наружные ограждения и путем инфильтрации.

Данной наружной температуре t_n соответствуют различные эквивалентные температуры $t_{н.э}$ в зависимости от скорости ветра.

Эквивалентная наружная температура определяется по формуле

$$t_{н.э} = t_n - (t_b - t_n) b w_b, \quad (11-1)$$

где b — постоянная инфильтрации, сек/м;

w_b — скорость ветра, м/сек.

Для отдельно стоящих промышленных зданий $b = 35 \cdot 10^{-3} — 40 \cdot 10^{-3}$ сек/м.

Для жилых и общественных зданий с двойным остеклением при сплошной застройке $b = 8 \cdot 10^{-3} — 10 \cdot 10^{-3}$ сек/м.

Температура воды в подающей линии тепловой сети устанавливается станцией в соответствии с графиком, заданным диспетчером Тепло-

сети. Заданный график подающей линии должен строго выдерживаться станцией.

При расчетном графике температур 150—70°С и качественном регулировании по отопительной нагрузке отклонение температуры воды в подающей линии тепловой сети от расчетной для данной наружной температуры на 1 град приводит к изменению внутренней температуры отапливаемых помещений примерно на 0,25 град.

Температура воды в обратной линии тепловой сети определяется температурой подающей линии и гидравлическим режимом системы.

Величина располагаемого напора на коллекторах станции задается диспетчером Теплосети. Заданный располагаемый напор должен точно выдерживаться станцией. Отклонение располагаемого напора от заданной величины допускается не более $\pm 6\%$. Отклонение располагаемого напора от заданной величины на 6% приводит к изменению расхода воды на 3% и отпуска тепла в среднем на 0,5%.

Важное значение для правильной работы системы имеет выдерживание заданного давления (напора) на обратном коллекторе тепловой сети на станции. От величины этого напора зависит давление в местных системах, присоединенных к тепловой сети по зависимой схеме. Повышение напора на обратном коллекторе тепловой сети на станции может привести к недопустимому росту давлений в абонентских системах и разрыву отопительных приборов. Понижение напора на обратном коллекторе может привести к опорожнению верхних точек местных систем и связанному с этим подсосу воздуха в систему и нарушению циркуляции. Напор на обратном коллекторе тепловой сети на станции, задаваемый диспетчером Теплосети, необходимо устойчиво поддерживать при эксплуатации. Возможные отклонения не должны превышать $\pm 10\%$ заданной величины. Постоянство давлений на обратном коллекторе тепловой сети обеспечивается правильной работой подпиточного устройства.

При пуске и остановке водяных систем теплоснабжения должна соблюдаться такая последовательность отдельных операций, при которой невозможно появление больших термических деформаций в станционных подогревателях (бойлерах) тепловой сети и абонентских системах.

При пуске в работу водяных систем следует сначала включить в работу циркуляционные насосы, а затем включить пар для подогрева. При остановке необходимо сначала выключить пар на подогревательную установку, а затем остановить циркуляционные насосы.

В целях предупреждения больших термических деформаций в трубопроводах тепловой сети темп изменений температуры воды в подающей линии не должен превышать 30 град/ч.

Параметры пара (давление и температура) при паровом теплоснабжении должны выдерживаться на коллекторе станции с отклонениями не более $\pm 5\%$ заданной величины.

Расход пара у абонентов паровой сети определяется степенью открытия задвижек на абонентских вводах. Количество пара, получаемое из сети абонентами, не должно превосходить определенных величин (лимитов), установленных для каждого абонента.

Произвольное увеличение расхода пара абонентами должно быть строго запрещено как акт, дезорганизующий теплоснабжение района.

Исключительно важное значение для паровых систем имеют вопросы возврата конденсата. При ограниченной производительности станционных химводоочистительных установок потери конденсата приводят к снижению мощности станции.

Потери конденсата могут быть значительно снижены при помощи ряда простых мероприятий, к числу которых в первую очередь следует отнести:

а) установку после всех пароприемников подпорных шайб или конденсатоотводчиков и организацию систематического наблюдения за состоянием этих приборов;

б) устранение потерь с паром, получающимся при вскипании «перегретого» конденсата в открытых сборных баках, путем переохладения конденсата в пароприемниках или специальных охладителях конденсата и перехода на закрытые конденсатосборные баки;

в) ликвидацию потерь конденсата вследствие запыления его в пароприемниках путем улучшения герметичности соединений, т. е. создание условий, исключающих попадание загрязняющих веществ в паровую полость теплообменников.

11-3. МЕТОДЫ ОБНАРУЖЕНИЯ И ЛИКВИДАЦИЯ АВАРИЙ

Признаком аварийного состояния водяной тепловой сети является падение давления в точке регулируемого давления или в нейтральной точке. Для поддержания заданного давления приходится увеличивать подпиток воды против нормальной величины.

Эксплуатационный персонал Теплосети должен иметь четко разработанный план действий, обеспечивающий нахождение места аварии в минимальный срок.

В случае резкого возрастания подпитка дежурный персонал Теплосети устанавливает в течение 2—3 ч контроль за работой подпитывающей установки. В течение этого периода тепловой режим сети поддерживается неизменным, для того чтобы термические изменения объема воды в системе не отразились на расходе воды для подпитки.

Если в течение указанного периода возросший подпиток держится устойчиво, то принимаются меры к отысканию места аварии.

Для этого в первую очередь проводится внешний осмотр сети. При внешнем осмотре место аварии может быть обнаружено по растаявшему снегу, выступившей на поверхности воде, сильному парению по трассе теплопровода и из колодцев, а также характерному шуму в колодцах при протекании воды.

В первую очередь осматриваются новые тепловые сети, недавно вступившие в эксплуатацию, или, на-

оборот, наиболее старые участки, сильно изношенные.

Параллельно с внешним осмотром сети на станции производится проверка герметичности стационарной подогревательной установки (бойлерной). Следует иметь в виду, что даже при разрыве только одной из трубок утечка сетевой воды в конденсат может составить значительную величину.

Обнаружить утечку сетевой воды в конденсат можно различными способами, прежде всего путем химического анализа на жесткость и щелочность. При попадании сетевой воды в конденсат жесткость и щелочность его повышаются.

Вторым способом проверки герметичности подогревателя является сравнение расхода пара и количества возвращаемого конденсата. Значительное расхождение указанных величин свидетельствует о наличии утечки сетевой воды.

Третьим способом является наблюдение за уровнем конденсата в подогревателях. При утечке сетевой воды уровень конденсата в аппарате, где имеется утечка, устанавливается выше обычного, а при значительных разрывах труб может произойти переполнение аппарата конденсатом.

При значительной утечке воды в паровое пространство подогревателя возможна серьезная авария из-за попадания воды в турбину при несрабатывании аварийного поплавка. Для сигнализации разрыва или неплотности трубок все стационарные подогреватели должны быть снабжены солемерами, дающими импульс на срабатывание светового или звукового сигнала.

В случае быстрого подъема уровня конденсата подогреватель должен быть немедленно отключен. Наконец, проверка герметичности подогревательной установки может производиться путем поочередного отключения от сети отдельных аппаратов. При отключении дефектного аппарата утечка воды из сети прекращается.

Если при внешнем осмотре сети и проверке герметичности подогревательной установки не удастся об-

наружить место утечки, то проводится детальная проверка герметичности путем поочередного отключения от сети отдельных абонентских систем и участков тепловой сети и наблюдения при этом за работой подпитывающей установки. При отключении дефектного оборудования подпиток резко сокращается, а в отключенном дефектном участке наблюдается быстрое падение статического давления.

В течение всего периода розыска места аварии в тепловой сети должен поддерживаться нормальный гидравлический режим, а утечка воды из сети должна восполняться подпитком. При нехватке химически очищенной воды следует производить добавку в сеть сырой воды, в противном случае может произойти оголение наиболее высоких точек системы, что приведет к длительному нарушению работы местных систем и тепловой сети.

После обнаружения места аварии дежурный персонал района по согласованию с диспетчерским пунктом Теплосети должен быстро выключить и опорожнить аварийный участок и ликвидировать дефект.

Для облегчения работ по ликвидации аварий в Теплосети должна иметься аварийная машина со смонтированным на ней основным оборудованием, требующимся для ликвидации аварий.

11-4. БОРЬБА С КОРРОЗИЕЙ

Кроме аварий, проявляющихся в виде внезапного разрушения отдельных элементов оборудования, тепловые сети иногда подвержены «болезням», постепенно разрушающим всю систему.

Такие болезни опаснее аварий в том отношении, что, действуя систематически и непрерывно, они приводят к разрушению больших участков системы теплоснабжения. Масштабы и последствия таких разрушений несравненно больше разрушений, вызываемых отдельными местными авариями. К числу таких «болезней» тепловых сетей относится коррозия.

В тепловых сетях наблюдаются два вида коррозии: внутренняя и наружная.

Внутренняя коррозия

Основной причиной коррозии внутренней поверхности трубопроводов является присутствие в воде растворенного кислорода.

Наличие растворенной углекислоты в воде ускоряет процесс коррозии.

В паропроводах внутренняя коррозия возникает часто в период останова отдельных линий в холодный резерв при наличии резервных линий. При неплотности запорной арматуры на паровых или конденсатных перемычках, связывающих резервную линию с работающими, в нижней части резервной линии скапливается конденсат, под слоем которого происходит язвенная коррозия.

Язвенная коррозия наблюдается также в трубопроводах и приборах, работающих на воде, главным образом в застойных зонах, под слоем шлама или коррозионных отложений.

При язвенной коррозии на стенке трубы образуются отдельные углубления (питтинги), приводящие к сквозному протравливанию и выходу из строя трубопроводов, хотя общие потери металла могут быть небольшими.

Скорость коррозии зависит от концентрации кислорода и скорости диффузии его к поверхности металла. Чем больше растворенного кислорода и выше температура воды, тем интенсивнее процесс коррозии.

Помимо быстрого износа труб, из-за коррозии внутренних поверхностей сильно понижается пропускная способность труб. Вследствие образования продуктов коррозии растут потери энергии на перекачку теплоносителя.

Коррозионные отложения часто не прилегают плотно к поверхности трубопровода и уносятся циркулирующей водой, забивая трубы, арматуру и измерительные приборы (водомеры, шайбы и пр.). Эти явления особенно опасны для местных систем, в которых трубы малого

диаметра иногда полностью забиваются продуктами коррозии и выключаются из работы, хотя металл этих труб не подвергся коррозии.

Таким образом, не только потеря металла, но и значительная часть эксплуатационных неполадок вызывается внутренней коррозией трубопроводов.

Для предупреждения внутренней коррозии необходимо ликвидировать все места присоса воздуха и производить подпитывание сети (компенсацию утечек), а также заполнение абонентских установок перед включением их в нормальную эксплуатацию только деаэрированной или обескислороженной водой.

Качество подпиточной воды имеет очень большое значение с точки зрения долговечности сети и безопасности теплоснабжения¹. Во время работы происходит быстрый обмен воды, заполняющей сеть и местные системы.

В закрытых теплофикационных системах, где утечка составляет 0,5—1% расхода циркулирующей воды, имеет место 10—15-кратный обмен воды за отопительный сезон.

Несравненно быстрее происходит обмен воды в открытых системах теплоснабжения. Поэтому вода, циркулирующая в тепловой сети, весьма близко подходит по своим качествам к подпиточной воде.

В случае агрессивного воздействия подпиточной воды на металл вся теплофикационная система интенсивно разрушается.

При подпитывании тепловых сетей водой, имеющей большую временную жесткость, наблюдается образование накипи и шлама в подогревательных установках, что в конечном счете повышает гидравлическое сопротивление и снижает тепловую производительность системы.

Одно из неизменных условий долговечности и надежности работы системы заключается в подпитке тепловых сетей умягченной водой ($J_{\text{ж}} \leq 0,7 \text{ мг-экв/л}$) или водой со стабилизированной жесткостью.

Ввиду большого влияния качества подпиточной и сетевой воды

¹ Требования к подпиточной воде, см. § 7-3.

на процессы внутренней коррозии необходимо установить строгий эксплуатационный контроль качества воды. Этот контроль обычно выполняется производственной лабораторией Теплосети путем систематического отбора проб воды из коллектора ТЭЦ, промежуточных точек сети и абонентских вводов.

Контроль за состоянием внутренних поверхностей трубопроводов производится персоналом, обслуживающим тепловые сети. Для удобства контроля целесообразна установка контрольных пластин в различных характерных участках тепловой сети, например на подающем и обратном коллекторах на станции, в конечных точках тепловой сети, в абонентских системах.

По потере в весе пластин определяется интенсивность коррозии металла, а исследование поверхности их позволяет установить максимальную глубину локального разъедания.

В нормальных условиях допустимая средняя проникаемость коррозии не должна превышать 0,04—0,05 мм/год, а глубина локального разъедания не должна превосходить 0,1—0,2 мм/год.

Если система долгое время работала на воде со значительным содержанием растворенного кислорода и подвергалась усиленной внутренней коррозии, то при переводе ее на питание деаэрированной водой следует удалить все образовавшиеся в системе коррозионные отложения.

Для очистки местных отопительных установок от коррозионных отложений и загрязнений Теплосеть Ленэнерго успешно применяет промывку системы при больших скоростях воды.

Отопительная установка отключается от тепловой сети, и специальным насосом через нее прокачивается водопроводная вода с большой скоростью. Из системы вода поступает на слив. Расход промывочной воды больше нормального циркуляционного расхода местной системы в 6—8 раз. Промывка ведется до полного осветления воды, сливаемой из системы.

По данным Теплосети Ленэнерго, в результате такой промывки удается значительно снизить гидравлическое сопротивление загрязненных отопительных установок.

В Москве успешно применяется промывка тепловых сетей с барботажем через воду воздуха, подвдимого от компрессора.

Наружная коррозия

Важной задачей эксплуатации является защита тепловых сетей от наружной коррозии. В подземных тепловых сетях может иметь место как почвенная коррозия, так и поражение теплопроводов блуждающими токами.

Почвенная коррозия протекает медленнее, чем поражение блуждающими токами. Однако почвенная коррозия является для тепловых сетей более опасной, так как она сразу не проявляется и может охватить большие участки тепловых сетей. При почвенной коррозии тепловая сеть может сразу выйти из строя на большом протяжении.

Основным источником наружной коррозии подземных теплопроводов является влага, загрязненная коррозионно-активными веществами, содержащимися в окружающем грунте и тепловой изоляции. Когда влага проникает на наружную поверхность теплопровода, возникает процесс коррозии.

Наружной коррозии способствует затопление теплопроводов верхними водами (например, во время таяния снега или сильных дождей), заражение почвы вблизи теплопровода (устройство выгребных ям, слив фекальной жидкости и др.). Наружной коррозии стальных трубопроводов способствует также увлажнение тепловой изоляции при выключениях теплопроводов из работы.

Источником блуждающих токов в городах являются трамвайные рельсы. При плохом соединении рельсов с отсасывающими проводами и несваренных рельсовых стыках происходит ответвление тока в грунт.

Основное мероприятие для борьбы с блуждающими токами заклю-

чается в проверке рельсовых стыков и надежном соединении рельсов с отсосами.

Кроме того, в местах пересечения теплопровода с трамвайными путями следует предусмотреть изоляцию между трубопроводами и трамвайными путями. Для этой цели может быть применено наложение слоя изоляции на трубы или создание воздушной прослойки между трубопроводом и грунтом (прокладка труб в канале).

Для предупреждения наружной коррозии теплопроводов необходимо до укладки трубопроводов в грунт исследовать коррозионные свойства почвы и плотность блуждающих токов по трассе теплопровода.

В наиболее опасных местах должна быть создана надежная противокоррозионная защита. По возможности, следует обходить наиболее опасные очаги коррозии путем соответствующего выбора трассы.

Для защиты трубопровода от

корродирующего влияния окружающего грунта применяются различные антикоррозионные покрытия наружной поверхности. Для этой цели находит применение борулин.

Из новых типов покрытий перспективными являются полиэтиленовые, эмалевые и остеклованные пленки, накладываемые на трубы непосредственно на трубных заводах.

Электрические методы защиты подземных прокладок должны осуществляться комплексно с учетом всех работающих подземных сооружений.

Защита тепловых сетей от блуждающих токов не должна приводить к повышению опасности коррозии смежных подземных прокладок.

В первую очередь должны быть выполнены профилактические мероприятия: приведены в порядок трамвайные пути и отсасывающие фидеры и предотвращено попадание блуждающих токов на теплопроводы.

ГЛАВА ДВЕНАДЦАТАЯ

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

12-1. МЕТОДИКА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ

В тех случаях, когда один и тот же конечный эффект может быть получен при различных технических решениях, оптимальный вариант находится технико-экономическим расчетом.

Вопросы теплоснабжения, решаемые технико-экономическим расчетом, весьма разнообразны. В настоящем курсе нет необходимости в рассмотрении всех вопросов. Остановимся лишь на важнейших.

Задачей технико-экономических расчетов является изыскание оптимальных решений, причем оптимальные решения могут соответствовать различным условиям в зависимости от формулировки задачи расчета.

В настоящее время принято определять оптимальное решение по методу нормативного срока окупаемости дополнительных капиталовложений [Л. 126].

Сущность метода заключается в следующем. Если сравниваются два технически равноценных варианта, требующих соответственно начальных капиталовложений K_1 и K_2 и имеющих годовые эксплуатационные расходы S_1 и S_2 , причем $K_1 > K_2$, а $S_1 < S_2$, то срок окупаемости дополнительных капиталовложений

$$T = \frac{K_1 - K_2}{S_2 - S_1}, \text{ лет.} \quad (12-1)$$

Если срок окупаемости дополнительных капиталовложений T равен нормативному сроку T_n , т. е. $T = T_n$, то сравниваемые варианты

считаются экономически равноценными. При $T < T_n$ экономически целесообразным считается первый вариант, а при $T > T_n$ — второй вариант.

Если ввести значение нормативного срока окупаемости T_n в формулу (12-1), то в рассматриваемом примере условие экономичности первого варианта по сравнению со вторым представится выражением

$$S_1 + \frac{K_1}{T_n} < S_2 + \frac{K_2}{T_n}. \quad (12-2a)$$

При $T_n = \infty$ условие наибольшей экономичности варианта запишется так:

$$S_1 < S_2. \quad (12-26)$$

Уравнение (12-26) показывает, что экономический расчет по минимуму годовых эксплуатационных расходов является частным случаем расчета по методу нормативного срока окупаемости при $T_n = \infty$.

При $T_n = 0$ условие наибольшей экономичности первого варианта по сравнению со вторым вариантом запишется так:

$$K_1 < K_2. \quad (12-2в)$$

Уравнение (12-2в) показывает, что экономический расчет по минимуму начальных затрат является частным случаем расчета по методу нормативного срока окупаемости при $T_n = 0$.

В настоящее время для энергетических установок принято $T_n = 8$ лет.

Сумма $Z = S + \frac{K}{T_n}$ называется приведенными годовыми расходами¹.

Таким образом, наиболее экономичным считается вариант, имеющий наименьшее значение приведенных годовых расходов,

$$Z = S + \frac{K}{T_n} = \min. \quad (12-3)$$

Величина, обратная нормативному сроку окупаемости, называется нормативным коэффициентом эффективности p_n .

Поэтому условие наибольшей экономичности первого варианта по

сравнению со вторым можно еще записать так:

$$Z = S + p_n K = \min: \quad (12-4)$$

При $T_n = 8$ лет величина $p_n = 0,125 = 12,5\%$.

При изыскании оптимального варианта следует учитывать все звенья теплоснабжения: станцию, сеть и абонентские установки. Снижение начальных капиталовложений или эксплуатационных расходов по одному звену системы часто приводит к росту этих расходов по другому звену. Поэтому ограничение технико-экономического расчета одним каким-либо звеном системы и абстрагирование от смежных звеньев может привести к неправильным решениям.

Всякий технико-экономический расчет начинается с установления статей расходов, зависящих от искомого варианта или параметра.

В большинстве задач технико-экономического расчета в области теплофикации и централизованного теплоснабжения приходится учитывать следующие зависимые статьи расходов:

Начальные вложения

1) $K_{a,y}$ — начальные вложения в энергогенерирующие установки. При комбинированном энергоснабжении $K_{a,y}$ — начальные затраты на сооружение ТЭЦ. При раздельном энергоснабжении $K_{a,y}$ — сумма начальных затрат на сооружение районной тепловой электрической станции, эквивалентной электрической мощности ТЭЦ и районной котельной или комплекса местных котельных, эквивалентных тепловой мощности ТЭЦ.

2) $K_{т,д}$ — начальные вложения в топливодобычу (топливная база и транспорт топлива).

3) $K_{a,c}$ — начальные вложения в электрические сети и трансформаторные подстанции.

4) $K_{т,c}$ — начальные вложения в тепловые сети.

5) $K_{a,b}$ — начальные вложения в абонентские установки.

Эксплуатационные расходы

1) $S_{a,y}$ — ежегодные отчисления на амортизацию и ремонт от на-

¹ Эта величина иногда также называется расчетными затратами.

чальной стоимости энергогенерирующих установок.

2) $S_{\text{топ}}$ — стоимость годового расхода топлива при подаче абонентам одного и того же количества тепловой и электрической энергии при сравниваемых вариантах или же стоимость годового перерасхода топлива в рассматриваемом варианте по сравнению с вариантом, при котором годовой расход топлива минимален.

3) $S_{\text{э.с}}$ — ежегодные отчисления от начальных вложений в электрические сети.

4) $S_{\text{т.с}}$ — ежегодные отчисления от начальных вложений в тепловые сети.

5) $S_{\text{аб}}$ — ежегодные отчисления от начальных вложений в абонентские установки.

6) $S_{\text{п}}$ — стоимость перекачки теплоносителя.

7) $S_{\text{т.п}}$ — стоимость тепловых потерь.

8) $S_{\text{о}}$ — стоимость обслуживания.

Если все статьи расходов, учитываемые технико-экономическим расчетом, связаны аналитически с искомым параметром, то задача может быть решена чисто аналитически по правилу нахождения минимума функций.

Если невозможно установить аналитическую зависимость всех учитываемых расходов от искомого параметра, то задача решается методом вариантов. В этом случае значительная наглядность достигается при графической интерпретации результатов расчета.

Строится график зависимости приведенных расходов от искомого параметра. Точка перегиба кривой определяет искомое решение. При пологом протекании кривой суммарных расходов выбор оптимального варианта производится с учетом дополнительных факторов: условий обслуживания, расхода металла и др.

Ниже приводится методика расчета отдельных статей капитальных затрат и эксплуатационных расходов.

12-2. НАЧАЛЬНЫЕ ВЛОЖЕНИЯ В ЭНЕРГОГЕНЕРИРУЮЩИЕ УСТАНОВКИ И ЕЖЕГОДНЫЕ ОТЧИСЛЕНИЯ ОТ НИХ

Как правило, начальные вложения в энергогенерирующие установки должны определяться по сметным данным, составленным на основе проектных проработок сравниваемых вариантов.

При отсутствии сметных данных допустимо для предварительных расчетов пользоваться укрупненными измерителями. При определении для варианта раздельной выработки начальных затрат на сооружение районной тепловой электростанции, эквивалентной мощности ТЭЦ, следует иметь в виду, что во многих случаях районные тепловые станции располагаются вблизи источника топлива на значительном расстоянии от потребителей электроэнергии.

Теплоэлектроцентрали, как правило, располагаются вблизи тепловых потребителей, которые обычно одновременно используют также всю или большую часть электрической энергии, вырабатываемой на ТЭЦ. Поэтому эквивалентная мощность районной тепловой электростанции, как правило, должна быть больше электрической мощности ТЭЦ на величину потерь в линиях электропередачи.

Аналогично для варианта теплоснабжения абонентов от местных или районных котельных их установленная мощность должна быть меньше тепловой мощности ТЭЦ на величину снижения теплопотерь в тепловой сети.

Начальные затраты на сооружение ТЭЦ определяются по формуле

$$K_{\text{э.у}} = k_{\text{тэц}} N_{\text{тэц}}, \text{ руб.}, \quad (12-5a)$$

где $k_{\text{тэц}}$ — удельная стоимость ТЭЦ, руб/квт;

$N_{\text{тэц}}$ — электрическая мощность ТЭЦ, квт.

Удельная стоимость ТЭЦ зависит от ее мощности и мощности отдельных агрегатов, вида топлива, типа турбин, начальных параметров пара, параметров отбора или противодавления, а также от ориента-

ции площадки ТЭЦ по отношению к железнодорожным подъездным путям и источнику водоснабжения.

Начальная стоимость ТЭЦ определяется на основе проектных работ.

Для ориентировочных расчетов удельную стоимость ТЭЦ, оборудованных турбинами с отопительным отбором пара (0,5—2,5 атa) в пределах единичной мощности ТЭЦ от $6 \cdot 10^3$ до $500 \cdot 10^3$ кВт, можно определять по формуле

$$k_{\text{ТЭЦ}} = \frac{b}{N_{\text{ТЭЦ}}^{0,2}} \text{ руб/квт.} \quad (12-56)$$

Величина b зависит от вида топлива. При твердом топливе $b = 1300$; при газе $b = 1000$.

При установке турбин с проги-водавлением удельные начальные затраты снижаются на 10—15%.

Начальные затраты на сооружение энергогенерирующих установок при раздельном энергоснабжении представляют собой сумму двух слагаемых

$$K_{\text{э.у}} = K_{\text{КЭС}} + K_{\text{кот}}, \quad (12-6)$$

где $K_{\text{КЭС}}$ — начальные затраты на сооружение эквивалентной мощности на конденсационной электростанции;

$K_{\text{кот}}$ — начальные затраты на сооружение котельных.

Начальные затраты на сооружение эквивалентной мощности КЭС могут быть определены по формуле

$$K_{\text{КЭС}} = k_{\text{КЭС}} (1 + c_{\text{э.с}}) N_{\text{ТЭЦ}}, \text{ руб.} \quad (12-7)$$

где $c_{\text{э.с}}$ — коэффициент, учитывающий дополнительные потери при подаче электроэнергии от КЭС по сравнению с электроснабжением потребителей от ТЭЦ.

При средней дальности подачи электроэнергии от КЭС до потребителей 200—250 км можно ориентировочно принимать $c_{\text{э.с}} \approx 0,08$ —0,1, $k_{\text{КЭС}}$ — удельные начальные вложения в районные конденсационные электростанции.

В настоящее время в СССР вводится в работу много высокоэкономичных районных конденсационных тепловых электростанций **вблизи** источников топлива на высокие и сверхвысокие параметры пара мощностью 1200—2400 Мвт с турбинами единичной мощностью 150—300 Мвт. С этими станциями и надлежит экономически сравнивать ТЭЦ, сооружаемые в крупных энергосистемах.

Для ориентировочных расчетов можно принимать следующую удельную стоимость крупных КЭС:

$k_{\text{КЭС}}$	руб/квт
на твердом топливе:	
высокого давления	80—85
сверхвысокого давления	70—75
на газе:	
высокого давления	60—65
сверхвысокого давления	56—60

Начальные затраты на сооружение районных или местных котельных определяются по формуле

$$K_{\text{кот}} = k_{\text{кот}} (1 - c_{\text{т.с}}) Q_{\text{ТЭЦ}}, \text{ руб.}, \quad (12-8)$$

где $k_{\text{кот}}$ — удельные начальные затраты в котельные, руб/Гкал/ч;

$c_{\text{т.с}}$ — коэффициент, учитывающий снижение теплопотерь в сетях районных и местных котельных по сравнению с ТЭЦ;

$Q_{\text{ТЭЦ}}$ — установленная тепловая мощность эквивалентной ТЭЦ, Гкал/ч.

Для ориентировочных расчетов можно принимать:

для районных котельных $c_{\text{т.с}} = 0,02$;

для местных котельных $c_{\text{т.с}} = 0,05$.

Удельные начальные затраты в котельные зависят от мощности котельной, вида теплоносителя, типа котлов, рода топлива и системы теплоснабжения.

При установке крупных водогрейных котлов можно принимать для ориентировочных расчетов¹:

¹ При открытой системе теплоснабжения должны быть дополнительно учтены затраты на установки для умягчения и деаэрации воды для горячего водоснабжения, составляющие при производительности больше 500 м³/ч, водах средней жесткости и катионитовой обработке 250—350 руб/м³/ч.

при газе и жидком топливе $k_{\text{кот}} = 4-5$ тыс. руб/Гкал/ч;

при твердом топливе $k_{\text{кот}} = 10-12$ тыс. руб/Гкал/ч.

Ежегодные отчисления от начальной стоимости энергогенерирующих установок определяются по формуле

$$S_{a,y} = f_{a,y} K_{a,y}, \quad (12-9)$$

где $f_{a,y}$ — доля ежегодных отчислений, принимаемая обычно $f_{a,y} = 0,08$ из расчета:

Амортизация 6,6%

Ремонт 1,4%

Всего 8%

12-3. РАСХОД И СТОИМОСТЬ ТОПЛИВА. НАЧАЛЬНЫЕ ВЛОЖЕНИЯ В ТОПЛИВНУЮ БАЗУ И ТРАНСПОРТ ТОПЛИВА

При экономическом сравнении теплофикации и раздельного энергоснабжения определяются годовые расходы топлива в сравниваемых вариантах B_t и B_p при условии подачи абонентам одного и того же количества электрической и тепловой энергии.

Зная годовые расходы топлива, легко определить экономию топлива и начальные вложения в топливную базу и транспорт топлива.

Начальные вложения в топливо-добычу

$$K_{т.д} = K_{т.б} + K_{т.т}, \text{ руб.}, \quad (12-10)$$

где $K_{т.б}$ и $K_{т.т}$ — вложения в топливную базу и транспорт топлива.

Начальные вложения в топливную базу (строительство угольных шахт, нефтяных и газовых скважин) определяются для каждого из сравниваемых вариантов по формуле

$$K_{т.б} = a_б B, \text{ руб.}, \quad (12-11a)$$

где B — годовой расход условного топлива для данного варианта, т/год;

$a_б$ — удельные затраты на создание топливной базы, руб/т/год.

Для ориентировочных расчетов можно принимать следующие значения величины $a_б$ [Л. 57]:

подмосковный уголь 67; донецкий АШ 27; кузнецкий шахтной добычи 14; назаровский открытых разработок 6; газ 4, нефть 18.

В том случае, когда для ТЭЦ, КЭС и котельных используется топливо одного и того же месторождения, можно определить сразу дополнительные затраты в топливную базу при раздельном варианте по сравнению с комбинированным энергоснабжением по формуле

$$\Delta K_{т.б} = a_б \Delta B, \text{ руб.}, \quad (12-11б)$$

где ΔB — экономия условного топлива при теплофикации по сравнению с раздельным энергоснабжением, т/год,

$$\Delta B = B_p - B_t. \quad (12-12)$$

Начальные вложения в транспорт топлива (строительство подъездных железнодорожных путей, автомобильных грузовых дорог, газопроводов и др.) определяются для каждого из сравниваемых вариантов по формуле

$$K_{т.т} = a_t L_{т.т} B, \text{ руб.}, \quad (12-13)$$

где a_t — удельные начальные затраты в транспорт топлива;

$L_{т.т}$ — дальность транспорта, км.

Для ориентировочных расчетов можно принимать: для железнодорожного транспорта $a_t = 0,7-1,0$ коп. на тонну натурального топлива в год на 1 км; для газа 1,5—3,0 коп. на тонну условного топлива в год на 1 км.

Начальные вложения в транспорт топлива для КЭС и котельных определяются обычно раздельно, так как КЭС и котельные, как правило, находятся на разном расстоянии от топливной базы.

Годовой расход топлива на ТЭЦ определяется по уравнению (1-25). Годовой расход топлива на выработку тепла в районной или местных котельных определяется по формулам (1-21), (1-22).

Годовой расход условного топлива на выработку эквивалентного

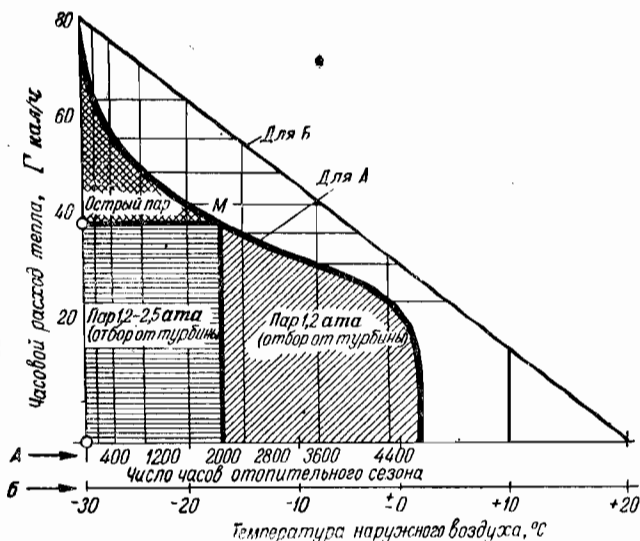


Рис. 12-1. Примерный график покрытия отопительной нагрузки паром различных параметров.

количества электрической энергии на КЭС определяется по формуле

$$B_{\text{КЭС}} = b_{\text{к}}^3 \mathcal{E}_{\text{ТЭЦ}} (1 + c_{\text{э.с}}), \text{ кг/год}, \quad (12-14)$$

где $\mathcal{E}_{\text{ТЭЦ}}$ — годовая выработка электрической энергии на ТЭЦ, $\text{квт} \cdot \text{ч/год}$;

$c_{\text{э.с}}$ — коэффициент, учитывающий дополнительные потери в электросетях от КЭС;

$b_{\text{к}}^3$ — удельный расход условного топлива на КЭС, $\text{кг/квт} \cdot \text{ч}$, определяемый по формуле (1-18).

При сооружении ТЭЦ в крупных энергосистемах расходы топлива на ТЭЦ должны сравниваться с расходами топлива на наиболее экономичных конденсационных электростанциях, работающих в энергосистеме.

Для характеристики уровня тепловой экономичности работающих конденсационных тепловых электростанций общего пользования можно привести следующие фактические данные за 1962 г.

Удельный расход условного топлива на отпущенный 1 $\text{квт} \cdot \text{ч}$ на самой экономичной КЭС сверхвысокого давления на твердом топливе

(Черепетская ГРЭС) составил 0,398 $\text{кг/квт} \cdot \text{ч}$ и на самой экономичной КЭС высокого давления на газе (Змиевская ГРЭС) — 0,336 $\text{кг/квт} \cdot \text{ч}$.

Средний удельный расход условного топлива на конденсационных станциях высокого давления общего пользования составил в 1962 г. 0,426 кг на отпущенный $\text{квт} \cdot \text{ч}$.

В связи с повышением начальных параметров КЭС и укрупнением мощностей котельных и турбинных агрегатов намечается существенно повысить

экономичность районных конденсационных станций. Ожидается в перспективе получить следующие удельные расходы условного топлива на вновь сооружаемых мощных КЭС.

На станциях высокого давления (130 ата , 565/565°С) $b_{\text{к}}^3 = 0,320 - 0,335 \text{ кг/квт} \cdot \text{ч}$ (брутто)¹ и $b_{\text{к}}^3 = 0,335 - 0,360 \text{ кг/квт} \cdot \text{ч}$ (нетто)².

На станциях сверхвысокого давления (240 ата , 580/565°С) $b_{\text{к}}^3 = 0,300 - 0,303 \text{ кг/квт} \cdot \text{ч}$ (брутто) и $b_{\text{к}}^3 = 0,315 - 0,330 \text{ кг/квт} \cdot \text{ч}$ (нетто).

Меньшие значения удельного расхода — для газа, большие — для твердого топлива.

Долю расхода электрической энергии на собственные нужды электростанций можно ориентировочно принимать: для КЭС 4—6% от суммарной выработки; для ТЭЦ 6—8% от суммарной выработки.

В ряде экономических расчетов приходится определять годовые расходы топлива на ТЭЦ при различном режиме использования отборов теплофикационных турбин. Необходимость в таких расчетах возникает при выборе экономического давления в отборе турбины, экономиче-

¹ Брутто — на выработанную энергию.

² Нетто — на отпущенную энергию.

ского графика температур в водяных тепловых сетях и т. д.

Задача обычно решается при помощи графика продолжительности тепловой нагрузки. На основании графика температур и располагаемой тепловой мощности отборов (рис. 4-30) площадь графика продолжительности тепловой нагрузки разбивается на отдельные площадки, покрываемые различными параметрами пара (рис. 12-1). Размер каждой площадки определяет годовой расход пара данного давления.

При установлении требуемых параметров пара рекомендуется для предварительных расчетов принимать перепад температур между греющим паром (температурой насыщения) и нагретой водой: при поверхностном подогреве $\Delta t_k = 6-10^\circ \text{C}$; при смешивающем подогреве $\Delta t_k = 0^\circ \text{C}$.

Стоимость годового расхода топлива для каждого из сравниваемых вариантов определяется по формуле

$$S_{\text{топ}} = z_{\text{топ}} B, \text{ руб/год, (12-15)}$$

где $z_{\text{топ}}$ — себестоимость условного топлива, франко-энергогенерирующая установка, руб/т.

В задачах, при которых себестоимость топлива во всех сравниваемых вариантах одинакова, например при выборе оптимальных параметров пара в отборе турбины на ТЭЦ, удобнее вводить в расчет не абсолютный расход топлива, а разность расходов топлива, т. е. перерасход топлива при сравниваемом варианте по сравнению с вариантом, при котором расход топлива минимальный. Стоимость перерасхода топлива определяется в этом случае по формуле

$$S_{\text{топ}} = z_{\text{топ}} \Delta B, \text{ руб/год, (12-16)}$$

где $\Delta B = B - B_{\text{мин}}$;

B — расход условного топлива в данном варианте, т/год;

$B_{\text{мин}}$ — минимальный расход условного топлива в сравниваемых вариантах, т/год.

Удельная стоимость перерасхода топлива, отнесенная к 1 Гкал отпущенного тепла,

$$s = \frac{S_{\text{топ}}}{Q} = \frac{z_{\text{топ}}}{Q} \Delta B, \text{ (12-17)}$$

где Q — отпуск тепла со станции, Гкал/год.

12-4. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ НАЧАЛЬНЫЕ ВЛОЖЕНИЯ В ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СЕТИ И ЕЖЕГОДНЫЕ ОТЧИСЛЕНИЯ

При раздельном энергоснабжении требуются обычно большие начальные затраты в линии электропередачи, чем при комбинированном энергоснабжении, так как ТЭЦ, как правило, расположена вблизи потребителей тепловой и электрической энергии, в то время как КЭС располагается вблизи топливных баз, иногда на значительном расстоянии от основных потребителей энергии.

Дополнительные начальные вложения в электрические сети могут быть определены на стадии предварительных экономических расчетов по формуле

$$\Delta K_{a.c} = k_{a.c} L_{a.c} \mu (1 + c_{a.c}) N_{\text{ТЭЦ}}, \text{ (12-18)}$$

где μ — учитываемая доля дополнительного удорожания электросетей при раздельном энергоснабжении. В среднем $\mu = 0,5$;

$k_{a.c}$ — удельная начальная стоимость линий электропередачи. Для предварительных расчетов можно принимать $k_{a.c} = 10-15 \text{ коп/квт} \cdot \text{км}$.

$L_{a.c}$ — дальность магистральной электропередачи, км.

Ежегодные отчисления от дополнительных начальных вложений в электросети

$$S_{a.c} = f_{a.c} \Delta K_{a.c}, \text{ руб/год. (12-19)}$$

В среднем $f_{a.c} = 0,08$.

12-5. НАЧАЛЬНЫЕ ВЛОЖЕНИЯ В ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ И ЕЖЕГОДНЫЕ ОТЧИСЛЕНИЯ ОТ НИХ

Технико-экономические расчеты обычно предшествуют стадии рабочего проектирования. Поэтому при

проведении технико-экономических расчетов начальные затраты на сооружение тепловой сети не могут быть точно определены, так как рабочие сметы отсутствуют.

Для ориентировочного расчета начальных затрат на сооружение городских тепловых сетей в приложении 21 приведены данные Теплоэлектропроекта [Л. 50].

Для этой цели можно также воспользоваться следующими зависимостями.

Удельные капиталовложения в городские тепловые сети в пределах площади застройки — сооружение магистральных, разводящих и квартальных сетей (без учета транзитных сетей), при расчетном графике температур воды в сети 150—70°С

$$k_y = \frac{7300\varphi_c\varphi_n}{q^{0,8}} \left(\frac{Q}{100}\right)^{0,16}, \text{ руб/Гкал/ч.} \quad (12-20a)$$

Удельная материальная характеристика тепловой сети¹ в пределах площади застройки

$$M_y = 42 \frac{\varphi_c}{q^{0,8}} \left(\frac{Q}{100}\right)^{0,16}, \text{ м}^2/\text{Гкал/ч.} \quad (12-20б)$$

Удельный расход металла (трубы, арматуры, строительные конструкции)

$$m_y = 9 \frac{\varphi_c}{q^{0,8}} \left(\frac{Q}{100}\right)^{0,25}, \text{ т/Гкал/ч.} \quad (12-20в)$$

q — теплоплотность района в пределах застройки, Гкал/ч·га.

В зависимости от этажности застройки можно принимать ориентировочно:

Одноэтажная $q = 0,15—0,20$
 Двухэтажная $q = 0,25—0,40$
 Трехэтажная $q = 0,40—0,55$
 Четырехэтажная $q = 0,50—0,70$
 Пяти- и шестизэтажная $q = 0,65—0,80$;

Q — расчетная тепловая нагрузка района, Гкал/ч;

φ_c — поправочный коэффициент, учитывающий зависимость удельного расхода воды в сети от системы теплоснаб-

жения, метода регулирования отпуска тепла и соотношения нагрузок горячего водоснабжения и отопления
 $\delta = Q_{г.с}^p / Q_o$.

Значения коэффициента φ_c приведены в нижеследующей таблице:

$\varphi_c = f(\delta)$				
Система теплоснабжения	P	0	0,1	0,2
Закрытая. Смешанная схема включения горячего водоснабжения		1	1,07	1,13
Открытая. Параллельная схема включения горячего водоснабжения		1	1,03	1,05
Закрытая или открытая. Регулирование отпуска тепла по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения . . .		1	0,96	0,92

φ_n — поправочный коэффициент, зависящий от типа и условий прокладки.

Ориентировочно можно принимать:

а) непроходные каналы, подвесная изоляция, сухой грунт $\varphi_n = 1,0$;

б) бесканальная прокладка в монолитном пенобетоне, сухой грунт $\varphi_n = 0,8$;

в) непроходные каналы, подвесная изоляция, мокрый грунт $\varphi_n = 1,1—1,2$.

Для решения некоторых технико-экономических задач необходимо знать зависимость начальной стоимости сети от ее геометрических параметров. Такие зависимости могут быть построены на основании анализа рабочих смет по выполненным сооружениям.

Исследование смет на сооружение тепловых сетей показывает, что начальную удельную стоимость тепловой сети можно с достаточной для практических расчетов точностью выразить в виде линейной функции диаметра:

$$k_{т.с} = a + bd, \quad (12-21a)$$

где $k_{т.с}$ — полная удельная стоимость однотрубного теплопровода (монтажные, строительные и изоляци-

¹ Определение материальной характеристики сети приведено ниже.

онные работы с материалами), руб/м;

d — диаметр трубопровода, м;
 a и b — постоянные коэффициенты, зависящие от конструкции сети, способа производства работ и местных условий.

Стоимость тепловой сети, состоящей из s участков с различными диаметрами трубопроводов d м различной длины l м, определяется по формуле

$$K_{т.с} = a \sum_1^s l + b \sum_1^s dl, \text{ руб.}, \quad (12-216)$$

где $\sum_1^s l$ — суммарная длина всех трубопроводов сети, м.

Для предварительных расчетов можно принимать следующие значения постоянных коэффициентов:

1) бесканальные неразгруженные прокладки в сухих грунтах

$$a=2 \text{ руб/м}; b=100 \text{ руб/м}^2;$$

2) надземные прокладки на металлических или железобетонных мачтах

$$a=2 \text{ руб/м}; b=110 \text{ руб/м}^2;$$

3) подземные прокладки в непроходных железобетонных каналах;

а) в сухих грунтах

$$a=0 \text{ руб/м}; b=140 \text{ руб/м}^2;$$

б) в мокрых грунтах

$$a=10 \text{ руб/м}; b=150 \text{ руб/м}^2;$$

4) бесканальные прокладки в монолитной пенобетонной изоляции:

а) в сухих грунтах

$$a=0 \text{ руб/м}; b=115 \text{ руб/м}^2;$$

б) в мокрых грунтах

$$a=5 \text{ руб/м}; b=130 \text{ руб/м}^2.$$

Величина $\sum_1^s d \cdot l$, представляющая

собой сумму произведений диаметров трубопроводов в метрах на их

длину (подающих и обратных) в метрах, называется материальной характеристикой тепловой сети и обозначается буквой M :

$$M = \sum_1^s d \cdot l, \text{ м}^2.$$

Таким образом,

$$K_{т.с} = a \sum_1^s l + bM, \text{ руб.} \quad (12-22)$$

Если исчислена материальная характеристика тепловой сети для одного из сравниваемых вариантов, то величина материальной характеристики сети при всех других вариантах может быть определена простым перерасчетом. На основании зависимостей, приведенных в гидравлическом расчете, выводятся следующие уравнения для перерасчета материальной характеристики паровых и водяных сетей:

для паровых сетей

$$M_n = M_1 \left(\frac{\Delta p_1 \gamma_1}{\Delta p_n \gamma_n} \right)^{0.19}, \quad (12-23a)$$

где M_1 — материальная характеристика тепловой сети при падении давления в сети Δp_1 и среднем удельном весе пара γ_1 ;

M_n — то же при падении давления в сети Δp_n и удельном весе пара γ_n ;

для водяных сетей

$$M_n = M_1 \left(\frac{G_n}{G_1} \right)^{0.38} \left(\frac{R_1}{R_n} \right)^{0.19} \quad (12-23б)$$

или

$$M_n = M_1 \left(\frac{\Delta \tau_1}{\Delta \tau_n} \right)^{0.38} \left(\frac{R_1}{R_n} \right)^{0.19}, \quad (12-23в)$$

где M_n — материальная характеристика тепловой сети при расчетном расходе воды G_n , расчетном перепаде температур $\Delta \tau_n$ и линейном удельном падении давления в главной магистрали R_n ;

M_1 — то же при расходе воды G_1 , перепаде температур в сети $\Delta \tau_1$ и удельном падении давления в главной магистрали R_1 .

Ежегодные отчисления от начальной стоимости сети определяются по формуле

$$S_{т.с} = f_{т.с} K_{т.с}, \text{ руб/год, (12-24a)}$$

где $f_{т.с}$ — доля годовых отчислений¹ обычно принимается 0,055 из расчета: амортизация — 3,5%, ремонт — 2,0%.

Удельные отчисления от тепловой сети, отнесенные к 1 Гкал отпущенного тепла,

$$s_{т.с} = \frac{S_{т.с}}{Q} = \frac{f_{т.с}}{Q} [a \Sigma l + bM], \text{ руб/Гкал, (12-24б)}$$

где Q — годовой отпуск тепла, Гкал

Предварительное определение материальной характеристики сети

Ниже выведены уравнения для предварительного определения материальной характеристики двухтрубной водяной тепловой сети для нескольких типовых случаев распределения нагрузки вдоль тепловой сети без детальных гидравлических расчетов.

Транзитная магистраль (рис. 12-2)

Расход воды вдоль магистрали постоянен и равен G_n т/ч. Длина магистрали в одном направлении L м.

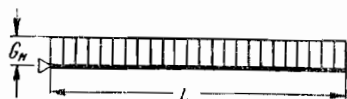


Рис. 12-2. Транзитная магистраль.

На основании формулы (5-18б)

$$M = EG_n^{0,38} L \text{ м}^2, \quad (12-25)$$

$$\text{где } E = \frac{2A_d^B}{R_{л}^{0,19}}.$$

Магистраль с равномерно распределенной нагрузкой по длине (рис. 12-3)

Расход воды в начале магистрали равен G_n . Расход воды в конце магистрали равен нулю.

¹ Если зарплата ремонтного персонала определяется по штатному расчету, то отчисления на ремонт (материалы, инструмент и др.) учитываются только в размере 0,5% от начальной стоимости сети. В этом случае $f_{т.с} = 0,04$.

Рассмотрим участок бесконечно малой длины dl на расстоянии l от конца магистрали.

Расход воды на этом участке

$$G = \frac{G_n}{L} l.$$

На основании уравнения (12-25) материальная характеристика рассматриваемого участка длиной dl

$$\partial M = EG_n^{0,38} dl = E \frac{G_n^{0,38}}{L^{0,38}} l^{0,38} dl. \quad (12-26)$$

Материальная характеристика всей двухтрубной магистрали

$$M = \int_0^L \partial M = 0,725 EG_n^{0,38} L. \quad (12-27)$$

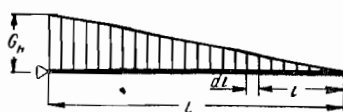


Рис. 12-3. Магистраль с равномерно распределенной нагрузкой.

Из сравнения уравнений (12-27) и (12-25) видно, что при прочих равных условиях отношение материальной характеристики магистрали с равномерно распределенным расходом воды к материальной характеристике транзитной магистрали — величина постоянная, равная 0,725. Эта величина не зависит от абсолютного значения расходов воды и длины сети.

Магистраль с комбинированным распределением нагрузки (рис. 12-4)

Расход воды в магистрали уменьшается равномерно по длине от G_n в начале до G_k в конце.

Введем понятие фиктивная длина магистрали L_ϕ , под которой понимается длина магистрали, на которой при заданном законе распределения нагрузки расход воды изменяется от G_n до нуля.

Очевидно,

$$L_\phi = \frac{L}{1 - \beta}, \quad (12-28)$$

$$\text{где } \beta = \frac{G_k}{G_n}.$$



Рис. 12-4. Магистраль с комбинированным распределением нагрузки.

Материальная характеристика магистрали с комбинированной нагрузкой может быть найдена как разность материальных характеристик двух магистралей с равномерной нагрузкой, из которых одна имеет нагрузку в начале G_n и длину L_ϕ , а другая — нагрузку в начале G_k и длину $(L_\phi - L)$.

На основании уравнения (12-27) находим:

$$M = 0,725 EG_n^{0,38} L_\mu, \quad (12-29)$$

$$\text{где } \mu = \frac{1 - \beta^{0,38}}{1 - \beta}.$$

Из сравнения уравнений (12-29) и (12-27) следует, что при прочих равных условиях отношение материальной характеристики магистрали с комбинированной нагрузкой к материальной характеристике магистрали с равномерной нагрузкой зависит только от отношения расходов теплоносителя в конце и начале магистрали.

Значение $\mu = f(\beta)$ приведено в следующей таблице

β	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
μ	1	1,065	1,11	1,15	1,19	1,23	1,26	1,29	1,32	1,38

На основе уравнения (12-29) может быть определена также материальная характеристика всех ответвлений магистрали

$$M = 0,725 n EG_n^{0,38} L_\mu, \quad (12-30)$$

где n — число ответвлений;

G_n — средний расчетный расход воды в начале ответвления;

G_k — средний расчетный расход воды у абонента;

L — средняя длина ответвления в одном направлении.

12-6. НАЧАЛЬНЫЕ ВЛОЖЕНИЯ В АБОНЕНТСКИЕ УСТАНОВКИ И ЕЖЕГОДНЫЕ ОТЧИСЛЕНИЯ

При некоторых технико-экономических расчетах, например при изыскании оптимальных параметров теплоносителя, необходимо учесть влияние исследуемого параметра на начальную стоимость и эксплуатационные расходы по абонентской системе.

Изменение параметров теплоносителя в тепловой сети сказывается на величине поверхности нагрева отопительно-вентиляционных систем и других приемников тепла абонентов. Влияние параметров теплоносителя на сечения трубопроводов

местных абонентских установок обычно настолько невелико, что им можно пренебречь.

Начальная стоимость отопительно-вентиляционных приборов и абонентских водоводяных подогревателей может быть определена по формуле

$$K_{аб} = aF, \text{ руб.}, \quad (12-31)$$

где a — стоимость приборов, руб/м²;

F — поверхность нагрева, м².

Для предварительных расчетов можно принимать:

Отопительные

приборы . . . $a = 4 - 5$ руб/м².

Калориферы $a = 7 - 10$ руб/м²

Водоводяные по-

догреватели $a = 50 - 80$ руб/м²

Ежегодные отчисления от начальной стоимости абонентских установок

$$S_{аб} = f_{аб} K_{аб} = f_{аб} a F, \text{ руб/год}, \quad (12-32)$$

где $f_{аб}$ — доля ежегодных отчислений, принимаемая: для отопительно-вентиляционных установок 0,05; для водоводяных подогревателей 0,08.

Удельные ежегодные отчисления, отнесенные к 1 Гкал отпущенного тепла,

$$s_{аб} = \frac{S_{аб}}{Q} = \frac{f_{аб} a F}{Q} \text{ руб/Гкал}, \quad (12-33)$$

где Q — годовой отпуск тепла.

12-7. СТОИМОСТЬ ПЕРЕКАЧКИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Значительной статьей эксплуатационных расходов в водяных тепловых сетях является перекачка теплоносителя. Основной частью этой статьи является стоимость электроэнергии, расходуемой на

привод циркуляционных насосов. Расход энергии на привод сетевых насосов можно определить по формуле

$$U = \frac{G H n}{367 \eta_{н.у}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч/год}, \quad (12-34)$$

где G — расход воды в сети (подача насоса), $\text{м}^3/\text{ч}$;

H — напор, развиваемый насосами, м ;

n — число часов работы насосов за год;

$\eta_{н.у}$ — к. п. д. насосной установки (произведение к. п. д. насоса η_n на к. п. д. электродвигателя η_d) для средних условий 0,5—0,6.

Если система работает при переменном гидравлическом режиме, например в условиях резко различной тепловой нагрузки (зимней и летней) или при количественном регулировании, годовой расход электроэнергии на перекачку теплоносителя определяется по формуле

$$U = \frac{1}{367 \eta_{н.у}} [G_1 H_1 n_1 + G_2 H_2 n_2 + \dots + G_n H_n n_n], \text{ кВт} \cdot \text{ч/год}, \quad (12-35)$$

где $n_1, n_2, \dots, n_n$ — число часов работы системы при расходах воды $G_1, G_2, \dots, G_n$ и при соответствующих напорах $H_1, H_2, \dots, H_n$.

Напор, развиваемый насосами, можно считать состоящим из трех слагаемых: потери напора на станции $\Delta H_{ст}$, потери напора в сети ΔH_c , потери напора на абонентском вводе $\Delta H_{аб}$

$$H = \Delta H_{аб} + \Delta H_c + \Delta H_{ст}. \quad (12-36)$$

При изыскании оптимальных параметров тепловой сети (экономической потери напора в сети, экономической температуры теплоносителя) переменной величиной является обычно только потеря напора в сети. Потерю напора в стационарной установке и на абонентских вводах как постоянные можно в этих расчетах не учитывать.

Потеря напора в сети

$$\Delta H_c = \frac{R_\pi}{\gamma} L (1 + \alpha), \text{ м}, \quad (12-37)$$

где R_π — удельное линейное падение давления в главной магистрали, $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{м}$;

γ — удельный вес теплоносителя, $\text{кг}/\text{м}^3$;

L — длина главной магистрали (считая суммой длин подающей и обратной линий), м ;

α — коэффициент местных потерь.

Стоимость перекачки теплоносителя по сети может быть определена по формуле

$$S_\pi = U z_0 = \frac{G R_\pi L (1 + \alpha) n z_0}{367 \eta_{н.у} \gamma}, \text{ руб./год}, \quad (12-38)$$

где z_0 — стоимость электроэнергии, $\text{руб}/\text{кВт} \cdot \text{ч}$.

Удельная стоимость перекачки на 1 Гкал отпущенного тепла

$$s_\pi = \frac{S_\pi}{Q} = \frac{G R_\pi L (1 + \alpha) n z_0}{367 \gamma \eta_{н.у} Q}, \text{ руб./Гкал}. \quad (12-39a)$$

При $\gamma = 975 \text{ кг}/\text{м}^3$

$$s_\pi \approx \frac{G R_\pi L (1 + \alpha) n z_0}{360\,000 \eta_{н.у} Q}, \text{ руб./Гкал}. \quad (12-39b)$$

12-8. СТОИМОСТЬ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ

При проведении технико-экономических расчетов изоляционная конструкция теплопровода обычно неизвестна, так как разработка рабочих чертежей является задачей последующих этапов проектирования. Поэтому тепловые потери сети в начальной стадии проектирования определяются по укрупненным измерителям.

Для приближенного определения теплотерь сети пользуются следующим выражением:

$$Q_{т.п} = E M_{ус}, \text{ Гкал/год}, \quad (12-40a)$$

где $M_{ус}^*$ — условная материальная характеристика тепловой сети, рассчитанная по наружной поверхности изоляции, м^2 ;

* $M_{ус} \approx M + 0,15 \Sigma l$, где M — материальная характеристика тепловой сети, отнесенная к поверхности трубопроводов, м^2 ; Σl — суммарная длина трубопроводов, м [Л. 199].

E — удельные потери тепла на 1 м^2 условной материальной характеристики тепловой сети в год, $\text{Гкал}/\text{м}^2/\text{год}$

$$E = \pi k (\tau_{\text{ср}} - t_0) (1 + \beta) m \cdot 10^{-6}, \text{ Гкал}/\text{м}^2 \cdot \text{год}, (12-406)$$

где k — коэффициент теплопередачи теплопровода с учетом изоляции, канала и грунта, отнесенный условно к наружной поверхности изоляции трубопроводов, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;

$\tau_{\text{ср}}$ — среднегодовая температура теплоносителя, $^{\circ}\text{C}$;

t_0 — то же грунта или окружающей среды, $^{\circ}\text{C}$;

m — число часов работы тепловой сети в год; .

β — коэффициент местных тепловых потерь.

Значение коэффициента теплопередачи для предварительных расчетов можно принимать

$$k = 0,7 - 1,0 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

Среднегодовая температура теплоносителя определяется из выражения

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{\tau_1 m_1 + \tau_2 m_2 + \dots + \tau_n m_n}{m_1 + m_2 + \dots + m_n}, (12-41)$$

где $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n$ — температура теплоносителя, $^{\circ}\text{C}$;

$m_1, m_2, \dots, m_n$ — число часов в году работы теплопровода при соответствующих температурах теплоносителя.

Для водяных сетей $\tau_{\text{ср}}$ представляет полусумму среднегодовых температур подающей и обратной магистралей.

Для паровых сетей с постоянным режимом давлений $\tau_{\text{ср}}$ принимается равной средней температуре пара.

Для надземных прокладок на открытом воздухе t_0 принимается равной среднегодовой наружной температуре.

При подземных прокладках t_0 принимается равной среднегодовой температуре грунта на глубине оси теплопровода.

Если известна величина тепловых потерь сети $Q'_{\text{т.п}}$ при условной материальной характеристике M'_{yc} и

средней температуре теплоносителя $\tau'_{\text{ср}}$, то при других значениях этих переменных величина тепловых потерь $Q_{\text{т.п}}$ может быть определена простым пересчетом

$$Q_{\text{т.п}} = Q'_{\text{т.п}} \frac{M_{\text{yc}} (\tau_{\text{ср}} - t_0)}{M'_{\text{yc}} (\tau'_{\text{ср}} - t_0)}, \text{ Гкал}/\text{год}. (12-42)$$

Стоимость тепловых потерь может быть определена по формуле

$$S_{\text{т.п}} = Q_{\text{т.п}} z_{\text{т}} = E M_{\text{yc}} z_{\text{т}}, \text{ руб.}/\text{год}, (12-43)$$

где $z_{\text{т}}$ — себестоимость тепла, $\text{руб.}/\text{Гкал}$.

Удельная стоимость тепловых потерь на 1 Гкал отпущенного тепла

$$s_{\text{т.п}} = \frac{S_{\text{т.п}}}{Q} = \frac{E M_{\text{yc}} z_{\text{т}}}{Q}, \text{ руб.}/\text{Гкал}. (12-44)$$

12-9. СТОИМОСТЬ ОБСЛУЖИВАНИЯ

Стоимость обслуживания для каждого из сравниваемых вариантов определяется на основе штатных ведомостей. При отсутствии штатных ведомостей можно для ориентировочных расчетов определять штатный коэффициент (полная удельная численность персонала на 1 Мвт установленной мощности) для мощных районных конденсационных электростанций, работающих на твердом топливе, по рис. 12-5. Как видно из рис. 12-5, штатный коэффициент снижается с увеличением мощности станции и повышением начальных параметров пара. Это объясняется повышением единичной мощности турбинных и котельных агрегатов и вспомогательных механизмов с увеличением общей мощности станции, а также снижением при этом удельной численности административно-хозяйственного и ремонтного персонала.

Поскольку на ТЭЦ, как правило, мощность котельной на каждый 1 Мвт установленной мощности больше чем на КЭС, то штатный коэффициент ТЭЦ обычно выше штатного коэффициента КЭС. Для ориентировочных расчетов штатный коэффициент для ТЭЦ может приниматься равным штатному коэф-

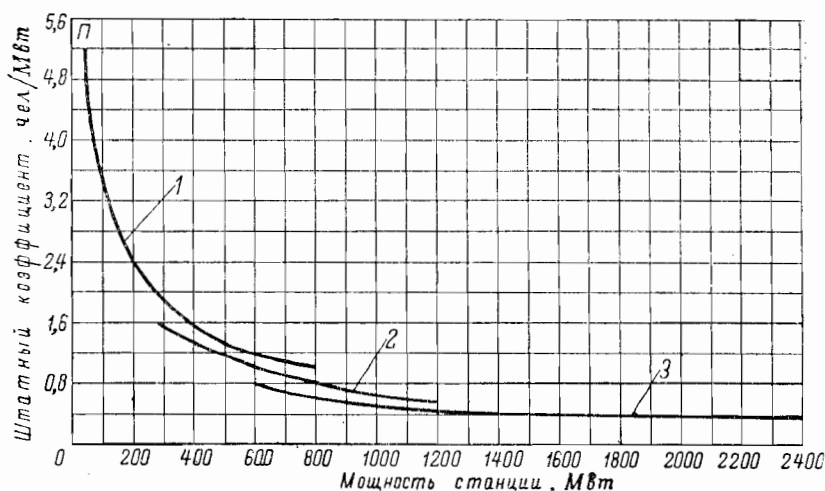


Рис. 12-5. Штатные коэффициенты районных тепловых электростанций на твердом топливе (для ориентировочных расчетов).

Начальные параметры станций: 1 — 90 ата, 535°С; 2 — 130 ата, 565°С; 3 — 240 ата, 580°С.

фициенту для КЭС с поправочным коэффициентом 1,1—1,2.

Для ориентировочных расчетов штатный коэффициент станций на газе может также определяться по рис. 12-5 с поправочными коэффициентами: 0,7 для начальных параметров 90 ата, 535°С и 0,8 для начальных параметров 130 ата, 565°С и 240 ата, 580°С.

Годовая стоимость обслуживания тепловых сетей составляет ориентировочно около 2% от их начальной стоимости. Более точный расчет производится на основе штатного коэффициента.

Штатный коэффициент по тепловым сетям зависит от вида теплоносителя, радиуса действия и тепловой мощности системы и составляет $\Pi=0,10-0,5$ чел. на присоединенную к сети 1 Гкал/ч максимальной тепловой нагрузки.

В среднем штатный коэффициент по тепловым сетям

$$\Pi=0,3 \text{ чел./Гкал/ч.}$$

Ремонтный персонал составляет 25—30% от общей численности.

Средняя зарплата персонала за год на одного работника электростанции и тепловых сетей может приниматься 1 200 руб. Штатный коэффициент для районных и промышленных котельных составляет

$\Pi=0,5-3$ чел./Гкал/ч. Меньшее значение относится к крупным котельным, работающим на газе; большее к небольшим котельным на твердом топливе. Штатный коэффициент для местных котельных небольшой мощности составляет 4—10 чел./Гкал/ч. Меньшее значение относится к работе на газе.

12-10. СРАВНЕНИЕ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

При сравнении теплофикации с раздельной системой энергоснабжения (электроснабжение от КЭС и теплоснабжение от районной котельной) определяются начальные затраты и эксплуатационные расходы по каждой системе энергоснабжения и находятся приведенные годовые расходы по формуле (12-3). Оптимальным является вариант, при котором 3 — минимум. При варианте раздельного энергоснабжения должны учитываться начальные затраты и эксплуатационные расходы по заменяющей КЭС и районной котельной. В большинстве случаев можно не учитывать начальные затраты и эксплуатационные расходы по тепловым сетям и абонентским вводам, которые обычно практически одинаковы при обоих вариантах.

12-11. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ ПАРА В ОТБОРЕ ТУРБИНЫ

Выбор оптимального давления пара связан не только с определением расходов по его транспорту, но и с расчетом расхода топлива на ТЭЦ.

Это объясняется тем, что при повышении давления пара в отборе турбины уменьшается адиабатный перепад, используемый в турбине, что приводит к снижению выработки электрической энергии на базе теплового потребления, но зато растет перепад давлений в тепловой сети, а это приводит к уменьшению диаметров паропроводов и снижению стоимости сети.

Таким образом, повышение давления пара на ТЭЦ удешевляет транспорт тепла, но приводит к перерасходу топлива на ТЭЦ. Оптимальный вариант соответствует минимуму суммы зависимых расходов по выработке и транспорту тепла. Если пар поступает в тепловую сеть не из отбора турбины, а непосредственно из котла, то начальное давление пара не отражается на расходе топлива.

В этом случае выгодно повышать давление пара на станции до технически допустимого предела.

В общем случае при теплоснабжении от ТЭЦ для выбора оптимального давления пара в отборе турбины должны быть учтены следующие эксплуатационные расходы, зависящие от искомого параметра:

1) стоимость перерасхода топлива из-за недовыработки электрической энергии на базе теплового потребления;

2) затраты по тепловой сети;

3) стоимость тепловых потерь.

В соответствии с уравнением (12-4) решение задачи соответствует минимуму суммы

$$Z = S_{\text{топ}} + S_{\text{т.п}} + (f_{\text{т.с}} + p_{\text{н}}) K_{\text{т.с}} = \min.$$

Так как не все зависимые статьи расходов связаны в данном случае с искомым параметром — давлением отбора, то задача решается методом вариантов.

12-12. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ГРАФИКА ТЕМПЕРАТУР ДЛЯ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ

Выбор оптимального графика температур зависит от экономики всех трех звеньев теплофикационной системы: ТЭЦ, тепловой сети и оборудования абонентов.

Повышение температуры воды в подающей магистрали уменьшает выработку электрической энергии на базе теплового потребления, вызывая этим перерасход топлива на ТЭЦ.

С другой стороны, повышение температуры воды увеличивает перепад температур в тепловой сети и среднюю температуру приборов, присоединенных непосредственно (без смешения) к тепловой сети, что уменьшает расход воды в тепловой сети, диаметры тепловой сети и поверхность нагрева приборов абонентских систем.

Таким образом, повышение температуры подающей магистрали снижает затраты по тепловой сети и абонентским системам, но также снижает и экономичность ТЭЦ.

Когда тепло поступает от центральной котельной, повышение температуры подающей магистрали до технически допустимого предела всегда выгодно.

При теплоснабжении от ТЭЦ задача решается путем определения минимума суммы зависимых приведенных расходов

$$Z = S_{\text{топ}} + S_{\text{п}} + S_{\text{т.п}} + (f_{\text{т.с}} + p_{\text{н}}) K_{\text{т.с}} + (f_{\text{аб}} + p_{\text{н}}) K_{\text{аб}} = \min.$$

При определении зависимых расходов необходимо для каждого из сравниваемых вариантов выбрать свое экономическое удельное падение давления $R_{\text{вк}}$, поскольку эта величина зависит от расчетного расхода воды в сети [уравнение (12-46)], а величина расчетного расхода воды будет различной для разных вариантов, так как $G = f(\delta t)$.

При теплоснабжении жилых и общественных зданий максимальная температура воды, поступающей в абонентские системы, ограничена по санитарно-гигиеническим условиям 90—95 °С, поэтому повы-

шение температуры воды в подающей магистрали не отражается на поверхности нагрева приборов абонентских систем.

Поскольку в этом случае $K_{аб} = \text{const}$, величина $(f_{аб} + p_n) K_{аб}$ может не вводиться в расчет.

12-13. ВЫБОР ЭКОНОМИЧЕСКОГО УДЕЛЬНОГО ПАДЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В СЕТИ

Экономическое удельное падение давления в сети зависит от приведенных годовых расходов по тепловой сети, стоимости перекачки теплоносителя и стоимости тепловых потерь.

Увеличение удельного падения давления приводит к уменьшению диаметров сети и связанному с этим удешевлению сети и снижению тепловых потерь, но при этом растут расход электроэнергии на перекачку теплоносителя по сети и стоимость перекачки.

Экономическое решение задачи соответствует минимуму суммы

$$Z = S_{п.г} + S_{т.п} + (f_{т.с} + p_n) K_{т.с} = \text{минимум.}$$

На основании формул (12-39), (12-40), (12-24) и (12-22) сумма зависимых расходов может быть выражена следующим образом:

$$Z = \frac{GR_{гЛ}(1 + \alpha)nz_0}{360\,000\eta_{н.у}Q} + \frac{M_y E z_{т.}}{Q} + \frac{(f_{т.с} + p_n)(a \Sigma l + bM)}{Q}. \quad (12-45)$$

Для удобства дифференцирования выразим материальную характеристику сети M через удельное линейное падение давления $R_{гЛ}$. Зададимся произвольным удельным линейным падением давления вдоль расчетной магистрали R_0 , проведем гидравлический расчет всей тепловой сети и найдем ее материальную характеристику M_0 .

Произведение $M_0 R_0^{0,19}$ для данной тепловой сети является постоянной величиной, не зависящей от произвольно выбранного удельного линейного падения давления R_0 .

Произведение $M_0 R_0^{0,19}$ является показателем, характеризующим раз-

ветвленность данной тепловой сети и распределение расхода теплоносителя по отдельным ее участкам, так как

$$M_0 R_0^{0,19} = \sum_{i=1}^{i=n} G_i^{0,38} l_i,$$

где G_i — расход теплоносителя на участке сети i ;
 l_i — длина участка i .

Поскольку для данной тепловой сети $M_0 R_0^{0,19} = \text{const}$, то материальная характеристика тепловой сети при любом другом линейном падении давления $R_{гЛ}$ выразится уравнением

$$M = M_0 \left(\frac{R_0}{R_{гЛ}} \right)^{0,19}.$$

Подставим указанную зависимость в выражении (12-45), по правилу определения минимума функции найдем $\frac{dZ}{dR}$ и приравняем ее нулю.

После соответствующих алгебраических преобразований находим выражение для экономического удельного падения давления

$$R_{гЛ.э.к} = 11\,500 \varphi^{0,84} \left[\frac{M_0 R_0^{0,19}}{GL} \right]^{0,84}, \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м}, \quad (12-46)$$

где L — длина главной магистрали (суммарная длина подающей и обратной линии), м;
 G — расход воды в сети, $\text{м}^3/\text{ч}$,

$$\varphi = \eta_{н.у} \frac{(f_{т.с} + p_n)b + E z_{т.}}{(1 + \alpha)nz_0}, \text{ кВт/м}^2.$$

Как видно из формулы (12-46), экономическое падение давления определяется произведением двух переменных множителей. Один множитель $\left[\frac{M_0 R_0^{0,19}}{GL} \right]^{0,84}$ зависит от схемы тепловой сети и распределения расхода по сети. В этот множитель входят: материальная характеристика тепловой сети M_0 , соответствующая произвольно выбранному удельному линейному падению давления в главной магистрали R_0 , суммарный расход воды G и длина главной магистрали L . Величина этого множителя

не зависит от значения R_0 , так как при любом значении R_0 величина $M_0 R_0^{0,19}$ постоянна для данной тепловой сети.

Второй множитель $\varphi^{0,84}$ зависит от характеристики оборудования тепловой сети ($\eta_{н.у.}$, k , α , β), климатологических условий и режима работы сети ($\tau_{ср.}$, m , n), стоимостных показателей (b , $z_{т.}$, $z_{э.}$). Для данных местных условий и принятого типа оборудования величина $\varphi^{0,84}$ является постоянной. Например, при обслуживании теплопроводом чисто отопительной нагрузки в климатических условиях Москвы и прокладке теплопроводов в сборных непроходимых каналах можно принять: $b = 140 \text{ руб/м}^2$; $k = 0,9 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; $m = n = 5000 \text{ ч}$; $z_{э.} = 0,01 \text{ руб/квт} \cdot \text{ч}$; $z_{т.} = 2,5 \text{ руб/Гкал}$; $\beta = 0,2$; $\alpha = 0,3$; $\eta_{н.у.} = 0,6$; $(\tau_{ср.} - t_0) = 75 \text{ град}$; $(f_{т.с.} + p_{н.}) = 0,18$.

В этом случае $\varphi = 0,262$; $\varphi^{0,84} = 0,324$

$$R_{л.эк} = 3740 \left[\frac{M_0 R_0^{0,19}}{GL} \right]^{0,84}, \text{ кГ/м}^2 \cdot \text{м}. \quad (12-47)$$

Приведенная методика исходит из постоянного удельного падения давления в главной магистрали, т. е. из прямолинейного пьезометрического графика главной магистрали. Такое распределение напора можно с достаточной точностью считать экономически оправданным.

Для определения по изложенной методике экономического падения давления поступают следующим образом: задаются произвольным удельным падением давления R_0 , производят гидравлический расчет сети и на основании результатов гидравлического расчета находят материальную характеристику M_0 , соответствующую удельному падению давления R_0 . Затем по формуле (12-46) подсчитывают $R_{л.эк.}$

Расчетное уравнение для экономического падения давления в транзитной магистрали с сосредоточенной нагрузкой может быть приведено к более простому виду.

Материальная характеристика однетрубной транзитной магистрали

$$M_0 = d \cdot L, \text{ м}^2,$$

где d — диаметр магистрали при удельном линейном падении давления R_0 .

По уравнениям (5-156) и (5-186)

$$M_0 = A_d^a \frac{G^{0,38} L}{R_0^{0,19}}. \quad (12-48)$$

После подстановки в формулу (12-46) указанного значения M_0 получим следующее выражение для экономического линейного падения давления в транзитной магистрали

$$R_{л.эк} = 11500 \frac{(A_d^a)^{0,84} \varphi^{0,84}}{G^{0,52}}. \quad (12-49a)$$

При эквивалентной шероховатости $k = 0,0005 \text{ м}$.

$$R_{л.эк} = \frac{835 \varphi^{0,84}}{G^{0,52}} \kappa \Gamma / \text{м}^2 \cdot \text{м}, \quad (12-49b)$$

где G — расход воды, т/ч.

Как видно из уравнения (12-49), величина экономического удельного падения давления в транзитной магистрали практически обратно пропорциональна квадратному корню из расчетного расхода воды. Если подставить выражение (12-49) в формулу (5-156), то получится следующая формула для расчета экономического диаметра транзитной магистрали:

$$d_{эк} = 0,17 \frac{(A_d^a)^{0,84} G^{0,48}}{\varphi^{0,16}}. \quad (12-50a)$$

При $k = 0,0005 \text{ м}$,

$$d_{эк} = 0,0123 \frac{G^{0,48}}{\varphi^{0,16}}, \quad (12-50b)$$

где G — расход воды, т/ч.

Как видно из уравнения (12-50), экономический диаметр магистрали практически пропорционален корню квадратному из расчетного расхода воды. Следовательно, экономическая скорость воды в магистральных сетях является практически постоянной величиной.

Пример 12-1. Определить экономический диаметр транзитного водяного теплопровода с расчетным расходом воды $G = 4000 \text{ м}^3/\text{ч}$.

$$A_d^a = 0,0465; \varphi = 0,262.$$

По формуле (12-50) находим:

$$d_{эк} = 0,17 \frac{0,0465^{0,84}}{0,262^{0,16}} 4000^{0,48} = 0,84 \text{ м}.$$

12-14. РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ТОЛЩИНЫ ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ

При определении экономической толщины тепловой изоляции одно-трубного теплопровода достаточно учесть две статьи расходов:

- 1) годовую стоимость тепловых потерь;
- 2) приведенные годовые расходы по тепловой изоляции.

При увеличении толщины изоляции теплопотери понижаются, а начальная стоимость изоляции возрастает.

При некоторой толщине слоя сумма затрат на годовые теплопотери и годовые отчисления от стоимо-

Уравнение (12-51) удобно решать графически. Для этого определяют стоимость теплопотерь и приведенные годовые расходы по тепловой изоляции при ее различных толщинах.

Полученные данные наносят на графике (рис. 12-6). Просуммировав графически ординаты кривой 1 (приведенные годовые расходы по тепловой изоляции) и кривой 2 (стоимости годовых теплопотерь), строят кривую 3 (суммарных расходов). Точка перегиба кривой суммарных расходов определяет экономическую толщину изоляции.

Для определения экономической толщины изоляции многотрубных подземных теплопроводов приходится проводить ряд параллельных расчетов для различных размеров изоляционного слоя теплопроводов.

При уменьшении теплового сопротивления изоляции одного из теплопроводов теплопотери смежных теплопроводов уменьшаются, хотя суммарные теплопотери всей прокладки возрастают.

В тех случаях, когда по многотрубным подземным теплопроводам, проложенным в непроходимых каналах или бесканально, транспортируются теплоносители с разными температурами, например пар и конденсат, горячая и обратная вода и т. п., экономически целесообразно уменьшить толщину изоляции на теплопроводах с более низкой температурой теплоносителя. Такое решение наряду с удешевлением теплопровода вследствие сокращения габаритов прокладки и уменьшения теплоизоляционных работ приводит к снижению теплопотерь теплопроводов с более высокой температурой теплоносителя, т. е. к экономии энергетически более ценного тепла за счет увеличения потерь энергетически менее ценного тепла.

В ряде случаев при подземной прокладке двухтрубных водяных теплопроводов большого диаметра экономически целесообразно отказываться от тепловой изоляции обратного теплопровода, а в теплопроводах перегретого пара отказываться от тепловой изоляции конденсаторного теплопровода.

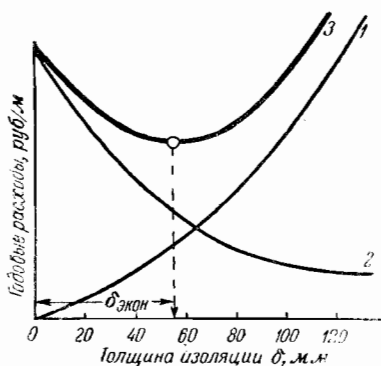


Рис. 12-6. Графический расчет экономической толщины изоляции.

1 — приведенные годовые расходы по тепловой изоляции; 2 — стоимость годовых теплопотерь; 3 — суммарные расходы.

сти изоляции оказывается наименьшей. Эта толщина изоляции и является экономически наиболее выгодной.

Математическое решение задачи определяется уравнением

$$q_T z_T + (f + p_n) K_n = \min, \quad (12-51)$$

где q_T — годовые теплопотери 1 пог. м теплопровода, Гкал/год;

z_T — стоимость 1 Гкал тепла, руб.;

K_n — начальная стоимость изоляции, руб./пог. м;

f — годовые отчисления от стоимости изоляции;

$p_n = 0,125$ — нормативный коэффициент эффективности.

Размер годовых отчислений от стоимости изоляции принимается обычно $f = 0,08$.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

КЛИМАТОЛОГИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ПО НЕКОТОРЫМ ПУНКТАМ СССР¹

Наименование пунктов	Температура воздуха, °С				
	среднемесячная		средняя в 13 ч самого жар- кого месяца	средняя наиболее холодной пятиднев- ки (расчет- ная для отопления)	расчетная зимняя для проек- тирования вентиля- ции
	самого холодного месяца	самого жаркого месяца			
Европейская часть					
Астрахань	—6,9	25,1	29,3	—22	—10,8
Брянск	—8,6	18,2	22,6	—24	—12,8
Великие Луки	—7,6	17,7	21,7	—24	—12,2
Волгоград	—9,6	24,2	28,6	—25	—14,4
Воронеж	—9,6	19,8	24,1	—25	—14,4
Горький	—12,0	18,2	21,6	—28	—16,7
Гурьев	—10,4	25,4	29,7	—24	—13,9
Златоуст	—15,4	16,3	20,6	—31	—19,9
Иваново	—11,5	18,4	22,5	—28	—16,1
Казань	—13,0	20,0	24,0	—29	—17,7
Калинин	—9,5	18,3	21,6	—25	—14,3
Камышин	—11,7	22,0	26,6	—26	—16,4
Киров	—14,2	18,0	21,9	—31	—19,0
Конотоп (Сумская обл.)	—7,4	19,6	24,0	—23	—11,5
Куйбышев	—13,4	20,6	24,2	—29	—18,2
Курск	—8,9	19,1	23,6	—24	—13,0
Луганск	—6,8	22,0	27,4	—23	—11,4
Магнитогорск	—16,8	18,9	23,5	—32	—21,3
Мичуринск	—10,6	19,8	24,5	—27	—15,4
Москва	—10,2	17,9	21,6	—26	—15,2
Нижний Тагил	—16,2	17,4	21,5	—35	—20,5
Оренбург	—15,0	22,0	26,9	—30	—19,8
Орск (Оренбургская обл.)	—16,8	21,4	26,3	—32	—21,4
Пенза	—12,0	19,8	24,1	—28	—16,4
Пермь	—15,4	18,0	21,8	—31	—19,6
Ростов-на-Дону	—5,7	23,4	27,4	—21	—10,0
Рязань	—10,4	19,2	23,0	—28	—15,0
Саратов	—12,0	21,5	25,7	—28	—16,6
Свердловск	—15,6	17,3	21,1	—31	—19,9
Смоленск	—8,5	17,5	21,1	—24	—13,1
Стерлитамак (Башкирская АССР)	—15,4	19,9	24,6	—31	—19,9
Тула	—9,8	18,6	22,6	—25	—14,5
Ульяновск	—12,9	19,9	23,8	—30	—17,7
Уральск	—14,1	23,1	28,4	—29	—18,9
Уфа	—14,6	19,4	23,4	—30	—18,9
Харьков	—7,4	20,3	25,0	—22	—11,7
Челябинск	—15,7	18,7	22,8	—31	—19,9

¹ См. „Строительные нормы и правила“, ч. II, Госстройиздат, 1954.

Наименование пунктов	Температура воздуха, °C				
	среднемесячная		средняя в 13 ч самого жар- кого месяца	средняя наиболее холодной пятиднев- ки (расчет- ная для отопления)	расчетная зимняя для проектиро- вания вен- тиляции
	самого холодного месяца	самого жаркого месяца			
Азиатская часть					
Актюбинск	—15,7	22,5	27,6	—31	—20,6
Балхаш (Карагандинская обл.)	—15,6	23,9	27,3	—31	—19,6
Барнаул	—17,7	19,6	24,0	—37	—23,4
Енисейск	—22,0	17,8	22,3	—44	—28,3
Иркутск	—20,9	17,5	22,6	—36	—24,5
Караганда	—15,2	20,6	25,1	—31	—19,2
Красноярск	—17,4	19,9	24,2	—40	—24,2
Кустанай	—17,8	20,4	25,0	—36	—22,4
Минусинске	—19,3	20,2	25,1	—38	—25,7
Новокузнецк (Кемеровская обл.)	—17,4	18,7	23,4	—37	—23,1
Новосибирск	—19,0	19,0	23,0	—39	—24,5
Омск	—19,1	18,9	23,0	—36	—23,0
Самарканд	—0,2	25,9	33,1	—13	—6,2
Ташкент	—1,1	27,4	33,3	—13	—7,2
Тобольск	—18,3	18,2	21,6	—36	—23,1
Томск	—19,2	18,1	22,5	—39	—24,5
Тюмень	—16,7	18,6	22,4	—35	—21,6
Целиноград	—17,7	20,4	25,2	—33	—22,4

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ОТОПИТЕЛЬНЫЕ И ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ

Назначение здания	Внутрен- няя тем- пература $t_{в}$, °C	Строй- тельный объем здания, тыс. м³	Удельные тепловые характери- стики зданий, ккал/м³·ч·град	
			для ото- пления x_0	для вентиляции $x_{в}$
Жилые дома	18	До 3	0,42	Приточной венти- ляции нет
		5	0,38	—
		10	0,35	—
		15	0,33	—
		20	0,31	—
		25	0,30	—
		30	0,28	—
Гостиницы и общежития	18	Свыше 30	0,26	—
		До 3	0,42	—
		5	0,38	—
		10	0,34	—
		15	0,32	—
		20	0,31	—
		25	0,30	—
Административные здания, учрежде- ния, главные конторы	16	Свыше 25	0,28	—
		До 5	0,43	0,09
		10	0,38	0,08
		15	0,35	0,07
		Свыше 15	0,32	0,16
		До 5	0,38	0,25
		10	0,34	0,23
Клубы	16	Свыше 10	0,32	0,20
		До 5	0,36	0,43
Кинотеатры	16	10	0,32	0,39
		Свыше 10	0,30	0,38

Значение здания	Внутренняя температура $t_v, ^\circ\text{C}$	Строительный объем здания, тыс. м ³	Удельные тепловые характеристики зданий, ккал/м ³ ·ч·град	
			для отопления χ_o	для вентиляции χ_v
Театры	16	До 10	0,29	0,41
		15	0,27	0,40
		20	0,22	0,38
		30	0,20	0,36
		Свыше 30	0,18	0,34
Универмаги	15	До 5	0,38	Приточной вентиляции нет
		10	0,33	0,08
		Свыше 10	0,31	0,28
Детские сады и ясли	20	До 5	0,38	0,11
		Свыше 5	0,34	0,10
Школы	20	До 5	0,39	0,09
		10	0,35	0,08
		Свыше 10	0,33	0,07
Высшие учебные заведения и техникумы	16	До 10	0,35	Приточной вентиляции нет
		15	0,33	0,10
		20	0,30	0,08
		Свыше 20	0,29	0,08
Поликлиники, лаборатории, диспансеры	20	До 5	0,40	Приточной вентиляции нет
		10	0,36	0,25
		15	0,32	0,23
		Свыше 15	0,30	0,22
Больницы	20	До 5	0,40	0,29
		10	0,36	0,28
		15	0,32	0,26
		Свыше 15	0,30	0,25
Бани	27	До 5	0,28	1,0
		10	0,25	0,95
		Свыше 10	0,23	0,90
Прачечные	18	До 5	0,38	0,80
		10	0,33	0,78
		Свыше 10	0,31	0,75
Фабрики-кухни, столовые, рестораны	16	До 5	0,35	0,70
		10	0,33	0,65
		Свыше 10	0,30	0,60
Лаборатории	16	До 5	0,37	1,00
		10	0,35	0,95
		Свыше 10	0,33	0,90
Пожарные депо	18	До 2	0,48	0,14
		5	0,46	0,09
		Свыше 5	0,45	0,09
Гаражи	12	До 2	0,70	—
		3	0,60	—
		5	0,55	0,70
		Свыше 5	0,50	0,65

Примечание. Значения χ_o относятся к зданиям с толщиной стен 2,5 кирпича в средней полосе европейской части СССР и северной части Средней Азии.

ОТОПИТЕЛЬНЫЕ И ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ЗДАНИЙ

Назначение здания	Строительный объем здания, тыс. м ³	Удельные тепловые характеристики зданий, ккал/м ³ ·ч·град	
		для отопления x_0	для вентиляции x_v
Чугунолитейные цехи	10—50 50—100 100—150	0,30—0,25 0,25—0,22 0,22—0,18	1,1—1,0 1,0—0,9 0,9—0,8
Сталелитейные цехи	10—50 50—100 100—150	0,30—0,25 0,25—0,22 0,22—0,18	0,95—0,85 0,85—0,75 0,75—0,70
Меднолитейные цехи	5—10 10—20 20—30	0,40—0,35 0,35—0,25 0,25—0,20	2,5—2,0 2,0—1,5 1,5—1,2
Термические цехи	До 10 10—30 30—75	0,40—0,30 0,30—0,25 0,25—0,20	1,3—1,2 1,2—1,0 1,0—0,6
Кузнечные цехи	До 10 10—50 50—100	0,40—0,30 0,30—0,25 0,25—0,15	0,7—0,6 0,6—0,5 0,5—0,3
Механосборочные и механические цехи, слесарные мастерские	5—10 10—50 50—100 100—200	0,55—0,45 0,45—0,40 0,40—0,38 0,38—0,35	0,40—0,25 0,25—0,15 0,15—0,12 0,12—0,08
Деревообделочные цехи	До 5 5—10 10—50	0,60—0,55 0,55—0,45 0,45—0,40	0,60—0,50 0,50—0,45 0,45—0,40
Цехи металлических конструкций	50—100 100—150	0,38—0,35 0,35—0,30	0,53—0,45 0,45—0,35
Цехи покрытий металлами	До 2 2—5 5—10	0,65—0,60 0,60—0,55 0,55—0,45	5,0—4,0 4,0—3,0 3,0—2,0
Ремонтные цехи	5—10 10—20	0,60—0,50 0,50—0,45	0,20—0,15 0,15—0,10
Локомотивные депо	До 5 5—10	0,70—0,65 0,65—0,60	0,40—0,30 0,30—0,25
Склады химикатов, красок и т. п.	До 1 1—2 2—5	0,85—0,75 0,75—0,65 0,65—0,58	— — 0,60—0,45
Склады моделей и главные магазины	1—2 2—5 5—10	0,80—0,70 0,70—0,60 0,60—0,45	— — —
Бытовые и административные вспомогательные помещения	0,5—1 1—2 2—5 5—10 10—20	0,60—0,45 0,45—0,40 0,40—0,33 0,33—0,30 0,30—0,25	— — 0,14—0,12 0,12—0,11 0,11—0,10
Проходные	До 0,5 0,15—2,0	1,3—1,2 1,2—0,7	— —
Казармы и помещения ВОХР	2—5 5—10 10—15	0,7—0,55 0,38—0,33 0,33—0,31	0,15—0,10 — —

ПРИЛОЖЕНИЕ 4а

НОРМЫ РАСХОДА ГОРЯЧЕЙ ВОДЫ¹

Наименование потребителя	Единица измерения	Нормы расхода, л, при температуре воды 65° С
Жилые здания:		
а) в домах квартирного типа	На 1 чел. в сутки	75—100
б) в гостиницах с ванными во всех номерах	На 1 проживающего в сутки	110—160

¹ См. "Строительные нормы и правила", ч. II, Госстройиздат, 1951.

Наименование потребителя	Единица измерения	Нормы расхода, л, при температуре воды 65° С
а) в гостиницах смешанного типа (не менее 25% номеров с ваннами, остальные — с общими ванными комнатами)	На 1 проживающего в сутки	90—100
г) в гостиницах и общежитиях с общими ванными комнатами	То же	60
д) то же с душевыми	" "	40
Предприятия общественного питания:		
а) столовые, рестораны, кафе, чайные или закусочные при числе посадочных мест: до 200	На одного обедающего или 1 посетителя	4,0—5,5
200 и более		3,5
б) при отпуске обедов на дом	На 1 обед	2,5—3,0
Школы (при наличии душевых при гимнастических залах)	На 1 ученика в смену	7
Детские сады (без душевых)	На 1 ребенка в смену	5
Детские сады (с душевыми) и детские ясли	На 1 ребенка в сутки	25
Лечебные учреждения:		
а) в больнице	На 1 больного в сутки	100—200
б) в поликлинике	На 1 посетителя	2,0—3,0
Бани:		
а) общая мыльная при наличии душей и ванн	На 1 посетителя	70—90
б) то же, но при отсутствии душей и ванн	То же	60—70
Прачечные:		
а) механические	На 1 кг сухого белья	20—25
б) с ручной стиркой	То же	15—20

ПРИЛОЖЕНИЕ 4б

НОРМЫ РАСХОДА ВОДЫ НА ПРОЦЕДУРУ И ТЕМПЕРАТУРА ПОТРЕБЛЯЕМОЙ ВОДЫ¹

Наименование процедур	Расход воды на процедуру, л	Температура потребляемой воды, °С
Жилые здания:		
а) ванна с душем	300	37
б) ванна без душа	250	37
в) душ	70	37
г) умывальник индивидуальный	3	25
д) умывальник групповой	5	25
Клубы:		
а) душ	60	37
б) умывальник для артистов	5	35
Школы:		
а) душ	30	35
б) умывальник	1,5	25
Детские сады и ясли (купание в ванне или мытье под душем)	30	35
Лечебные учреждения:		
а) ванна нормальная	300	37
б) полуванна	175	37
в) ванна детская	200	35
г) кафедра гидропатии (общий часовой расход)	2 000	37
д) мойка лабораторной посуды (часовой расход)	60	65
Бани:		
а) ванна	300	40
б) душ в кабине	150	40
в) душ в душевом отделении (часовой расход)	700	40
Гаражи — на мойку машины:		
а) для легковых машин	150—400	25
б) для грузовых автомашин	350—500	
Бытовые помещения промышленных предприятий:		
а) душ на производствах, связанных с загрязнением тела или требующих особого санитарного режима для обеспечения надлежащего качества продукции	40	37

¹ См. «Строительные нормы и правила», т. II, Госстройиздат 1954.

Наименование процедур	Расход воды на процедуру, л	Температура потребляемой воды, °С
б) душ на производствах, связанных с выделением большого количества загрязненной пыли или пыли и влаги, а также на производствах, связанных с обработкой ядовитых веществ или зараженных материалов	60	37
в) полудуш	25	37
г) умывальники групповые при грязных производствах	5	35
д) то же при чистых производствах	3	25

Примечание. Расход воды на мойку автомашин надлежит принимать в зависимости от типа их и условий эксплуатации.

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

СРЕДНЕМЕСЯЧНЫЕ НАРУЖНЫЕ ТЕМПЕРАТУРЫ РЯДА ГОРОДОВ СССР¹

Наименование населенных пунктов	Среднемесячные температуры воздуха									
	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь
Архангельск . . .	7,6	1,0	-5,9	-11,0	-13,3	-12,4	-8,1	-1,1	5,2	11,5
Астрахань . . .	17,0	9,7	2,2	-3,0	-6,9	-5,1	0,4	8,8	17,6	22,6
Барнаул	10,6	1,4	8,5	-14,6	-17,7	-16,4	-10,3	0,9	10,0	17,1
Брянск	10,8	4,5	-1,5	-6,1	-8,6	-7,5	-3,3	4,5	12,8	16,3
Великие Луки . .	10,7	4,9	-1,0	-5,4	-7,6	-6,8	-2,0	4,5	12,0	15,8
Волгоград	16,0	8,0	0,0	-5,8	-9,6	-7,8	-2,4	7,8	17,0	21,7
Вологда	9,1	2,5	-4,2	-9,5	-12	-10,3	-5,9	2,1	10,3	14,8
Воронеж	12,6	5,7	-1,3	-6,6	-9,6	-8,3	-3,6	5,8	14,6	18,4
Гурьев	16,1	7,9	0,1	-5,5	-10,4	-8,9	2,5	8,2	17,5	22,8
Горький	10,4	3,3	-3,9	-10,5	-12,0	-12,0	-6,3	2,5	11,2	15,1
Енисейск	8,3	-1,3	-12,5	-20,0	-22,0	-18,2	-10,6	-1,4	7,0	15,1
Златоуст	8,0	0,1	-7,5	-13,2	-15,4	-13,4	-8,1	0,7	9,5	14,2
Иваново	9,9	3,3	-3,6	-9,1	-11,5	-9,9	-5,0	3,4	11,9	15,8
Иркутск	7,9	-0,3	-10,7	-18,2	-20,9	-18,5	-10,3	0,4	8,0	14,4
Казань	11,0	3,4	-4,5	-10,3	-13,0	-11,5	-6,2	3,5	13,0	17,4
Калинин	10,2	3,9	-2,3	-7,3	9,5	-8,6	-4,4	3,6	11,6	15,5
Караганда	10,9	2,1	-6,1	-11,7	-15,2	-13,9	-8,7	2,6	12,6	17,3
Киев	13,4	7,3	0,7	-3,5	-6,0	-4,7	-0,5	6,8	14,6	17,4
Киров	8,6	1,1	-6,8	-12,3	-14,2	-12,3	-7,0	1,6	9,9	14,9
Красноярск	9,8	0,7	-9,0	-14,7	-17,4	-15,3	-8,4	0,9	9,4	16,2
Куйбышев	12,0	3,9	-4,1	-10,2	-13,4	-12,2	-6,4	3,8	14,1	18,8
Ленинград	10,6	4,7	-0,9	-5,5	-7,6	-7,7	-4,1	2,8	9,5	14,6
Луганск	14,6	8,0	1,1	-3,5	-6,8	-5,3	-0,1	8,4	16,0	19,6
Махачкала	19,2	13,5	6,7	2,4	-1,3	0,6	3,7	8,9	16,2	21,4
Миасс	11,8	4,9	-2,4	-7,7	-10,6	-9,6	-5,0	4,5	13,7	17,7
Москва	10,1	3,7	-2,2	-8,0	-10,2	-9,6	-4,9	3,7	10,7	—
Нижний Тагил . .	9,1	0,8	-8,1	-14,5	-16,2	-13,0	-7,1	2,2	10,1	15,0
Николаев	16,7	10,5	3,5	-1,0	-4,0	-2,3	2,4	9,1	16,4	20,1
Новокузнецк (Ке- меровская обл.)	10,4	1,5	-8,5	-15,1	-17,4	-15,9	-9,4	0,7	9,9	16,6
Новороссийск . .	18,9	14,6	8,1	5,0	2,0	3,2	6,3	10,4	15,6	20,0
Новосибирск . . .	10,1	0,8	-9,7	-16,2	-19,0	-17,6	-10,5	-0,8	9,5	16,1
Одесса	16,8	11,3	4,6	-0,1	-3,1	-1,6	2,5	8,4	15,7	19,9
Омск	10,4	0,9	-9,4	-16,1	-19,1	-17,6	-11,6	0,1	10,8	16,4
Оренбург	13,0	4,2	-4,6	-11,0	-15,0	-13,5	-7,5	4,0	14,8	19,7
Пермь	9,0	1,0	-7,4	-13,1	-15,4	-12,8	-7,0	1,8	10,0	15,1
Петрозаводск . .	9,0	3,0	-2,7	-7,7	-9,9	-9,6	-5,8	1,2	7,5	13,4
Пятигорск	15,4	9,7	2,5	-1,6	-4,8	-2,9	1,7	7,6	14,5	18,6
Ростов-на-Дону .	16,5	9,8	2,3	-2,5	-5,7	-4,0	1,0	9,0	16,8	20,7
Рязань	11,4	4,6	-2,4	-7,8	-10,4	-9,9	5,0	4,4	13,3	17,2
Саратов	13,6	5,8	-1,2	-8,3	-12,0	-10,8	-4,9	5,4	14,5	—
Свердловск	8,8	0,4	-7,8	-13,5	-15,6	-13,1	-7,4	1,6	9,9	14,8
Семипалатинск . .	13,1	3,5	-6,4	-12,7	-16,0	-15,8	-9,6	3,0	14,2	19,7
Сочи	19,4	16,3	11,0	8,2	5,3	6,2	8,5	11,3	15,4	19,3
Ташкент	19,1	12,1	7,0	2,5	-1,1	1,4	7,7	14,3	19,9	24,7
Тобольск	9,3	-0,2	-10,1	-16,2	-18,3	-15,6	-9,1	0,0	9,0	15,0
Томск	9,1	-0,1	-10,7	-16,9	-19,2	-16,8	-10,6	-1,0	8,4	15,0
Тюмень	9,8	0,9	-8,3	-14,3	-16,7	-14,3	-8,1	1,7	10,8	16,2
Уральск	13,8	5,6	-3,4	-9,4	-14,1	-12,2	-6,4	5,4	15,7	20,7
Уфа	10,8	2,4	-5,8	-11,8	-14,6	-12,8	-6,4	3,1	12,7	17,3
Харьков	13,2	6,9	0,2	-4,8	-7,4	-6,0	-1,2	7,0	14,4	18,3
Челябинск	10,3	1,7	-6,8	-13,0	-15,7	-14,0	-8,3	2,1	11,7	16,5
Ялта	19,0	14,2	8,8	6,1	3,7	4,0	6,3	10,4	16,1	20,5

¹ Инж. Ф. Авраменко. Методика нормирования и нормы расхода топлива на отопление и хозяйственно-бытовые нужды, Госиздлитдат, 1948.

число часов состояния среднесуточных температур наружного воздуха за отопительный период, по данным инж. Е. П. Шулина в обработке инж. И. В. Дмитриева. Ориентировочные данные

Наименование населенных пунктов	Число часов стоянки среднесуточных температур наружного воздуха												Итого	Средняя температура на отопительный период, °C
	+10÷+5,1	+5,0÷+0,1	+0,0÷-1,9	-5,0÷-9,9	-10,0÷-14,9	-15,0÷-19,9	-20,0÷-24,9	-25,0÷-29,9	-30,0÷-34,9	-35,0÷-39,9	-40,0÷-44,9	Ниже -45,0		
Архангельск	430	1 058	1 402	1 090	773	451	264	98	43	8	2	—	5 619	-6,0
Астрахань	346	1 027	1 120	617	310	120	43	7	—	—	—	—	3 590	-2,7
Барнаул	317	672	864	880	845	624	418	238	120	31	8	—	5 018	-9,5
Вологда	326	1 003	1 246	1 092	665	394	168	70	38	3	—	—	5 005	-5,5
Воронеж	329	1 010	958	806	499	264	113	32	6	—	—	—	4 017	-4,5
Гурьев	188	725	1 087	756	494	281	96	22	5	—	—	—	3 624	-5,3
Енисейск	152	607	770	838	787	684	490	348	211	111	63	19	5 080	-12,3
Златоуст	262	653	1 051	1 058	953	594	286	137	43	5	—	—	5 032	-8,2
Иркутск	240	209	722	689	750	694	523	1 374	247	212	—	—	5 660	-12,6
Казань	362	955	1 102	984	737	456	218	86	28	2	—	—	4 930	-5,7
Киев	211	1 085	1 210	662	298	125	25	1	—	—	—	—	3 617	-2,8
Киров	252	770	1 155	1 057	808	528	254	111	60	10	—	—	5 005	-7,0
Кировоград	293	1 143	1 130	595	278	114	29	—	—	—	—	—	3 591	-2,3
Ленинград	350	1 570	1 318	883	469	252	108	—	—	—	—	—	4 950	-3,7
Луганск	396	1 070	972	641	360	146	53	7	—	—	—	—	3 575	-2,9
Махачкала	583	1 470	574	182	58	13	3	—	—	—	—	—	2 883	+1,4
Москва	475	736	[1 404	1 151	678	398	129	29	—	—	—	—	5 000	-5,3
Мурманск	320	1 135	1 655	1 170	777	451	241	98	29	5	—	—	5 881	-5,9

Наименование населенных пунктов	Число часов стоянки среднесуточных температур наружного воздуха												Итого	Средняя температура отопительного периода, °С
	+10 и +5,1	+5,0 и +0,1	+0,0 и -4,9	-5,0 и -9,9	-10,0 и -14,9	-15,0 и -19,9	20,0 и -24,9	-25,0 и -29,9	-30 и -34,9	-35,0 и -39,9	-40,0 и -44,9	Ниже -45,0		
Николаев	545	1 280	998	422	206	53	7	—	—	—	—	—	3511	-0,6
Новороссийск	439	466	290	110	29	5	—	—	—	—	—	—	1 339	+1,8
Одесса	391	1 110	838	353	154	34	1	—	—	—	—	—	2 881	-0,5
Омск	272	614	713	823	823	732	509	314	132	50	10	1	4 993	-10,8
Оренбург	192	555	864	820	761	567	310	125	27	7	—	—	4 228	-8,6
Пермь	267	758	1 082	1 052	811	531	278	141	62	19	2	—	5 003	-7,8
Петрозаводск	647	1 240	1 337	1 013	620	319	139	42	6	—	—	—	5 363	-3,9
Пятигорск	418	1 050	1 322	559	151	49	3	—	—	—	—	—	3 552	-1,2
Ростов-на-Дону	401	1 145	980	588	276	121	31	—	—	—	—	—	3 542	-2,1
Свердловск	283	660	989	1 049	926	583	302	156	46	8	1	—	5 002	-8,3
Семипалатинск	403	708	837	892	758	574	382	192	79	35	6	—	4 866	-8,5
Сочи	269	360	36	2	—	—	—	—	—	—	—	—	667	+4,2
Тобольск	240	612	888	910	882	662	451	252	122	38	10	—	5 067	-10,1
Томск	204	603	878	885	878	704	447	278	156	65	11	3	5 148	-10,7
Уральск	50	422	804	795	708	492	261	82	15	2	—	—	3 634	-9,0
Уфа	326	816	1 034	1 013	768	535	264	121	37	6	—	—	4 920	-7,2
Харьков	325	1 406	1 186	760	406	180	62	—	—	—	—	—	4 325	-3,8
Ялта	528	653	173	12	—	—	—	—	—	—	—	—	1 366	+3,7

ПРИЛОЖЕНИЕ 7 **МАКСИМАЛЬНЫЙ ЧАСОВОЙ РАСХОД ТЕПЛА НА ОДНОГО ЖИТЕЛЯ, Мкал**

Род потребления	Районы				Примечание
	Сибирь, Урал и Север Европейской части СССР	Средняя полоса Европейской части СССР и северная часть Средней Азии	Южная часть Европейской части СССР	Крым, Кавказ и юг Средней Азии	
Отопление и вентиляция жилых зданий	1,23	1,10	0,90	0,70	—
Отопление и вентиляция культурно-бытовых зданий	0,30	0,27	0,24	0,175	—
Горячее водоснабжение	0,55	0,55	0,55	0,55	Дома с ваннами
Бани	0,03	0,03	0,03	0,03	—
Прачечные	0,06	0,06	0,06	0,06	—
Предприятия общественного питания	0,15	0,15	0,15	0,15	Полный пансион
Итого	2,32	2,16	1,93	1,67	—

При составлении таблицы принято:

1. Объем жилых зданий на 1 жителя 55 м². Расчетный расход тепла на вентиляцию жилых зданий — 10% расчетного расхода тепла на отопление.
2. Объем культурно-бытовых зданий на 1 жителя 12 м². Расчетный расход тепла на вентиляцию культурно-бытовых зданий — 25% расчетного расхода тепла на отопление.
3. Расход горячей воды — 100 л на 1 жителя в сутки. Температура горячей воды 60° С. Использование максимума — 10 ч в сутки.
4. Расход тепла на баню — 6 000 ккал на 1 помывку; две помывки на жителя в месяц и 15 ч использования максимума тепловой нагрузки в сутки.
5. Расход тепла на прачечную — 1 600 ккал на 1 кг сухого белья; 16 кг сухого белья на 1 чел. в месяц и 15 ч использования максимума в сутки.
6. Расход тепла на общественное питание — 750 ккал на 1 чел. в сутки и 5 ч использования максимума в сутки.

ПРИЛОЖЕНИЕ 8 **ГОДОВОЙ РАСХОД ТЕПЛА НА 1 ЖИТЕЛЯ, Гкал**

Род потребления	Районы				Примечание
	Сибирь, Урал и Север Европейской части СССР	Средняя полоса Европейской части СССР и северная часть Средней Азии	Южная часть Европейской части СССР	Крым, Кавказ и юг Средней Азии	
Отопление и вентиляция жилых зданий	3,32	2,62	1,66	0,92	—
Отопление и вентиляция культурно-бытовых зданий	0,81	0,61	0,38	0,26	—
Горячее водоснабжение	1,95	1,95	1,95	1,95	Дома с ваннами
Бани	0,15	0,15	0,15	0,15	—
Прачечные	0,30	0,30	0,30	0,30	—
Предприятия общественного питания	0,28	0,28	0,28	0,28	Полный пансион
Итого	6,81	5,91	4,72	3,86	—

При составлении таблицы принято:

1. Число часов использования отопительно-вентиляционного максимума:

Сибирь, Урал и север Европейской части СССР	2 700
Средняя полоса Европейской части СССР и север Средней Азии	2 400—2 300
Юг Европейской части СССР	1 900—1 600
Крым, Кавказ и Средняя Азия	1 500—1 300
2. Число часов использования максимума горячего водоснабжения жилых зданий, бань
3. Число часов использования тепловой нагрузки бань и прачечных
4. Число часов использования максимума тепловой нагрузки на общественное питание

ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ КОНСТАНТЫ ВОДЫ

Температура, °C, t	Теплоемкость, ккал/кг·град, c	Удельный вес, кг/м ³ , γ	Теплопроводность, ккал/м·ч·град, λ	Абсолютная вязкость, кг·сек/м ² , η	Кинематическая вязкость, 10 ⁸ ч, м ² /сек	Температуропроводность $a \cdot 10^7$, м ² /сек	Критерий Прандтля $Pr = \frac{\gamma}{a}$
0	1,0088	999,87	0,477	182,9	1,795	1,314	13,66
10	1,0021	999,73	0,495	133,5	1,310	1,372	9,54
20	0,9987	998,23	0,513	102,8	1,010	1,429	7,07
30	0,9984	995,67	0,529	81,6	0,804	1,478	5,44
40	0,9987	992,24	0,543	66,6	0,659	1,522	4,33
50	0,9996	988,07	0,554	56,0	0,556	1,558	3,57
60	1,0008	983,24	0,564	47,9	0,478	1,592	3,00
70	1,0025	977,81	0,570	41,5	0,416	1,615	2,68
80	1,0045	971,83	0,576	36,4	0,367	1,639	2,24
90	1,0070	965,34	0,582	32,3	0,328	1,668	1,97
100	1,0099	958,38	0,586	28,9	0,296	1,682	1,76
120	1,0170	943,40	0,589	23,7	0,246	1,705	1,44
140	1,0257	926,40	0,589	20,0	0,212	1,722	1,23
160	1,0361	907,50	0,587	17,7	0,192	1,734	1,11
180	1,0570	887	0,579	15,7	0,174	1,720	1,01
200	1,0780	865	0,572	14,3	0,162	1,700	0,95

ПРИЛОЖЕНИЕ 10

НЕКОТОРЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ КОНСТАНТЫ ВОДЯНОГО ПАРА ПО М. П. ВУКАЛОВИЧУ

Кинематическая вязкость перегретого водяного пара $\nu \cdot 10^8$, м²/сек

p , атм	t , °C						
	100	150	200	250	300	350	400
1	20,9	27,8	35,5	44,2	53,8	64,3	75,6
20	—	—	—	2,06	2,58	3,12	3,71
40	—	—	—	0,93	1,22	1,51	1,82
100	—	—	—	—	0,41	0,53	0,68

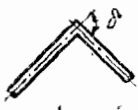
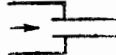
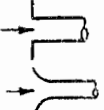
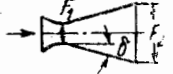
Теплопроводность водяного пара $\lambda \cdot 10^4$, ккал/м·ч·град

p, атм	t, °C						
	100	150	200	250	300	350	400
1	213	251	290	342	393	441	491
20	—	—	—	359	410	458	507
40	—	—	—	387	432	478	525
100	—	—	—	—	—	567	597

Показатель адиабаты сухого насыщенного водяного пара в области 0—150° С. $k = 1,105 + 0,0003 t$.
Показатель адиабаты влажного пара $k = 1,035 + 0,1 x$,
где x — паросодержание.

ПРИЛОЖЕНИЕ II

КОЭФФИЦИЕНТЫ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ ТРУБОПРОВОДОВ

Наименование местных сопротивлений		Примечание
Вентили проходные, $d=50-400$ мм	1—8	—
Вентили „Косва“	0,5—1,0	—
Задвижки нормальные	0,3—0,5	—
Кран угловой	0,4	—
Кран проходной	0,6—2,0	Зависит от сечения отверстия
Компенсатор лировидный гладкий	1,7	—
Компенсатор волнистый	2,5	—
Компенсатор сальниковый разгруженный	0,2	—
Водоотделитель	8—12	—
Грязевик	4—6	—
Угольник 90°	1,0—2,0	—
Колена 90° гнутые гладкие, $R=1,0 d$	1,0	—
Колена 90° гладкие, $R=2 d$	0,7	—
Колена 90° гладкие, $R=4 d$	0,3	—
Колена 90° гладкие, $R>4 d$	0,05—0,2	—
Сварное колено (1 шов), $\delta=22,5^\circ$	0,11	—
 То же, $\delta=45^\circ$	0,32	—
„ „ „ $\delta=60^\circ$	0,68	—
„ „ „ $\delta=90^\circ$	1,27	—
 Тройник „ (встречный ток)	3,0	—
 Входные насадки	1,0	Острая кромка
 Входные насадки	0,5—1,0	—
Входные насадки с плавным изменением сечения	0,3—0,6	В зависимости от гладкости
 Труба Вентури	$(0,15 \div 0,20) \times \left[1 - \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^2 \right]$	Наивыгоднейший угол $\delta = 6-8^\circ$

ТРУБЫ СТАЛЬНЫЕ

Условный проход d_0 , мм	32	40	50	70	80	100	125	150	175	200	250	300	350	400
Наружный диаметр d_n , мм	38	45	57	76	89	108	133	159	194	219	273	326	377	426
Толщина стенки δ , мм	2,5	2,5	3	3	3,5	4	4	4,5	5	6	7	8	9	9
Внутренний диаметр d_v , мм	33	40	51	70	82	100	125	150	184	207	259	310	359	408
Вес 1 пог. м, кг	2,15	2,6	4,0	5,4	7,3	10,2	12,7	17,2	23,2	31,5	46,7	62,5	81,5	91,6
Площадь поперечного сечения в свету, см ²	8,2	12,6	20,4	38,5	53,4	78,6	123	177	267	334	527	755	1015	1305
Поверхность 1 пог. м, м ²	0,119	0,141	0,179	0,238	0,279	0,339	0,418	0,499	0,61	0,688	0,86	1,022	1,18	1,34
Экваториальный момент инерции I , см ⁴	4,42	7,9	19,5	46	80,5	190	339	653	1250	2300	5250	10000	18000	28000
Экваториальный момент сопротивления W , см ³	2,33	3,52	6,85	12,1	18,1	35,2	51	82,1	128,5	210	385	614	955	1310
Бесшовные горячекатаные. Ст. 10 или 20.														
ГОСТ 8732-58														
Материал и тип труб														

Продолжение приложения 12

Условный проход d_0 , мм	400	450	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
Наружный диаметр d_n , мм	426	478	529	630	720	820	920	1020	1120	1220
Толщина стенки δ , мм	6	6	7	7	8	8	9	10	11	12
Внутренний диаметр d_a , мм	414	466	515	616	704	804	902	1000	1098	1196
Вес 1 пог. м, кг	62,0	69,4	90	107	139	160	201	248	300	355
Площадь поперечного сечения в свету, см ²	1350	1695	2080	2900	3900	5060	6400	7860	9440	11200
Поверхность 1 пог. м, м ²	1,34	1,5	1,66	1,97	2,18	2,48	2,8	3,17	3,52	3,83
Экваториальный момент инерции I , см ⁴	19500	25000	42500	65000	110000	150000	300000	400000	650000	850000
Экваториальный момент сопротивления W , см ³	915	1045	1610	2060	3060	3660	6520	7850	11600	13950
Электросварные с продольным швом. Ст. 3										
Материал и тип труб										
ГОСТ	ГОСТ 4015-58									

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЕРИЙНЫХ ПАРОВОДЯНЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЕТЕВЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Показатели	Тип подогревателя									
	БП-43	БП-65	БО-90	БП-90	БО-130	БП-200	БП-300	БО-350	БП-350	БП-500
Поверхность нагрева, м ²	43	65	90	90	130	200	300	350	350	500
Расчетный расход воды, м ³ /ч	100	320	160	500	250	1 200	1 100	1 100	1 100	1 670
Сечение для прохода воды, мм	0,014	0,043	0,029	0,058	0,042	0,123	0,137	0,158	0,158	0,226
Потеря напора с водяной стороны, мм	6,5	2,5	2,8	3,4	3,8	4,4	4,5	4,5	4,5	5,5
Число ходов воды	4	2	4	2	4	2	2	2	2	2
Число трубок	236	350	488	488	708	1 018	1 143	1 320	1 320	1 830
Диаметр корпуса, мм	720	820	920	920	1 020	1 220	1 540	1 520	1 500	1 600
Высота корпуса, мм	4 044	4 624	4 570	4 646	4 800	5 390	6 450	6 655	6 655	6 975
Рабочее давление, атм:										
для водяной стороны	12	14	14	14	14	14	14	14	14	14
для паровой стороны	7	8	8	8	5	7 и 13	14	2	2	14
Вес, кг:										
без воды	1 600	2 100	2 800	2 950	3 200	5 600 и 6 600	10 000	8 100	8 300	11 900
с водой	3 900	3 600	4 100	4 200	6 600	9 100 и 11 500	19 400	17 900	17 800	25 600

Подогреватели БО-550 и БП-200 выпускаются в нескольких модификациях для разных значений рабочего давления с водяной и паровой стороны.
Во всех подогревателях трубки лагунные диаметром 17,5/19 мм.

ПРИЛОЖЕНИЕ 14

КОЭФФИЦИЕНТЫ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Входные и выходные камеры	1,5	Вход в межтрубное пространство перпендикулярно трубкам	1,5
Поворот на 180° внутри камеры при переходе из одного пучка в другой	2,5	Поворот на 180° через тонкую перегородку внутри межтрубного пространства	1,5
Поворот на 180° при переходе через колено из одной секции в другую	2,0	Огибание перегородок, поддерживающих трубки	1,0
		Выход из межтрубного пространства под углом 90°	1,0

Примечание. Приведенные значения коэффициентов местных сопротивлений отнесены к рабочей скорости воды (в трубках или межтрубном пространстве).

УДЕЛЬНЫЕ РАСХОДЫ РЕАГЕНТОВ ПРИ КАЦИОНИТОВОЙ ВОДОПОДГОТОВКЕ

Схема работы	Химическая формула регенерирующего вещества	Химическая формула растворенного вещества		Коррозионный агент, появляющийся в воде в результате катионитовой обработки		Количество	Размерность	Удельный расход химического вещества регенерирующего вещества	
		до фильтра	после фильтра	Химическая формула	Количество			Количество	Размерность
Na-катионирование	NaCl	Ca (HCO ₃) ₂ Mg (HCO ₃) ₂	NaHCO ₃	NaOH* CO ₂	40 44	мг на 1 м ² -экв карбонатной жесткости	мг на 1 м ² -экв карбонатной жесткости	58,5	мг на 1 м ² -экв карбонатной жесткости
		CaSO ₄	Na ₂ SO ₄	—	—			0,87	
		MgSO ₄	Na ₂ SO ₄	—	—			1,0	мг на 1 м ² вещества, растворенного в сырой воде
		CaCl ₂	NaCl	—	—			1,06	
		MgCl ₂	NaCl	—	—			1,24	
H-катионирование	$\frac{H_2SO_4}{HCl}$	Ca (HCO ₃) ₂ Mg (HCO ₃) ₂	H ₂ O + CO ₂	CO ₂	44	мг на 1 м ² -экв карбонатной жесткости	мг на 1 м ² вещества, растворенного в сырой воде	$\frac{49^{**}}{37}$	мг на 1 м ² -экв карбонатной жесткости
		CaSO ₄	H ₂ SO ₄	H ₂ SO ₄	0,72			$\frac{0,72}{0,54}$	
		MgSO ₄	H ₂ SO ₄	H ₂ SO ₄	0,82			$\frac{0,82}{0,62}$	
		CaCl ₂	HCl	HCl	0,66			$\frac{0,84}{0,66}$	
		MgCl ₂	HCl	HCl	0,76			$\frac{1,03}{0,76}$	

* Выделяется в результате гидролиза NaHCO₃.
 ** В числителе указан расход H₂SO₄, в знаменателе расход HCl.

УДЕЛЬНЫЕ РАСХОДЫ РЕАГЕНТОВ ПРИ УПРОЩЕННЫХ МЕТОДАХ ПОДГОТОВКИ ПОДПИТОЧНОЙ ВОДЫ

Название метода	Химическая формула раствораемого вещества до фильтра	Химическая формула		Химическая формула присадка	Удельный расход химически чистого присадка		Количество углекислоты, появляющейся в воде в результате обработки	
		осадка	растворенного вещества после фильтра		Расход	Размерность	Количество	Размерность
Термическая стабилизация	$\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$ $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$	CaCO_3 $\text{Mg}(\text{OH})_2$	CO_2 CO_2	— —	— —	— —	22 44	мг на 1 м ³ -экв карбонатной жесткости
Умягчение продувочной водой паровых котлов	$\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$ CaSO_4 CaCl_2	CaCO_3	Na_2SO_4 NaCl	NaOH из продувочной воды	0,4	мг на 1 м ³ солей кальция	—	—
Кислотное импфирование	$\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$ $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$	— —	$\text{CaSO}_4 + \text{CO}_2$ $\text{MgSO}_4 + \text{CO}_2$	H_2SO_4 HCl	49 37	мг на 1 м ³ -экв карбонатной жесткости	44	мг на 1 м ³ -экв карбонатной жесткости
Присадок сернокислого алюминия	$\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$ $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$	— —	$\text{Al}(\text{OH})_3 + \text{CaSO}_4 + \text{CO}_2$ $\text{Al}(\text{OH})_3 + \text{MgSO}_4 + \text{CO}_2$	$\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3$	57	мг на 1 м ³ -экв карбонатной жесткости	44	мг на 1 м ³ -экв карбонатной жесткости

КОЭФФИЦИЕНТЫ ВЕСОВОЙ РАСТВОРИМОСТИ ГАЗОВ В ВОДЕ, мг/л·атм

t°, C	0	5	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	160	180	200
ψ_{O_2}	67	59,2	52,5	47,2	42,8	39,1	36,1	33,7	31,9	28,9	26,9	25,3	24,3	23,8	23,6	23,4	23,3	23,8	24,5	26,5	29,4	33,6
ψ_{N_2}	28,6	25,3	22,6	20,4	18,7	17,4	16,1	15,2	14,4	13,2	12,4	11,9	11,7	11,6	11,5	—	—	—	—	—	—	—
ψ_{CO_2}	3 320	2 700	2 290	1 950	1 675	1 440	1 270	1 130	1 020	830	720	630	560	500	450	—	—	—	—	—	—	—

ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ О СЕКЦИОННЫХ ВОДОВОДНЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЯХ

ПРИЛОЖЕНИЕ 18

№ п.п.	Наименование	Обозначение величин	Размерность	Обозначение подогревателя							
				ВВП-50	ВВП-60	ВВП-80	ВВП-100	ВВП-130	ВВП-200	ВВП-250	ВВП-300
1	Внутренний диаметр корпуса	D	мм	50	63	82	106	156	207	259	309
2	Число трубок в секции	n	шт.	4	7	12	19	37	69	109	151
3	Поверхность нагрева одной секции нормальной длины	F	м ²	0,77	1,36	2,3	3,7	7,1	13	21	29,1
4	Удельная поверхность нагрева	F_y	м ² /м	0,193	0,34	0,58	0,92	1,78	3,33	5,25	7,28
5	Площадь живого сечения трубок одной секции	f_T	м ²	0,00066	0,00115	0,00198	0,00314	0,00612	0,0114	0,018	0,025
6	Площадь живого сечения межтрубного пространства одной секции	f_M	м ²	0,00116	0,00173	0,00297	0,005	0,0122	0,0198	0,0308	0,0446
7	Отношение площади межтрубного пространства к площади трубок	$\frac{f_M}{f_T}$	—	1,76	1,5	1,5	1,58	2	1,75	1,72	1,78

Во всех подогревателях диаметр лагуновых трубок (внутренний/наружный) 14,5/16 мм.

Во всех подогревателях диаметр латуных трубок (внутренний/наружный) 14,5/16 мм.
Нормальная длина секции 1000 мм.

ПРИЛОЖЕНИЕ 19

ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Наименование материала	Объемный вес, $\kappa\Gamma/\text{м}^3$, °C	Коэффициент теплопроводности λ , $\kappa\text{кал}/\text{м}\cdot\text{ч}\cdot\text{град}$, при $t = 20^\circ$ и различной влажности (по объему)			Допускаемая температура применения	Наименование материала	Объемный вес, $\kappa\Gamma/\text{м}^3$, °C	Коэффициент теплопроводности λ , $\kappa\text{кал}/\text{м}\cdot\text{ч}\cdot\text{град}$, при $t = 20^\circ$ и различной влажности (по объему)			Допускаемая температура применения, °C
		Абсолютно сухой	$w = 10\%$	$w = 25\%$				Абсолютно сухой	$w = 10\%$	$w = 25\%$	
Асбестовые матрасы с набивкой льном.	650	0,12	—	—	150	Пенобетон автоклавный	280	0,07	0,08	0,14	500
Асбоэрит	700	0,14	—	—	300	Пеностекло	350	0,09	0,09	0,16	500
Войлок строительный	300	0,04	—	—	130	Стекловолокно (маты)	400	0,1	0,1	0,17	500
Диатомитовые изделия	500	0,1	0,12	0,20	500	Совелит мастичный	250	0,06	0,08	—	450
Минеральная вата	150	0,04	0,07	0,11	600	Совелитовые плиты	300	0,07	0,085	—	450
	200	0,045	0,08	0,13	600		400	0,09	0,11	—	450
	250	0,05	0,09	0,15	600		100—170	0,034	—	—	450
Минеральная пробка	250—400	0,05—0,1	—	—	120		440	0,08	—	—	450
Минераловатные маты (с обкладкой бумагой)	200—250	0,05	0,09	0,15	150		400	0,07	—	—	500

ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА НАГРУЗОК НА ОПОРЫ

Условные проходы	мм	32	40	50	70	80	100	125	150	175	200	250	300
Наружный диаметр	мм	38	45	57	76	89	108	133	159	194	219	273	326
Внутренний диаметр	мм	33	40	51	70	82	100	125	150	184	207	259	310
Толщина стенки трубы	мм	2,5	2,5	3	3	3,5	4	4	4,5	5	6	7	8
Толщина изоляции подающей водяной и паровой трубы	мм	40	40	50	50	50	50	60	60	60	60	60	60
Наружный диаметр изоляции	мм	118	125	157	176	189	208	253	279	314	339	393	446
Вес 1 пог. м подающей трубы:													
а) труба	кг/м	2,15	2,6	4,0	5,4	7,3	10,2	12,7	17,2	23,2	31,5	46,7	62,5
б) вода	"	0,82	1,26	2,04	3,85	5,34	7,85	12,3	17,7	26,7	33,4	52,7	75,5
в) изоляция	"	4,0	4,3	6,8	7,9	8,9	10,1	14,9	16,6	18,8	21,1	25,0	29,0
г) общий вес	"	7,0	8,2	12,8	17,2	21,5	28,2	39,9	51,6	68,7	86,0	124,4	167
Пролет между подвижными опорами	м	3,7	4,3	4,8	5,5	6,0	7,3	7,4	8,2	8,9	10,2	11,4	12,4
Вес пролета трубы	кг	25,8	35,2	61,5	94,5	129	206	296	422	612	877	1 420	2 070
Расчетная вертикальная нагрузка на свободную опору	кг	39	53	92	141	193	309	444	633	918	1 310	2 130	3 105
Осевое усилие на свободную скользящую опору	кг	15,6	21,2	37	56	77	124	178	254	366	525	855	1 240
Сила трения в сальниковом компенсаторе . . .	кг	—	—	—	—	510	680	1 000	1 220	1 750	2 090	2 870	3 750
Осевое усилие внутреннего давления	кг	131	202	328	620	856	1 260	1 970	2 840	4 270	5 350	8 450	12 100

Условные проходы	мм	350	400	400	400	450	500	600	700	800	900	1 000	1 100	1 200
Наружный диаметр	мм	377	426	426	426	478	529	630	720	820	920	1 020	1 120	1 220
Внутренний диаметр	мм	359	408	408	414	466	515	616	704	804	902	1 000	1 098	1 196
Толщина стенки трубы	мм	9	9	9	6	6	7	7	8	8	9	10	11	12
Толщина изоляции подающей водяной и паровой трубы	мм	70	70	70	70	70	70	70	80	80	90	90	100	100
Наружный диаметр изоляции	мм	517	566	566	566	618	669	770	880	980	1 100	1 200	1 320	1 420
Вес 1 лог. и подающей трубы:														
а) труба	кг/м	81,5	91,6	62,0	69,4	90	107	139	160	201	248	300	355	355
б) вода	"	101,5	130,5	135	69,5	208	290	390	506	640	786	944	1 120	1 120
в) изоляция	"	39,0	43,5	43,5	48,0	52,0	61,5	80,5	91,5	114	126	155	170	170
г) общий вес	"	222	265,6	240,5	286,9	350	458,5	609,5	757,5	955	1 160	1 449	1 645	1 645
Пролет между подвижными опорами	м	13,5	14,5	12,6	12,5	13,8	13,8	14,4	14,4	17,0	17,0	18,4	19,0	19,0
Вес пролета трубы	кг	3 000	3 860	3 000	3 580	4 830	6 320	8 750	10 900	16 200	19 700	26 600	31 200	31 200
Расчетная вертикальная нагрузка на свободную опору	кг	4 500	5 796	4 500	5 370	7 245	9 480	13 125	16 350	24 300	29 550	39 900	46 800	46 800
Осевое усилие на свободную скользящую опору	кг	1 800	2 320	1 800	2 150	2 900	3 800	5 250	6 550	9 750	11 800	16 000	18 700	18 700
Сила трения в сальниковом компенсаторе	кг	4 200	4 600	4 760	5 700	6 600	8 800	11 300	13 000	16 000	18 800	22 000	25 000	25 000
Осевое усилие внутреннего давления	кг	16 200	20 900	21 600	27 200	33 300	46 400	62 400	81 000	103 000	126 000	151 000	179 000	179 000

Примечания: 1. Удельный вес изоляции принят 400 кг/м³.

2. Рабочее давление в трубопроводе $P = 16$ кг/см².

3. Коэффициент трения на скользящей опоре $\mu = 0,4$.

4. Расстояние между свободными опорами определено, исходя из изгибающего напряжения от веса в рабочем состоянии $\sigma_2 = 350$ кг/см².

5. Трубы $d \leq 400$ мм — бесшовные; трубы $d \geq 400$ мм — электросварные с пропальным швом.

НАЧАЛЬНЫЕ ЗАТРАТЫ НА СООРУЖЕНИЕ ГОРОДСКИХ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ
(ОРИЕНТИРОВОЧНЫЕ ДАННЫЕ [Л. 50])

Расчетная тепловая нагрузка Q , Гкал/ч	Теплоплотность в пределах площади застройки q , Гкал/ч на 1 га	Удельные начальные затраты в пределах площади застройки k_1 , тыс. руб/Гкал/ч	Затраты на сооружение транзитной магистрали k_2 , тыс. руб/Гкал·ч·км	Расчетная тепловая нагрузка Q , Гкал/ч	Теплоплотность в пределах площади застройки q , Гкал/ч на 1 га	Удельные начальные затраты в пределах площади застройки k_1 , тыс. руб/Гкал/ч	Затраты на сооружение транзитной магистрали k_2 , тыс. руб/Гкал·ч·км
10	0,47 0,71	9,4 6,7	5,8	100	0,47 0,71	13,75 10,05	1,4
25	0,47 0,71	11,1 7,8	3,4	200	0,47 0,71	13,8 11,2	1,0
50	0,47 0,71	12,5 8,8	2,25	400	0,47 0,71	17,6 12,8	0,65
				600	0,71	13,8	0,52

Примечание. Приведенные данные относятся к сухим грунтам и прокладке теплопроводов в непроходных каналах. Расчетные температуры воды в сети 150—70° С.

ОСНОВНЫЕ И ПРОИЗВОДНЫЕ ЕДИНИЦЫ СИ

Наименование величин	Единицы измерения	Обозначение	Размерность
Длина	метр	m	—
Масса	килограмм	kg	—
Время	секунда	$сек$	—
Термодинамическая температура	градус Кельвина	$^{\circ}K$	—
Плотность (объемная масса)	килограмм на кубический метр	kg/m^3	$(1\ kg):(1\ m^3)$
Скорость	метр в секунду	$m/сек$	$(1\ m):(1\ сек)$
Ускорение	метр на секунду в квадрате	$m/сек^2$	$(1\ m):(1\ сек^2)$
Сила	ньютон	n	$(1\ kg) \cdot (1\ m):(1\ сек^2)$
Давление, механическое напряжение	ньютон на квадратный метр	n/m^2	—
Динамическая вязкость	ньютон-секунда на квадратный метр	$n \cdot сек/m^2$	—
Кинематическая вязкость	квадратный метр на секунду	$m^2/сек$	—
Работа, энергия, количество теплоты	джоуль	$дж$	$(1\ n) \cdot (1\ m)$
Мощность	ватт	$вт$	$(1\ дж):(1\ сек)$
Удельный вес	ньютон на кубический метр	n/m^3	$(1\ n):(1\ m^3)$
Удельная теплота	джоуль на килограмм	$дж/kg$	—
Удельная теплоемкость	джоуль на килограмм-градус	$дж/kg \cdot град$	—
Удельная энтропия	джоуль на килограмм-градус	$дж/kg \cdot град$	—

Наименование величин	Единицы измерения	Обозначение	Размер
Тепловой поток	ватт	<i>вт</i>	
Поверхностная плотность теплового потока	ватт на квадратный метр	<i>вт/м²</i>	
Коэффициент теплообмена, теплоотдачи, теплопередачи	ватт на квадратный метр-градус	<i>вт/м²·град</i>	
Коэффициент теплопроводности	ватт на метр-градус	<i>вт/м·град</i>	
Коэффициент температуропроводности	квадратный метр на секунду	<i>м²/сек</i>	

ПРИЛОЖЕНИЕ 23

СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ ЕДИНИЦАМИ СИСТЕМЫ МКГСС И ТЕПЛОТЫМИ ЕДИНИЦАМИ, ОСНОВАННЫМИ НА КАЛОРИИ, И ЕДИНИЦАМИ СИСТЕМЫ СИ

А. Единицы силы

$$1 \text{ кг} = 9,80665 \text{ н} \approx 0,981 \text{ дан}; 1 \text{ н} = 0,101972 \text{ кг} \approx 0,102 \text{ кг}; 1 \text{ дан} \approx 1,02 \text{ кг}$$

Б. Единицы давления

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кг/см}^2 = 98066,5 \text{ н/м}^2 = 0,980665 \text{ бар} \approx 0,981 \text{ бар} \approx 0,981 \text{ дан/см}^2$$

$$1 \text{ мм вод. ст.} = 1 \text{ кг/м}^2 = 10^{-4} \text{ ат} = 0,930365 \cdot 10^{-4} \text{ бар} = 9,80365 \text{ н/м}^2 = 0,981 \text{ дан/м}^2$$

$$1 \text{ мм рт. ст.} = 13,6 \text{ мм вод. ст.} = 133,322 \text{ н/м}^2 = 0,00133322 \text{ бар}$$

$$1 \text{ н/м}^2 = 10^{-5} \text{ бар} = 0,101972 \text{ кг/м}^2 = 0,101972 \cdot 10^{-4} \text{ кг/см}^2 = 0,101972 \cdot 10^{-4} \text{ ат} = 7,5006 \cdot 10^{-3} \text{ мм рт. ст.} = 0,101972 \text{ мм вод. ст.} \approx 0,102 \text{ мм вод. ст.}$$

$$1 \text{ бар} = 1 \text{ дан/см}^2 = 1,01972 \text{ кг/см}^2 = 1,01972 \text{ ат} = 750,06 \text{ мм рт. ст.} = 10197,2 \text{ мм вод. ст.} \approx 10200 \text{ мм вод. ст.}$$

В. Динамическая вязкость

$$1 \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2 = 9,80665 \text{ н} \cdot \text{сек/м}^2 = 9,80665 \text{ кг/м} \cdot \text{сек}^2 \approx 9,81 \text{ кг/м} \cdot \text{сек}^2$$

$$1 \text{ н} \cdot \text{сек/м}^2 = 1 \text{ кг/м} \cdot \text{сек} = 0,101972 \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2 \approx 0,102 \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2$$

Г. Работа и энергия

$$1 \text{ кг} \cdot \text{м} = 9,80665 \text{ дж} \approx 9,81 \text{ дж}$$

$$1 \text{ кал} = 4,1868 \text{ дж}; 1 \text{ ккал} = 4,1868 \text{ к} \cdot \text{дж} \approx 4,19 \text{ кдж}; 1 \text{ Гкал} \approx 4190000 \text{ кдж}$$

$$1 \text{ л. с. ч} = 2,648 \cdot 10^3 \text{ дж}; 1 \text{ квт} \cdot \text{ч} = 3,6 \cdot 10^3 \text{ дж} = 3,6 \text{ Мдж} = 3600 \text{ кдж}$$

$$1 \text{ дж} = 1 \text{ н} \cdot \text{м} = 0,101972 \text{ кг} \cdot \text{м} = 0,23885 \text{ кал} = 0,37764 \cdot 10^{-6} \text{ л. с. ч} = 0,27778 \cdot 10^{-6} \text{ квт} \cdot \text{ч} \approx 0,278 \cdot 10^{-6} \text{ квт} \cdot \text{ч}$$

Д. Мощность

$$1 \text{ кг} \cdot \text{м/сек} = 9,80665 \text{ вт} \approx 9,81 \text{ вт}$$

$$1 \text{ л. с.} = 735,499 \text{ вт} \approx 735,5 \text{ вт}$$

$$1 \text{ кал/сек} = 4,1868 \text{ вт} = 4,19 \text{ вт}$$

$$1 \text{ вт} = 1 \text{ дж/сек} = 0,101972 \text{ кг} \cdot \text{м/сек} = 0,0013596 \text{ л. с.} = 0,23885 \text{ кал/сек} \approx 0,239 \text{ кал/сек}$$

$$1 \text{ квт} = 1 \text{ кдж/сек} = 3,600 \text{ кдж/ч}$$

Е. Тепловые единицы

$$1 \text{ кал/г} = 1 \text{ ккал/кг} = 4,1868 \text{ кдж/кг} \approx 4,19 \text{ кдж/кг}$$

$$1 \text{ ккал/град} = 4,1868 \text{ кдж/град} \approx 4,19 \text{ кдж/град}$$

$$1 \text{ кал/сек} = 4,1868 \text{ вт} \approx 4,19 \text{ вт}$$

¹ кг — килограмм-сила — это сила, сообщаемая массе, равной массе международного прототипа килограмма, ускорение, равное 9,80665 м/сек². Международное обозначение килограмм-силы — кгс.

$1 \text{ ккал/ч} = 1,163 \text{ Вт}$
 $1 \text{ ккал/см}^2 \cdot \text{сек} = 41\,868 \text{ Вт/м}^2$
 $1 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} = 1,163 \text{ Вт/м}^2$
 $1 \text{ дж/кг} = 0,23885 \text{ ккал/кг} = 0,00023885 \text{ ккал/кг} \approx 239 \cdot 10^{-6} \text{ ккал/кг}$
 $1 \text{ Вт} = 0,23885 \text{ ккал/сек} = 0,859845 \text{ ккал/ч} \approx 0,860 \text{ ккал/ч}$

ПРИЛОЖЕНИЕ 24

КРАТНЫЕ И ДОЛЬНЫЕ ПРИСТАВКИ К ОСНОВНЫМ ЕДИНИЦАМ

Кратность или доля- ность	Наименова- ние приставок	Обозна- чение	Кратность или доля- ность	Наименова- ние приставок	Обозначе- ние
10^{12}	тера	<i>T</i>	10^{-1}	деци	<i>д</i>
10^9	гига	<i>G</i>	10^{-2}	санти	<i>с</i>
10^6	мега	<i>M</i>	10^{-3}	милли	<i>м</i>
10^3	кило	<i>к</i>	10^{-6}	микро	<i>мк</i>
10^2	гекто	<i>г</i>	10^{-9}	нано	<i>н</i>
10^1	дека	<i>да</i>	10^{-12}	пико	<i>п</i>

ЛИТЕРАТУРА

1. Абрамович Г. Н., Прикладная газовая динамика, Издательство технико-теоретической литературы, 1953.
2. Автоматическое регулирование подпитки и гидравлического режима магистральных тепловых сетей, ОРГРЭС, П. М. Брик, Госэнергоиздат, 1954.
3. Автоматизация тепловых сетей и насосно-подогревательных установок ТЭЦ, под ред. Бланкмана В. Д. и Сафонова А. П. Госэнергоиздат, 1956.
4. Акользин П. А. и Мамет А. П., Предотвращение коррозии тепловых сетей и обратных конденсаторов, Известия ВТИ, 1949, № 11.
5. Аксенов М. А. и Перлин М. Б., Тепловые сети, Госэнергоиздат, 1953.
6. Альтшуль А. Д., Закон сопротивления трубопроводов, ДАН СССР, 1951, № 6, т. 76.
- 6а. Альтшуль А. Д., К обоснованию формулы Колебрука, Известия АН СССР, ОТН, 1958, № 6.
7. Андрищенко А. И., Термодинамические расчеты оптимальных параметров тепловых электростанций, Изд. «Высшая школа», 1963.
8. Аронс Г. А., Струйные аппараты, Госэнергоиздат, 1948.
9. Аронович С. С., Теплосиловые установки железнодорожного транспорта, ч. II. Трансжелдориздат, 1951.
10. Бахметьев Б. А., Механика турбулентного потока, Госэнергоиздат, 1939.
11. Берман Л. Д., Работа водяных тепловых сетей при количественном регулировании, «Тепло и сила», 1937, № 1.
12. Берман Л. Д., Работа водяных тепловых сетей при переменных нагрузках: «Тепло и сила», 1936, № 3.
13. Берман С. С., Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок, Машгиз, 1959.
14. Белинский С. Я., Теплофикация и теплоэлектроцентрали, Госэнергоиздат, 1960.
15. Беляев Н. М., Сопротивление материалов, Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1958.
16. Беляйкина И. В. и Игнатьева Н. Г., Номограммы для расчета сварных теплофикационных труб на прочность, «Электрические станции», 1961, № 6.
17. Бланкман В. Д., Опыт наладки автоматизированных абонентских вводов, Госэнергоиздат, 1954.
18. Борисов Б. Г., Исследование гидравлических сопротивлений горизонтальных трубопроводов при движении парово-водяной смеси, Известия МВО, Энергетика, 1960, № 4.
19. Брик П. М., Регулирование гидравлического режима магистральных тепловых сетей, «Электрические станции», 1952, № 1.
20. Брик П. М., Автоматическое регулирование работы термических деаэрационных установок, Госэнергоиздат, 1953.
21. Бродский Е. Ф. и Ланин И. С., Горячее водоснабжение при непосредственном водоразборе из тепловых сетей, Л., 1951.
22. Бродский Е. Ф., Горячее водоснабжение при теплофикации, Госстройиздат, 1961.
23. Брискер З. А., Технико-экономические показатели эксплуатации тепловых сетей, Сб. Вопросы эксплуатации тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1950.

24. Бузин Д. П., Беннингсон Е. И., Соколов Е. Я., Рубинштейн Я. М., Зингер Н. М., Таранов Б. П., Современные типы теплофикационных турбин, Сб. Повышение параметров пара и мощности агрегатов в теплоэнергетике, Госэнергоиздат, 1961.
25. Варфоломеев Ю. М., Борьба с коррозией систем горячего водоснабжения фильтрационной стабилизацией воды, «Водоснабжение и санитарная техника», 1961, № 2.
26. Вейц В. И., Электрификация народного хозяйства СССР, Изд-во АН СССР, 1948.
27. Вейц В. И., Мелентьев Л. А., Стирикович М. А., Основы составления топливно-энергетических балансов в СССР, «Электрические станции», 1960, № 7.
28. Витальев В. П., Увлажнение подземных изоляционных конструкций тепловых сетей, «Электрические станции», 1951, № 6.
29. Витальев В. П., Влажностные характеристики изоляционных материалов, применяющихся в тепловых сетях, «Электрические станции», 1956, № 9.
30. Витальев В. П. и Гросман Д. А., Защита труб тепловых сетей от внешней коррозии с помощью неметаллических материалов, «Теплоэнергетика», 1960, № 4.
31. Волков Н. П., Леонков А. М., Модернизация паротурбинных электростанций, Госиздат, БССР, 1963.
32. Вопросы эксплуатации тепловых сетей, под ред. Копьева С. Ф., Госэнергоиздат, 1950.
33. Вопросы эксплуатации тепловых сетей, под ред. Соколова Е. Я., Госэнергоиздат, 1954.
34. Виндман Р. Н. и Николаев А. А., Вопросы теплофикации городов и промышленности, «Электрические станции», 1955, № 5.
35. Воробьев А. И. и Дубницкий В. И., Новая строительно-изоляционная конструкция подземных теплопроводов, «Электрические станции», 1954, № 3.
36. Вукалович М. П., Термодинамические свойства воды и водяного пара, Машгиз, 1958.
37. Гинтер Л. Л., Теплопроводные сети, Труды первого Всесоюзного съезда по теплофикации, Изд. энергетического комитета, 1931.
38. Генкин Б. И., Регулировка водяных тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1951.
39. Горшков А. С., Техничко-экономические показатели тепловых электрических станций, Госэнергоиздат, 1949.
40. Громов Н. К., Гидравлический и тепловой режим работы сетей, Сб., Госэнергоиздат, 1950.
41. Громов Н. К., Соколов Е. Я., Теплофикация СССР к 40-летию Октября, «Электрические станции», 1957, № 11.
42. Громов Н. К., Закрытая схема тепловых сетей для теплоснабжения городов, «Электрические станции», 1949, № 8.
43. Громов Н. К., Теплофикация Москвы, Госэнергоиздат, 1962.
44. Громов Н. К. и Немов А. П., Техничко-экономические показатели теплофикации Москвы, «Теплоэнергетика», 1960, № 8.
45. Голубцов В. А. и Сендик М. М., К вопросу выбора рациональных схем водоподготовки для тепловых сетей, «Теплоэнергетика», 1954, № 4.
46. Гринберг М. И., Развитие паровых турбин с отбором пара Ленинградского металлического завода, «Электрические станции», 1949, № 11.
47. Далин А. М., Сбор и возврат конденсата, Госэнергоиздат, 1949.
48. Далин А. М., Об экономии металла в строительстве тепловых сетей, «Водоснабжение и санитарная техника», 1960, № 4.
49. Далин А. М., Приближенный метод определения диаметров, длин и затрат по тепловым сетям, «Электрические станции», 1960, № 8.
50. Далин А. М., Удельные длины труб, затраты металла и капитальные затраты по тепловым сетям, «Теплоэнергетика», 1962, № 4.
51. Давидянц Н. М. и Лямин А. А., Городские подземные коллекторы и их рациональная конструкция, «Городское хозяйство Москвы», 1953, № 3.
52. Дейч М. Е., Техническая газодинамика, Госэнергоиздат, 1961.
53. Дмитриев В. В., Основные вопросы теплофикации городов, ГНТИ, 1933.
54. Дюскин В. К., Количественно-качественное регулирование тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1959.
55. Дунаевский Н. И., Техничко-экономические основы теплофикации, Госэнергоиздат, 1952.
56. Ермолаев Н. С., К вопросу об определении тепловой характеристики зданий, «Отопление и вентиляция», 1932, № 4.
57. Жилин В. Г., Экономическая эффективность применения природного газа в качестве энергетического топлива, «Электрические станции», 1958, № 7.
58. Жилин В. Г., Техничко-экономические показатели мощных конденсационных электростанций, «Электрические станции», 1959, № 8.
59. Жирнов Н. И., Кроль Л. Б., Глазов С. В., Щедрин Ф. Б., Крупная пиковая котельная для рационального теплоснабжения районов массовой застройки городов, «Теплоэнергетика», 1959, № 7.
60. Зеликсон Н. М. и Шпеер М. Г., Тепловая изоляция трубопроводов тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1962.
61. Закатова М. С., Методика расчета и результаты исследования двухступенчатых установок горячего водоснабжения, «Электрические станции», 1961, № 2.
62. Закс М. Л., Расчет и режим двухступенчатой схемы теплового ввода, «Водоснабжение и санитарная техника», 1961, № 9.
63. Закс М. Л., Расчетная потеря давления в водяных тепловых сетях, «Теплоэнергетика», 1956, № 2.

64. Залкинд Е. М., Расчет плоских трубных систем при их тепловом расширении, Известия ВТИ, 1948, № 5.
65. Залкинд Е. М., Расчет пространственных систем трубопроводов при их тепловом расширении, Известия ВТИ, 1948, № 10.
66. Захаренко С. Е. и Чугреев В. А., Строительство магистральных тепловых сетей Москвы, «Электрические станции», 1949, № 11.
67. Захаренко С. Е., Справочник по тепловым сетям, Госэнергоиздат, 1958.
68. Зингер Н. М. и Андреева К. С., Исследование гидравлических режимов сложной тепловой сети на электронной модели, «Теплоэнергетика», 1956, № 11.
69. Зингер Н. М. и Ляхов О. Г., Некоторые вопросы гидравлического режима тепловых сетей при совместной работе ТЭЦ, «Теплоэнергетика», 1958, № 4.
70. Зингер Н. М., Андреева К. С., Вульфсон Ф. А., Расчет многокольцевых гидравлических сетей на электронной вычислительной машине «Урал», «Теплоэнергетика», 1960, № 8.
71. Зыков С. А., Повышение экономичности отопительных ТЭЦ, «Электрические станции», 1958, № 1.
72. Каргаполов Е. В., Проектирование строительно-изоляционных конструкций тепловых сетей, Сб. Проектирование тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1957.
73. Калицун В. И., По поводу гидравлического расчета стальных трубопроводов, «Теплоэнергетика», 1960, № 11.
74. Каменев П. Н., Отопление и вентиляция, Госстройиздат, ч. I, 1956, ч. II, 1959.
75. Керцелли Л. И. и Рыжкин В. Я., Тепловые электростанции, Госэнергоиздат, 1956.
76. Копьев С. Ф., Теплоснабжение, Госстройиздат, 1953.
77. Копьев С. Ф., Вспомогательное оборудование машинных цехов электростанций, Госэнергоиздат, 1954.
78. Копьев С. Ф., Развитие ТЭЦ в крупных энергосистемах, «Теплоэнергетика», 1959, № 4.
79. Копьев С. Ф., Экономическая эффективность теплофикации в мощных энергосистемах, «Теплоэнергетика», 1959, № 6.
80. Копьев С. Ф., Техничко-экономические основы дальнего теплоснабжения, «Теплоэнергетика», 1956, № 9.
81. Копьев С. Ф., Развитие систем теплоснабжения, «Водоснабжение и санитарная техника», 1960, № 6.
82. Крашениников А. Н., Производство монолитного автоклавного термозоляционного армопенобетона для теплофикационных сетей, Информационные материалы Ленэнерго, Госэнергоиздат, 1949.
83. Крауз А. А., Температура воды в магистральных районного отовления, «Тепло и сила», 1931, № 2.
84. Кронгауз С. Д., Системы теплоснабжения промышленных предприятий от центральных котельных, Госстройиздат, 1951.
85. Кузнецов Л. А. и Рудомин Б. В., Конструирование и расчет трубопроводов теплосиловых установок, Машгиз, 1949.
86. Куранов А. Н., Перспективы развития промышленных ТЭЦ в мощных энергосистемах, «Теплоэнергетика», 1960, № 8.
87. Куранов А. Н., Параметры пара, типы и типоразмеры паровых турбин для тепловых промышленных электростанций, «Теплоэнергетика», 1959, № 5.
88. Колобков П. С., Пути повышения экономичности теплофикационных систем, Известия МВО, Энергетика, 1958, № 11.
89. Лапотьшкіна Н. П. и Сазонов Р. П., Опыт применения магнитной водообработки в закрытой системе теплоснабжения, «Электрические станции», 1961, № 6.
90. Лаговский А. А. и Пакшвер В. Б., Тепловые электрические станции, Госэнергоиздат, 1948.
91. Ланин И. С. и Харитон М. И., Опыт борьбы с коррозией в тепловых сетях, Госэнергоиздат, 1953.
92. Ланин И. С., Терморегуляторы горячего водоснабжения, «Энергетик», 1953, № 6.
93. Ланин И. С., Опыт эксплуатации тепловых сетей Ленинграда, Госэнергоиздат, 1962.
94. Лебедев П. Д. и Щукін А. А., Промышленная теплотехника, Госэнергоиздат, 1956.
95. Левенталь Г. Б. и Мелентьев Л. А., Основные направления и задачи развития теплофикации СССР на перспективу 15—20 лет, «Теплоэнергетика», 1960, № 8.
96. Лопатин Б. В., Тепловые сети, Строительные конструкции и их расчет, Госстройиздат, 1954.
97. Лопатин Б. В., Бесканальная прокладка подземных теплопроводов, Известия МВО, Энергетика, 1958, № 8.
98. Лукницкий В. В. и Сильвестров В. В., Паровые электростанции небольшой и средней мощности, Госэнергоиздат, 1948.
99. Лукницкий В. В., Тепловые электрические станции промышленных предприятий, Госэнергоиздат, 1953.
100. Лямин А. А. и Скворцов А. А., Строительные конструкции тепловых сетей из сборных железобетонных деталей, Госстройиздат, 1957.
101. Лямин А. А. и Скворцов А. А., Пути экономии металла в строительстве тепловых сетей, «Водоснабжение и санитарная техника», 1959, № 1.
102. Лямин А. А., Выбор строительных конструкций тепловых сетей и методика их расчета, Сб. Проектирование тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1957.
103. Ляхов О. Г., Методика расчета потокораспределения в тепловых сетях, «Теплоэнергетика», 1957, № 3.
104. Мамет А. П., Коррозия теплосилового оборудования электростанций, Госэнергоиздат, 1952.

105. Максимов Г. А. и Орлов А. И., Отопление и вентиляция, ч. I, Госстройиздат, 1954.
106. Миллер О. А., под руководством Пакшвера В. Б., Применение пара сверхвысоких параметров на ТЭЦ, Труды ВЗЭИ, вып. 8, 1957.
107. Мачинский В. Д., Теплотехнические основы гражданского строительства, Госстройиздат, 1933.
108. Мариев Д. И., Газотурбинные установки как теплофикационные агрегаты, «Электрические станции», 1960, № 4.
109. Мелентьев Л. А., Теплофикация, Изд-во АН СССР, ч. I, 1946, ч. II, 1948.
110. Мелентьев Л. А., Основные вопросы промышленной теплоэнергетики, Госэнергоиздат, 1954.
111. Мелентьев Л. А., Итоги и направления развития теплофикации СССР, «Теплоэнергетика», 1957, № 11.
112. Мелентьев Л. А., Методика технико-экономических расчетов при разработке схем теплоснабжения, Сб. Проектирование тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1957.
113. Мелентьев Л. А. и Штейнгауз Е. О., Экономика энергетики СССР, Госэнергоиздат, 1959.
114. Мелентьев Л. А., Направление развития и задачи повышения экономичности ТЭЦ, «Электрические станции», 1959, № 5.
115. Миленбург С. Л., Некоторые вопросы проектирования и строительства промышленных ТЭЦ, «Электрические станции», 1957, № 10.
116. Михальченко Г. Ф., Водоподготовка для нужд горячего водоснабжения, Сб. Проектирование тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1957.
117. Михеев М. А., Основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1956.
118. Мурий Г. А., Гидравлическое сопротивление стальных труб, Известия ВТИ, 1948, № 10.
119. Мурий Г. А., Гидравлическая характеристика регулирующих органов трубопроводов, Известия ВТИ, 1953, № 1.
120. Немцев З. Ф., О схеме включения предвключенного и основного подогревателей сетевой воды, «Электрические станции», 1960, № 6.
121. Немцев З. Ф., Метод определения номинальных нагревов воды в подогревателях, «Теплоэнергетика», 1962, № 11.
122. Николаев А. А., Вопросы разработки норм и руководящих указаний по проектированию тепловых сетей, Сб. Проектирование тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1957.
123. Некрасов А. М., 40 лет советской энергетики, Госэнергоиздат, 1957.
124. Овсянников А. В., Некоторые недостатки проектирования тепловых сетей и абонентских вводов, Сб. Проектирование тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1957.
125. Однотрубные системы тепловых сетей. Сборник статей под редакцией Н. К. Громова, Госэнергоиздат, 1962.
126. Основные методические положения технико-экономических расчетов в энергетике, Металлургиздат, 1959.
127. Пакшвер В. Б., Дальнее теплоснабжение городов, «За экономию топлива», 1949, № 11.
128. Пакшвер В. Б., О схемах теплоснабжения городов, «Электрические станции», 1955, № 5.
129. Пакшвер В. Б., Типы теплоэлектроцентралей и теплоснабжающих систем ближайшего периода развития энергетики, «Теплоэнергетика», 1956, № 9.
130. Перлин М. Б., Конструирование подземных прокладок тепловых сетей, Сб. Технические проблемы теплофикации, Госэнергоиздат, 1952.
131. Петелин Г. И., Трубопроводы электростанций, ОНТИ, 1935.
132. Пик М. М., Простейший способ присоединения водяных систем к паровым сетям, «Промышленная теплоэнергетика», 1946, № 7.
133. Пик М. М., Исследование изоляционных конструкций и внешней коррозии подземных теплопроводов, Сб. Наладочные и экспериментальные работы ОГРЭС, вып. V, Госэнергоиздат, 1952.
134. Пик М. М., Опыт работы горячего водоснабжения с непосредственным разбором сетевой воды, Сб. Вопросы эксплуатации тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1954.
135. Правила технической эксплуатации теплоиспользующих установок и тепловых сетей промышленных предприятий, Госэнергоиздат, 1954.
136. Правила технической эксплуатации электростанций и сетей, Госэнергоиздат, 1961.
137. Проектирование городских тепловых сетей, Сб. под ред. Соколова Е. Я. Николаева А. А., Шубина Е. П., Госэнергоиздат, 1957.
138. Раков К. А., Применение пара сверхкритических параметров на теплоэлектроцентралях, «Теплоэнергетика», 1959, № 5.
139. Россиевский Г. И. и Монастырская А. Р., Вопросы развития мощных промышленных ТЭЦ, «Теплоэнергетика», 1957, № 5.
140. Россиевский Г. И., Экономическая эффективность теплофикации в условиях мощных энергосистем, «Электрические станции», 1958, № 6.
141. Руководящие указания по проектированию тепловых сетей, под ред. Дюкина В. К., Главэнерго НКТП, 1939.
142. Руководящие указания по монтажу, наладке и эксплуатации авторегуляторов конструкции ОГРЭС для теплофикационных установок, Авторы Витальев В. П., Гросман Д. А., Соколов Р. М., Госэнергоиздат, 1954.
143. Рудомин Б. В., О расчете на прочность теплофикационных трубопроводов, «Электрические станции», 1959, № 11.
144. Сазанов Б. В., Использование вторичных энергоресурсов в металлургии, Металлургиздат, 1953.
145. Сазонов Р. П., Экспериментальное исследование водоструйных насосов с цилиндрической камерой смещения, Известия ВТИ, 1959, № 11.
- 145а. Сазонов Р. П., Усовершенствование секционных водоводяных подогревателей, Госэнергоиздат, 1962.

146. Сафонов А. П., Автоматические регуляторы на теплофикационных вводах, Госэнергоиздат, 1952.

147. Сафонов А. П. и Шубин Е. П., Определение тепловых потерь в действующих водяных тепловых сетях, «Теплоэнергетика», 1954, № 5.

148. Сафонов А. П., Задачник по тепловым сетям, Госэнергоиздат, 1956.

149. Сафонов А. П., Состояние тепловой изоляции и наружная коррозия подземных теплопроводов, «Электрические станции», 1959, № 12.

150. Сафонов А. П., Проектирование абонентских вводов, Сб. Вопросы проектирования тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1957.

151. Скворцов А. А., Основные вопросы расчета теплофикационных трубопроводов на прочность, Сб. Проектирование тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1957.

152. Скворцов А. А., Новая конструкция компенсаторов для тепловых сетей, «Теплоэнергетика», 1959, № 7.

153. Скворцов А. А., Исследование теплоизоляционных и строительных конструкций, «Электрические станции», 1957, № 10.

154. Скворцов А. А., Бунин В. С., Применение неметаллических труб в строительстве тепловых сетей, «Электрические станции», 1959, № 5.

155. Скрицкий Л. Г., Автоматика в системах теплогаснабжения и вентиляции, Госстройиздат, 1957.

156. Скрицкий Л. Г., Проектирование насосных подстанций и их автоматизация, Сб. Проектирование тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1957.

157. Соколов Е. Я., Тепловые сети, Госэнергоиздат, 1948, 1956.

158. Соколов Е. Я., Громов Н. К., Сафонов А. П., Эксплуатация тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1955.

159. Соколов Е. Я. и Зингер Н. М., Струйные аппараты, Госэнергоиздат, 1960.

160. Соколов Е. Я., Практика использования отработавшего и мятого пара, Изд. МЭИ, 1951.

161. Соколов Е. Я., Основные вопросы гидравлического расчета тепловых сетей, Сб. Проектирование тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1957.

162. Соколов Е. Я., Закрытая система горячего водоснабжения с двумя последовательно включенными подогревателями, «Теплоэнергетика», 1954, № 5.

163. Соколов Е. Я., Теплофикация и тепловые сети. Очерки по истории энергетической техники, Госэнергоиздат, 1955.

164. Соколов Е. Я., Рубинштейн Я. М., Зингер Н. М., Энергетические и технико-экономические показатели систем теплоснабжения крупных городов, «Теплоэнергетика», 1956, № 8.

165. Соколов Е. Я., Рубинштейн Я. М., Зингер Н. М., Бунин В. С., Андреева К. С., Выбор типа теплофикационной турбины большой мощности, «Теплоэнергетика», 1958, № 4.

166а. Соколов Е. Я., Тепловые характеристики теплообменных аппаратов, «Теплоэнергетика», 1958, № 5.

166б. Соколов Е. Я., О тепловых характеристиках теплообменников, «Водоснабжение и санитарная техника», 1963, № 1.

166а. Соколов Е. Я., Расчет переменного теплового режима оборудования абонентских установок, Известия вузов, Энергетика, 1963, № 2.

167. Соколов Е. Я., Основные пути развития теплофикации, «Электрические станции», 1960, № 6.

168. Соколов Е. Я., Совместная работа ТЭЦ и пиковых котельных, «Электрические станции», 1960, № 10.

169. Соколов Е. Я., О методике учета технико-экономических показателей тепловых электростанций, «Электрические станции», 1961, № 12.

170. Соколов Е. Я., Развитие водяных систем теплоснабжения, Известия вузов, Энергетика, 1961, № 10.

171. Строительные нормы и правила, ч. II, Госстройиздат, 1954.

172. Танер-Таненбаум Ж. Л., Перспективы развития теплофикации в СССР, Труды Первого Всесоюзного съезда по теплофикации, Изд. ВЭК, 1931.

173. Таранов Б. П., Об относительной эффективности ступенчатого подогрева на ТЭЦ, «Теплоэнергетика», 1957, № 9.

174. Таранов Б. П., К вопросам термодинамики и классификации термодинамических циклов, Диаграммы режимов систем теплоснабжения, Труды Института теплоэнергетики, 1951, Сб. № 4 и 1952, Сб. № 7.

175. Тепловые сети, Сб. ВТИ, ред. Берман Л. Д. и Якуб Б. М., ОНТИ, 1936.

176. Технические проблемы теплофикации, Сб. докладов, ред. Белинский С. Я., Лавренко К. Л., Перлин М. Б., Фаерман С. Ц., Госэнергоиздат, 1952.

177. Труды Первого Всесоюзного съезда по теплофикации, Изд. ВЭК, 1931.

178. Теплотехнический справочник, Госэнергоиздат, т. I, 1957, т. II, 1958.

179. Филиппов М. Ф., Сборные конструкции теплопроводов и новые способы их прокладки, «Электрические станции», 1953, № 1.

180. Филиппов М. Ф., Некоторые вопросы выбора схем и расчета теплопроводов при совместной работе ТЭЦ, Сб. Проектирование тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1957.

181. Хасилев В. Я., Вопросы технико-экономического расчета тепловых сетей, Сб. Проектирование тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1957.

182. Хлудов А. В., Горячее водоснабжение, Госстройиздат, 1957.

183а. Хлыбов Б. М., Опыт обработки воды тепловых сетей районных систем теплоснабжения, Сб. Вопросы эксплуатации тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1954.

183б. Хлыбов Б. М., Новый режим регулирования отпуска тепла для систем теплоснабжения с непосредственным водоразбором, «Водоснабжение и санитарная техника», 1958, № 2.

184. Цинь-Шу-тунь, Теоретическое и экспериментальное исследование аккумуляющей способности зданий, Известия вузов, Энергетика, 1960, № 6 и № 9.

185. Чаплин В. М., Технические и экономические требования к отопительным и вентиляционным системам, Труды Первого Всесоюзного съезда по теплофикации, Издание ВЭК, 1931.

186. Чувилкин М. П., Основной тип паровых турбин для переклевтивных ТЭЦ, Известия МВО, Энергетика, 1961, № 5.

187. Чистович С. Я., Гидравлический режим открытых тепловых сетей, Изд-во МКХ РСФСР, 1955.

188. Шифринсон Б. Л., Основной расчет тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1940.

189. Шифринсон Б. Л., Гидродинамический расчет тепловых сетей, «Тепло и сила», 1935, № 1.

190. Шифринсон Б. Л., Распределение расхода воды в тепловой сети, «Отопление и вентиляция», 1935, № 11.

191. Шифринсон Б. Л., Мелентьев Л. А., Иоффе М. С., Выбор расчетных температур теплоносителя в тепловых сетях, «Теплосиловое хозяйство», 1940, № 2.

192. Шевелев Ф. А., Исследование основных гидравлических закономерностей турбулентного движения в трубах, Госстройиздат, 1953.

193. Шкроб М. С., Современные методы водоподготовки и обработки воды, Госэнергоиздат, 1947.

194. Штейнгауз Е. О., Вопросы энергоснабжения и планировки городов, Госстройиздат, 1952.

195. Шпеер М. Г., Гидравлический способ промывки тепловых сетей и отопи-

тельных систем, «Водоснабжение и санитарная техника», 1959, № 7.

196. Шубин Е. П., Новый способ подсчета тепловых потерь нескольких труб, уложенных в грунт, Известия ВТИ, 1934, № 8.

197. Шубин Е. П. и Сатуновский С. А., Изоляция теплопроводов, Госстройиздат, 1941.

198. Шубин Е. П., Проектирование городских тепловых сетей, Изд-во Министрства коммуна. хоз-ва РСФСР, 1952.

199. Шубин Е. П. и Сафонов А. П., О нормировании теплопотерь в тепловых сетях, «За экономию топлива», 1952, № 3.

200. Шубин Е. П., Укрупненные технико-экономические показатели для городских тепловых сетей, Сб. Проектирование тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1957.

201. Шубин Е. П. и Хлыбов Б. М., Рецензия на книгу Соколова Е. Я., «Тепловые сети», «Электрические станции», 1959, № 6.

202. Шицман С. Е., Об учете технико-экономических показателей тепловых электростанций, «Электрические станции», 1961, № 2.

203. Элементы оборудования тепловых сетей, Авторы Копьев С. Ф. и Соколов Е. Я., ОНТИ, 1933.

204. Юренев В. Н., Промышленные электростанции, Госэнергоиздат, 1963.

205. Юренев В. Н., Повышение экономичности промышленных электростанций, «Теплоэнергетика», 1958, № 4.

206. Якимов Л. К., Новые теплоизоляционные материалы для подземных теплопроводов, «Водоснабжение и санитарная техника», 1959, № 2.

207. Якуб Б. М., Теплоэлектроцентрали, Госэнергоиздат, 1933.

АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Абонентские подогреватели 59, 230, 348
— установки для возврата конденсата 222
Абонентский ввод 58, 222, 232, 242
Абоненты автономные 130
— неавтономные 130
Аварии в тепловых сетях 311
Автомат аварийного слива 219
Автоматизация абонентских установок 249
— теплофикационных установок 215
Авторегуляторы индивидуальные 81
— непрямого действия 175, 215
Аккумулярующая способность аккумулятора 242
Аккумуляторные установки 241
Аккумуляторы тепла водяные 59, 65, 77, 199, 212
— — паровые 244
Активность коррозионная 202
Альтшуля формула 138
Антикоррозионные покрытия 315
Аматура теплопроводов 276

Баки конденсатные 224
Блазиуса формула 138
Борьба с блуждающими токами 314
— — коррозией 312
— — внутренней 313
— — наружной 314
Брига схема 221

Вентиляционная характеристика зданий 39, 334
— — — промышленных 336
Влажность тепловой изоляции 272
Внутренние тепловыделения 33
Вода сетевая, подогрев 50
Водогрейные пиковые котельные 129

Водоподготовка для тепловых сетей 197
— — — кислотная 201
Водоразборный кран 64, 235
Водоструйный элеватор 59, 236
Воды поверхностные 270
Возврат конденсата 72, 75, 311
Воздушный кран 64, 255
ВТИ конструкция 259
Выбор начала и конца отопительного сезона 39
— расчетных расходов воды 158
— системы теплоснабжения 78
— — центрального регулирования 126
— теплоносителя 77
— толщины изоляции 306, 331
— удельного падения давления 330
Выработка электрической энергии 7, 18, 25

Гидравлическая устойчивость абонентских систем 172
— — тепловой сети 68, 126, 171
— характеристика регулирующих органов 170
Гидравлический расчет тепловых сетей 135, 145, 154, 175
— режим тепловых сетей 161, 165, 179, 182
График пьезометрический 149, 173, 175
— — конденсатной сети 154
— — построение 152
— расхода воды 44, 108, 125
— температур 93—125
— тепловой нагрузки годовой 44
— — — по продолжительности 44, 46
— — — интегральный 45
— — — на вентиляцию 39
— — — горячее водоснабжение 42, 113
— — — отопление 40, 46

График тепловой нагрузки суточный 113
Графический расчет точки насыщения 306

Давление в нейтральной точке 174

— отбора 126
— — выбор 328
— статическое 151
Д'Арси уравнение 137
Деаэратор атмосферный 203
— вакуумный 204, 247
Деаэрация воды 202
Деформация температурная 286
— — теплообменников 286
Дилатометрическое термореле 217
Диспетчерский пункт теплосети 307
Дозаторы 247
Дренаж паропровода «усковой» 255
Дренажные задвижки 255
Дюкер для прокладки теплопроводов 264

Задвижки 276

— дренажные 255
Защита от грунтовых и поверхностных вод 271
— — коррозии местных систем 244
— — наклепобразования 244, 248
— электродная 247

Изоляция тепловая 267

— — выбор толщины 306, 331
— — конструкции 266—269
Инфильтрация 34

Кавитация насосов 225

Камера 263
Канал непроходной 258
— полупроходной 257
— проходной 226
Кармана формула 290
Карты тепловые 47
Катионитовые фильтры 199
Клапан обратный 64, 255
— регулирующий 219
Клушина схема 62
Комбинированная выработка электрической энергии 16, 23
— — — критическая доля 25
Компенсаторы 287
— манжетные 288
— сальниковые 287
Компенсация осевая 287
— радиальная 289
— расчет 290—296

Компрессоры механические 206

— струйные 73, 209
— термохимические 207
Конденсатоотводчик 73
Конденсатосборная установка 222
Контрольные пластины 314
Кольева метод 199
Коррозионный коэффициент 202
Коррозия внутренняя 313
— местных систем 244
— язвенная 223, 313

Коэффициент весовой растворимости газов 202, 347

— восстановления термохимических компрессоров 208
— гидравлического трения 137
— гидравлической устойчивости 172
— инъекции 58, 80, 210, 237
— инфильтрации 34, 38
— использования тепла топлива 16
— лучепопускания 298
— местных потерь 143
— — сопротивлений 142, 193, 343
— — элементов теплообменных аппаратов 345
— полезного действия газотурбинной установки 31
— — — теплообменного аппарата 192
— понижения жесткости трубы 290
— теплопередачи вентиляционных калориферов 94
— — отопительных приборов 88
— — поверхностных аппаратов 191
— теплопроводности грунта 300
— — слоя 299
— теплофикации района 127
— — ТЭЦ 131
— трансформации термохимических компрессоров 208
— холостого хода насосов 162

Коэффициент эффективности изоляции 304

— — нормативный 316

Кран воздушный 64, 255

Лаборатория производственная 308

Ленэнерго конструкция 261
Ликвидация аварий в тепловых сетях 311
Линия статического давления 152

Магистраль расчетная 155

Магнитная обработка воды 248
Мачта железобетонная 266
Мелентьева формула 25
Мертвая опора 278, 284
Метод термической стабилизации воды 190
Механические термокомпрессоры 206
Мурина результаты 139

Нагрузки на опоры 279, 349

Надземные теплопроводы 266
Напор пьезометрический 149
— располагаемый 150, 159
— сетевых насосов 159
— статический 151, 174
— температурный 80
Наружная коррозия 314
Нейтральная точка 173, 311
Никурадзе формула 138
Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов 146
Нормативный срок окупаемости дополнительных затрат 315
Нуссельта формула 298

Обнаружение аварий в тепловых сетях 311

Оборудование абонентских вводов 222
Обратный клапан 64, 255
Опоры свободные 279
— теплопроводов 278, 349
— — неразгруженные 284
Определение расхода воды для абонентских вводов 226
— — — топлива 17, 21
— — — в газотурбинных установках 30
— — — на выработку тепла 17
— — — — электрической энергии 17
— экономии топлива при теплофикации 26
Организация эксплуатации тепловых сетей 307
ОРГРЭС конструкция 217, 249
Открытые системы теплоснабжения 65, 115
Отопительная характеристика зданий 35, 334
— — — промышленных 336
Отопительные установки, очистка 314
— — — схемы присоединения 56

Падение давления линейное 137

— — местное 137, 142
— — суммарное 144
— — — экономическое, выбор 330
Пакшвера система теплоснабжения 70
Паропреобразовательные установки 205
Паропроводы-спутники 161
Пенобетон 261
Пиковые водогрейные котельные 129, 134
Подогреватели 187—190, 230
Подогревательные установки абонентские 230, 348
— — — станционные 186, 193, 197
Подпиточная вода тепловых сетей 198
Подпиточное устройство 174
Подстанции 179
Потери конденсата 311
— тепловые 297
Почвенная коррозия 314
Прокладка трубопроводов бесканальная 261, 301
— — в гильзах 265
— — канальная 261, 301
— — надземная 266
— — подземная 255
— — щитовая 264
Промывка тепловых сетей 315
Пространственные трубопроводы 295
Пуазейля формула 138

Разрегулировка водяных систем 166

Район тепловых сетей 307
Расход воды в сети расчетный 67, 108, 158
— — на абонентский ввод 226
— — — вентиляцию 105
— — — горячее водоснабжение 60, 106, 166, 336
— — — отопление 105, 166

Расход тепла годовой 45
 — на вентиляцию 39, 341
 — горячее водоснабжение 41
 — отопление 33, 235, 341
 — технологические нужды 41
 Расчет водоструйных элеваторов 236
 — гидравлический 134, 145
 — гидравлического режима 165, 173, 182
 — емкости аккумулятора 242
 — естественной компенсации 289
 — компенсаторов 292
 — паропроводов 155
 — спутников 161
 — транзитных 160
 — температурного поля 303
 Расчетная магистраль 155
 — наружная температура 36, 79, 333
 Регулирование автоматическое 81
 — качественное 83, 93, 116, 133
 — качественно-количественное 83, 99, 119, 122, 131
 — количественное 83, 96
 — комбинированное 81
 — местное 80
 — невязанное 67, 104
 — подпитка 217
 — пропускными 103
 — режима совместной работы ТЭЦ и пиковых котельных 131, 134
 — связанное 68, 104, 236
 — центральное 80, 103, 110, 115
 — выбор 126
 Регулятор давления 59, 153, 221
 — прямого действия 249
 — расхода 58, 166, 249
 — температуры 59, 166, 219, 251
 Режим гидравлический 161, 165, 179, 182
 Реле давлений 220
 Сети тепловые, конструкции 253—264
 — материальная характеристика 323
 — оборудование 254
 — стоимость 323
 — обслуживания 327
 — схемы 135
 — эксплуатация 307
 Система теплоснабжения 50
 — водяная закрытая 56
 — выбор 77
 — двухтрубная 57, 75
 — одноструйная 68, 72
 — открытая 55, 65
 — паровая без возврата конденсата 76
 — с возвратом конденсата 72
 — технико-экономический расчет 315
 Системы регулирования 80
 Смесительные подстанции 180
 — устройства 58, 236
 Солемеры 312
 Сопротивление сети 162
 — суммарное 165, 177
 — тепловое 297
 — поверхность 298
 — слоя 299
 Срок окупаемости дополнительных капиталовложений 315
 Стефана-Больцмана формула 298
 Стоимость абонентских систем 325
 — обслуживания 327
 — перекачки теплоносителя 325
 — тепловой сети 322
 — тепловых потерь 326
 — удельная ТЭЦ 317
 Стрела прогиба трубопровода 279
 Струйные компрессоры 73, 209
 — подогреватели 196
 Схема автоматизации абонентского отопительного ввода 250
 — одноступенчатой подогревательной установки 216
 — автоматического регулирования давления пара в смешивающих подогревательных установках 221
 — температуры воды, подаваемой на горячее водоснабжение 251
 — включения ТЭЦ и пиковых котельных 130
 — газотурбинной теплофикационной установки 30
 — двухступенчатой подогревательной установки 186, 193
 — панорамобразовательной установки 205
 — подпиточного устройства 174
 — регулятора прямого действия 215
 — сети, питаемой от двух ТЭЦ 181, 182
 — теплофикационной турбины 50, 53
 — установки для заполнения каналов тепловой изоляцией 269

Схема установки для обработки подпиточной воды 199, 201, 204
 — сталестружечного фильтра 247
 Схемы абонентских вводов 110, 116, 119, 232, 243
 — присоединения отопительных установок 56, 153, 236, 241
 — сетей с насосной подстанцией 180, 181
 — тепловых сетей 135
 Температура внутренняя 79
 — наружная расчетная 36, 79, 333
 Температурная деформация теплообменников 296
 Тепловая нагрузка графики 42
 — классификация 32
 — круглогодовая 41
 — сезонная 32
 — характеристика отопительных систем 88
 — теплообменных аппаратов 85
 — экономичности ТЭЦ
 Тепловое сопротивление 297
 — грунта 300
 — поверхности 298
 — слоя 299
 Тепловыделения внутренние 33
 Тепловые карты 47
 — сети кольцевые 136
 — радиальные 135
 — схемы 135
 Теплоноситель 10
 — выбор 77
 — подготовка 197
 — стоимость перекачки 325
 Теплоподготовительные установки 185
 Теплофикационные турбины с отбором пара 23, 50
 — — — противодавлением 50
 Теплофикационный коэффициент района 127
 — ТЭЦ 131
 Теплофикация 7
 Теплоэлектроцентраль 7
 — удельная стоимость 317
 Термическая деаэрация воды 202
 Термокомпрессоры 73, 206
 Термореле 217, 249, 251
 Термохимические компрессоры 207
 Токи блуждающие 314
 Уравнение характеристики отопительных систем 88
 — теплообменных аппаратов 86
 Уровень статического давления 151
 Установка конденсатосборная 74, 222
 — закрытая 223
 — открытая 224
 — теплоподготовительная 185, 230
 Утечка воды из сети 313
 Фиксация давления 173
 Фильтры катионитовые 198
 — сталестружечные 247
 — электрохимические 248
 Фланцевые соединения 277
 Форгеймера формула 300
 Характеристика водоструйных элеваторов 238
 — гидравлическая регулирующих органов 170
 — здания вентиляционная 39, 334
 — отопительная 35, 334
 — насоса 162, 225
 — отопительных систем 88
 — струйных компрессоров 214
 — тепловой сети 162
 — теплоизоляционных материалов 348
 — теплообменных аппаратов 85
 Химическое обескислороживание воды 204
 Шероховатость трубопроводов абсолютная 141, 145
 — относительная 139
 Шибрные задвижки 276
 Шиффсона формула 141
 Шубина данные 339
 — метод 302
 Эквивалентная длина местных сопротивлений 143
 — наружная температура 310
 — относительная шероховатость 140
 Экономическая толщина изоляции 331
 Экономическое удельное падение давления 330
 Экономия топлива абсолютная 26
 — годовая 28, 319
 — удельная 26
 Эксплуатационный контроль качества воды 314
 Эффективность теплофикации 16

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Колонка, строка	Напечатано	Должно быть
56	Правая, 13 сверху	установка — по	установка z — по
90	Правая, 34 снизу	В этом	В том
118	Формула (4-95)	$Q_o = \frac{0,5 + u}{1 + u} (\tau_2 - t_1) \dots$	$Q_o = \frac{0,5 + u}{1 + u} (\tau_1 - t_1) \dots$
123	13 снизу	$\dots \frac{Q_r}{Q'_o (t_1 - t_2)} \frac{\Delta t'}{\bar{Q}^{0,2}} + \dots$	$\dots \frac{Q_r}{Q'_o (t_1 - t_2)} \left(\frac{\Delta t'}{\bar{Q}^{0,2}} + \dots \right)$
298	Формула (10-9)	$\sqrt{\frac{t - t_0}{d}}$ $\sqrt{\frac{t - t_0}{d}}$	$\sqrt[4]{\frac{t - t_0}{d}}$ $\sqrt[4]{\frac{t - t_0}{d}}$